

ALMA MATER STUDIORUM - UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

SCUOLA DI INGEGNERIA E ARCHITETTURA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE

CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

TESI DI LAUREA

in

ENERGETICA DEGLI EDIFICI E IMPIANTI TERMOTECNICI M

**ANALISI NUMERICA DEI PROBLEMI DI SBILANCIAMENTO
IDRAULICO NELLE RETI DI DISTRIBUZIONE IDRONICHE DEGLI
IMPIANTI DI RISCALDAMENTO**

CANDIDATO

Festi Andrea

RELATORE:

Chiar.mo Prof. Ing. Morini Gian Luca

CORRELATORE

Ing. Campana Jean Pierre

Anno Accademico 2018/19

Sessione II

SOMMARIO

SOMMARIO	5
INDICE DELLE FIGURE	9
INDICE DELLE TABELLE	16
NOMENCLATURA	17
1 INTRODUZIONE	19
1.1 SOMMARIO	19
1.2 SOFTWARE UTILIZZATI.....	22
1.2.1 <i>MATLAB</i>	22
1.2.2 <i>Simulink</i>	24
1.2.2.1 Libreria CARNOT.....	25
1.2.2.2 ALMABEST	28
2 MODELLO FISICO DESCRITTIVO	43
2.1 PERDITE DI CARICO	43
2.1.1 <i>Perdite di carico distribuite</i>	44
2.1.2 <i>Perdite di carico concentrate</i>	46
2.1.3 <i>Calcolo della portata e della perdita di carico in CARNOT</i>	48
2.1.3.1 Perdita di carico per componenti in serie	49
2.1.3.2 Perdita di carico per componenti in parallelo	49
2.2 DESCRIZIONE MATEMATICA DEI BLOCCHI UTILIZZATI.....	51
2.2.1 <i>Descrizione delle tubazioni</i>	51
2.2.1.1 Blocco Pipe.....	54
2.2.1.1.1 <i>Geometry</i>	55
2.2.1.1.2 <i>Thermal</i>	56
2.2.1.1.3 <i>Hydraulic</i>	57
2.2.1.2 Blocco Pipe Geometry	58
2.2.2 <i>Valvola termostatica</i>	59
2.2.3 <i>Flow Mixer e Flow Diverter</i>	65
2.2.4 <i>Pompa di circolazione</i>	67
2.2.4.1 Pompa a giri fissi.....	69
2.2.4.2 Pompa a giri variabili.....	71
2.2.4.2.1 Pompa a giri variabili con regolazione della pressione costante.....	71

2.2.4.2.2	Pompa a giri variabili con regolazione della pressione proporzionale	73
2.2.5	Caldia a condensazione	75
3	DESCRIZIONE DELL'EDIFICIO	81
3.1	DESCRIZIONE GEOMETRICA	81
3.2	COMPONENTI DI INVOLUCRO	84
3.2.1	<i>Stratigrafie dei muri</i>	84
3.2.1.1	Stratigrafia muro esterno	84
3.2.1.2	Stratigrafia muro interno	85
3.2.1.3	Stratigrafia solaio verso sottotetto	85
3.2.1.4	Stratigrafia solaio verso interpiano	86
3.2.2	<i>Finestre</i>	87
3.3	CARICHI INTERNI	90
3.4	IMPLEMENTAZIONE DELL'EDIFICIO IN ALMABUILD	92
3.5	CALCOLO DELLE DISPERSIONI	97
4	DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO	101
4.1	DESCRIZIONE DELL'IMPIANTO	102
4.2	SOTTOSISTEMA DI EMISSIONE	104
4.3	SOTTOSISTEMA DI DISTRIBUZIONE	106
4.3.1	<i>Bilanciamento piano terra</i>	111
4.3.2	<i>Bilanciamento primo piano</i>	112
4.3.3	<i>Bilanciamento complessivo</i>	113
4.4	SOTTOSISTEMA DI GENERAZIONE	117
5	COMPORAMENTO DELL'IMPIANTO	119
5.1	FATTORE DI SOVRA PORTATA NEI CIRCUITI IDRONICI A COLONNE MONTANTI	120
5.1.1	<i>Circuito sbilanciato</i>	122
5.1.2	<i>Circuito bilanciato</i>	124
5.1.2.1	Condizioni nominali di progetto	125
5.1.2.2	Condizioni di funzionamento ai carichi parziali	126
5.1.3	<i>Dipendenza del fattore di sovra portata dalla posizione dello stelo</i>	131
5.1.4	<i>Condizioni di funzionamento con carichi variabili</i>	133
5.2	FATTORE DI SOVRA PORTATA NEI CIRCUITI IDRONICI A ZONE	137
5.2.1	<i>Circuito bilanciato con pompa a velocità costante</i>	138
5.2.1.1	Condizioni di funzionamento ai carichi parziali	139
5.2.1.2	Condizioni di funzionamento con carichi variabili	143
5.2.2	<i>Circuito con pompa a velocità variabile con regolazione della pressione costante</i>	146
5.2.2.1	Condizioni nominali di progetto	146
5.2.2.2	Condizioni di funzionamento ai carichi parziali	147
5.2.2.3	Condizioni di funzionamento con carichi variabili	151
5.2.3	<i>Circuito con pompa a velocità variabile con regolazione della pressione proporzionale</i> 153	
5.2.3.1	Condizioni di funzionamento con carichi parziali	153
5.2.3.2	Condizioni di funzionamento con carichi parziali	156

6	SIMULAZIONI ANNUALI SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTO.....	159
6.1	ACCOPPIAMENTO EDIFICIO-IMPIANTO.....	159
7	RISULTATI SIMULAZIONI ANNUALI VARIANDO LOCALITÀ E CARICHI	
INTERNI	165
7.1	CASO 1	166
7.1.1	<i>Temperatura delle zone termiche.....</i>	167
7.1.2	<i>Apertura delle valvole e altri parametri delle zone termiche</i>	169
7.1.3	<i>Prestazioni della caldaia</i>	172
7.2	CASO 2	176
7.2.1	<i>Temperatura delle zone termiche.....</i>	176
7.2.2	<i>Apertura delle valvole e altri parametri delle zone termiche</i>	177
7.3	CASO 3	179
7.3.1	<i>Temperatura delle zone termiche.....</i>	179
7.3.2	<i>Apertura delle valvole nelle zone termiche</i>	181
7.3.3	<i>Prestazioni della caldaia</i>	183
8	RISULTATI SIMULAZIONI ANNUALI VARIANDO LA TIPOLOGIA DI POMPA	185
8.1	TEMPERATURA DELLE ZONE TERMICHE.....	186
8.2	APERTURA DELLE VALVOLE NELLE ZONE TERMICHE	187
8.3	ANALISI DEL COMFORT NELLE ZONE TERMICHE	189
8.3.1	<i>Classi di comfort.....</i>	191
8.4	ANALISI ENERGETICA NEI DIVERSI CASI	197
9	CONCLUSIONI.....	199
10	BIBLIOGRAFIA.....	205
11	APPENDICE	207
A.1	DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO	207
A.1.1	<i>DIMENSIONAMENTO VALVOLE.....</i>	208
A.1.2	<i>DIMENSIONAMENTO POMPA</i>	210
A.1.3	<i>DIMENSIONAMENTO CORPI SCALDANTI.....</i>	212
A.1.4	<i>BILANCIAMENTO PERDITE DI CARICO DELL'IMPIANTO</i>	213
A.1.5	<i>CARATTERISTICHE TUBAZIONI.....</i>	215

Indice delle figure

Figura 1. Ambiente di lavoro MATLAB.....	23
Figura 2. Libreria di Simulink.....	24
Figura 3. Schermata iniziale libreria CARNOT.....	25
Figura 4. Blocco Pipe di CARNOT.....	26
Figura 5. Blocco Bus Selector in Simulink.....	27
Figura 6. Maschera vettore THB tramite Bus Selector.....	27
Figura 7. Struttura libreria ALMABEST.....	28
Figura 8. Blocchi principali di ALMABuild.....	29
Figura 9. Blocchi contenuti in Wheather Data.....	29
Figura 10. Blocchi contenuti in Building Components.....	30
Figura 11. Blocchi contenuti in Building Thermal Balances.....	30
Figura 12. Blocchi modello edificio modellato con ALMABuild.....	31
Figura 13. Suddivisione del modello edificio.....	32
Figura 14. Blocchi contenuti in Wheather Data dell'edificio esaminato.....	33
Figura 15. Blocchi contenuti in Intersection dell'edificio esaminato.....	33
Figura 16. Blocchi che rappresentano la zona termica.....	34
Figura 17. Blocchi muri esterni della zona termica.....	35
Figura 18. Blocchi del tetto della zona termica.....	36
Figura 19. Blocco pavimento contro terra della zona termica.....	37
Figura 20. Blocco divisori interni della zona termica.....	37
Figura 21. Blocchi finestre della zona termica.....	38
Figura 22. Blocco ponti termici della zona termica.....	39
Figura 23. Blocco infiltrazioni della zona termica.....	39
Figura 24. Blocco ventilazione della zona termica.....	40

Figura 25. Blocco bilancio termico totale della zona termica.....	40
Figura 26. Interfaccia principale di ALMABEST	41
Figura 27. Diagramma di Moody	46
Figura 28. Blocchi costituenti una generica tubazione	51
Figura 29. Variazione della quota in una tubazione	52
Figura 30. Restringimento tubazione	53
Figura 31. Allargamento tubazione	53
Figura 32. Diramazione tubazione	53
Figura 33. Confluenza tubazione	53
Figura 34. Tipologia di tubazioni presenti nella libreria di CARNOT.....	54
Figura 35. Blocco Pipe	54
Figura 36. Maschera proprietà geometriche	55
Figura 37- Maschera proprietà termiche	56
Figura 38. Maschera proprietà idrauliche.....	57
Figura 39. Blocco pipe geometry.....	58
Figura 40. Maschera proprietà geometriche	58
Figura 41. Blocco valvola di CARNOT	59
Figura 42. Curva caratteristica scambiatore generico	60
Figura 43. Curva caratteristica valvola	61
Figura 44. Capacità termica complessiva sistema valvola-scambiatore	61
Figura 45. Dipendenza della curva caratteristica dall'autorità	62
Figura 46. Modello testa termostatica proporzionale.....	63
Figura 47. Variazione della temperatura con valvola termostatica	64
Figura 48. Variazione della temperatura con regolatore on-off	64
Figura 49. Blocchi flow mixer e flow diverter	65
Figura 50. Schema di collegamento di un derivato nel circuito	66
Figura 51. Blocco pompa in Simulink.....	67
Figura 52. Punto di funzionamento pompa-circuito.....	67

Figura 53. Curva di rendimento della pompa	68
Figura 54. Schema funzionamento della pompa modellata in Simulink	69
Figura 55. Curva pompa a giri fissi	70
Figura 56. Energia sprecata a causa della pompa a giri fissi	70
Figura 57. Curva pompa a giri variabili con regolazione della pressione costante	71
Figura 58. Punto di funzionamento con regolazione della pressione costante	72
Figura 59. Risparmio conseguito rispetto alla pompa a giri fissi	72
Figura 60. Regolazione proporzionale	73
Figura 61. Nuovo punto di funzionamento	73
Figura 62. Area di risparmio	74
Figura 63. Blocco caldaia a condensazione	75
Figura 64. Confronto curve di rendimento delle varie caldaie	76
Figura 65. Schematizzazione caldaia	77
Figura 66. Schema modello della caldaia a condensazione	79
Figura 67. Raggruppamento blocchi from e goto	80
Figura 68. Pianta piano terra edificio	82
Figura 69. Pianta primo piano edificio	83
Figura 70. Vista laterale edificio	83
Figura 71. Profilo occupazionale dell'edificio	90
Figura 72. Profilo giornaliero dei carichi interni	90
Figura 73. Schermata di Google SketchUp	92
Figura 74. GUI creazione nuovo modello di ALMABuild	93
Figura 75. GUI importazione edificio di ALMABuild	93
Figura 76. Visualizzazione edificio importato in ALMABuild	94
Figura 77. Visualizzazione edificio importato in ALMABuild	94
Figura 78. GUI per la definizione delle proprietà della zona termica	95
Figura 79. GUI per la definizione delle proprietà della zona termica	96
Figura 80. Modello dell'edificio creato con ALMABuild	96

Figura 81. Schermata visualizzazione dati climatici per il calcolo della potenza ideale.....	97
Figura 82. Schermata risultato del calcolo della potenza ideale	98
Figura 83. Pianta con impianto piano terra	103
Figura 84. Pianta con impianto primo piano.....	103
Figura 85. Schema di impianto implementato	104
Figura 86. Immagine radiatore gruppo Ragaini.....	104
Figura 87. Schema di impinato implementato con numerazione punti.....	106
Figura 88. Schema impianto piano terra	111
Figura 89. Schema impianto primo piano.....	112
Figura 90. Schema complessivo di impianto.....	113
Figura 91. Schema di impianto bilanciato	114
Figura 92. Curva caratteristica della pompa.....	115
Figura 93. Rendimento della pompa	116
Figura 94. Blocco controllo caldaia	117
Figura 95. Schema del controllo di caldaia	118
Figura 96. Schema di impianto a colonne montanti	120
Figura 97. Circuito idronico su Google SketchUp.....	121
Figura 98. Schermata edificio-impianto su Google SketchUp	121
Figura 99. Schema di impianto sbilanciato.....	122
Figura 100. Fattore di sovra portata delle zone termiche	122
Figura 101. Fattore di sovra portata delle zone termiche	123
Figura 102. Curva perdite di carico del circuito	124
Figura 103. Schema di impianto bilanciato	125
Figura 104. Fattore di sovra portata delle zone termiche	125
Figura 105. Schema impianto bilanciato con esclusione di alcuni terminali	126
Figura 106. Fattore di sovra portata nel bagno	127
Figura 107. Fattore di sovra portata in camera	128
Figura 108. Fattore di sovra portata nel corridoio.....	129

Figura 109. Fattore di sovra portata in cucina	130
Figura 110. Fattore di sovra portata della sala	130
Figura 111. Fattore di sovra portata nel bagno	132
Figura 112. Dipendenza del fattore di sovra portata dalla posizione dello stelo.....	132
Figura 113. Schema di impianto per la valutazione del fattore di sovra portata	133
Figura 114. Schema di impianto per la valutazione del fattore di sovra portata	133
Figura 115. Variazione nella posizione dello stelo delle valvole termostatiche	134
Figura 116. Sovra portata nelle zone termiche	135
Figura 117. Fattore di sovra portata - casi critici	136
Figura 118. Schema di impianto a zone.....	137
Figura 119. Schermata impianto su Google SketchUp	137
Figura 120. Schermata edificio-impianto su Google SketchUp	138
Figura 121. Fattore di sovra portata in bagno	139
Figura 122. Fattore di sovra portata in camera	140
Figura 123. Fattore di sovra portata in corridoio	140
Figura 124. Fattore di sovra portata in cucina.....	141
Figura 125. Fattore di sovra portata in sala.....	142
Figura 126. Schema di impianto con variazioni sinusoidali	143
Figura 127. Schema impianto analisi sovra portata in bagno.....	143
Figura 128. Fattore di sovra portata nelle zone termiche	144
Figura 129. Fattori di sovra portata - casi peggiori.....	145
Figura 130. Schema di impianto a zone.....	146
Figura 131. Fattore di sovra portata delle zone termiche	146
Figura 132. Schema di impianto con esclusione di alcuni terminali	147
Figura 133. Fattore di sovra portata in bagno	147
Figura 134. Fattore di sovra portata in camera	148
Figura 135. Fattore di sovra portata in corridoio	148
Figura 136. Fattore di sovra portata in cucina.....	149

Figura 137. Fattore di sovra portata in sala.....	149
Figura 138. Schema di impianto con variazioni sinusoidali	151
Figura 139. Fattore di sovra portata nelle zone termiche	151
Figura 140. Fattori di sovra portata - casi peggiori.....	152
Figura 141. Fattore di sovra portata in bagno	153
Figura 142. Fattore di sovra portata in camera	153
Figura 143. Fattore di sovra portata in corridoio	154
Figura 144. Fattore di sovra portata in cucina	155
Figura 145. Fattore di sovra portata in sala.....	155
Figura 146. Schema di impianto soggetto a carichi variabili	156
Figura 147. Sovra portata nelle zone termiche	156
Figura 148. Fattore di sovra portata - casi peggiori.....	157
Figura 149. Fattore di sotto portata - casi peggiori.....	158
Figura 150. Collegamento edificio-impianto con blocchi From e Goto	159
Figura 151. Collegamento potenza termica radiatore con la zona termica	160
Figura 152. Schema dell'edificio implementato in Simulink e blocchi esportazione dati	162
Figura 153. Curva cumulata della temperatura esterna	167
Figura 154. Curve cumulate della temperatura interna delle zone termiche	168
Figura 155. Temperatura interna di sala e cucina	169
Figura 156. Curve cumulate apertura valvole	169
Figura 157. Variazione giornaliera di alcuni parametri	170
Figura 158. Dipendenza del sistema di emissione dai carichi interni	171
Figura 159. Schema di impianto a zone bilanciato.....	172
Figura 160. Dipendenza della temperatura di ritorno dalla posizione della valvola.....	173
Figura 161. Curve cumulative dell'apertura delle valvole	173
Figura 162. Curva cumulata della temperatura di ritorno	174
Figura 163. Temperatura di mandata e ritorno in caldaia.....	174
Figura 164. Portata totale e rendimento in caldaia.....	175

Figura 165. Curve cumulate temperatura nelle zone termiche.....	176
Figura 166. Curva cumulata apertura delle valvole.....	177
Figura 167. Confronto curve cumulate casi 1 e 2.....	178
Figura 168. Confronto curva cumulata apertura valvola in bagno e camera.....	178
Figura 169. Curve cumulate della temperatura nelle zone termiche.....	179
Figura 170. Curve cumulative della temperatura nelle zone termiche.....	180
Figura 171. Curve cumulate apertura delle valvole nelle zone termiche.....	181
Figura 172. Confronto curve cumulative apertura valvole.....	181
Figura 173. Variazione giornaliera di alcuni parametri.....	182
Figura 174. Variazioni giornaliera delle prestazioni della caldaia.....	183
Figura 175. Curve cumulative della temperatura nei tre diversi casi.....	186
Figura 176. Confronto curve cumulative dell'apertura delle valvole nei tre diversi casi.....	187
Figura 177. Nuovo punto di funzionamento per le diverse pompe.....	188
Figura 178. Variazione giornaliera della temperatura operante e posizione valvola in corridoio.....	188
Figura 179. Curve cumulative del PMV per le varie zone termiche.....	192
Figura 180. Curve cumulative del PPD per le varie zone termiche.....	192
Figura 181. Curve cumulative di PMV per il corridoio e la cucina.....	193
Figura 182. Curve cumulative del PPD per il corridoio e la cucina.....	194
Figura 183. CBE Thermal Comfort Tool.....	195
Figura 184. Curve cumulative PMV e classi di comfort.....	196
Figura 185. Curve cumulative PPD e classi di comfort.....	196
Figura 186. Variazione giornaliera della potenza assorbita dalle diverse pompe.....	198

Indice delle tabelle

Tabella 1. Struttura del bus THB	26
Tabella 2. Dati generali edificio	82
Tabella 3. Proprietà geometriche delle finestre	87
Tabella 4. Proprietà ottiche delle finestre	88
Tabella 5. Proprietà gas intercapedine.....	88
Tabella 6. Proprietà del vetro e del telaio.....	89
Tabella 7. Profili carichi interni persone ed elettrodomestici	91
Tabella 8. Zone termiche nell'edificio importato	95
Tabella 9. Potenza termica richiesta dalle varie zone termiche	99
Tabella 10. Proprietà dell'emettitore.....	104
Tabella 11. Associazione radiatore con la zona termica	105
Tabella 12. Dimensionamento dei radiatori utilizzati	106
Tabella 13. Tabella delle caratteristiche di ogni tratto	107
Tabella 14. Velocità e diametro di ogni tratto	108
Tabella 15. Perdite di carico concentrate e distribuite in ogni tratto	109
Tabella 16. Proprietà delle valvole termostatiche.....	111
Tabella 17. Perdite di carico complessive	115
Tabella 18. Combinazioni possibili apertura/chiusura valvole	126
Tabella 19. Indice PMV	190
Tabella 20. Classi di comfort secondo UNI EN ISO 7730	191
Tabella 21. Classi di comfort secondo UNI EN 15251	191

Nomenclatura

c_p	Calore specifico a pressione costante
d	Spessore del muro
D	Diametro tubazione
\dot{m}	Portata in massa
\dot{Q}	Potenza
Q	Energia
T, θ	Temperatura
λ	Conducibilità termica
ρ	Densità
V	Volume
A, S	Superficie
h	Entalpia specifica
\dot{m}	Portata
H_c	Potere calorifico inferiore
H_s	Potere calorifico superiore

Introduzione

1.1 SOMMARIO

Il continuo incremento della richiesta mondiale di energia e del conseguente aumento della sua produzione hanno determinato un costante incremento dell'utilizzo delle fonti fossili di energia che hanno determinato corrispondenti problematiche di carattere ambientale, legate alle emissioni di sostanze climalteranti. Si è quindi deciso, attraverso una serie di direttive europee [1], di porre un limite all'uso dei combustibili fossili, sviluppando e diffondendo l'utilizzo di fonti rinnovabili di energia.

Tenuto conto di questo, l'obiettivo nelle nuove abitazioni e nelle riqualificazioni importanti di primo livello, è quello di diminuire le dispersioni termiche e aumentare il comfort nelle abitazioni riducendo la spesa energetica.

Allo stato attuale, per raggiungere condizioni ambientali ottimali e contemporaneamente garantire ridotti consumi energetici, occorre intervenire sia sul sistema edificio sia sul sistema impianto. Solo la corretta integrazione tra impianti tecnologici e sistema strutturale architettonico, ovvero la progettazione integrata del sistema edificio-impianto, consente infatti di rispettare i requisiti sempre più severi in materia di prestazioni energetiche degli edifici e al contempo di garantire condizioni di benessere per gli occupanti.

È noto come le simulazioni energetiche effettuate in regime stazionario consentano di indagare solo parzialmente le reali prestazioni di un edificio poiché partono dall'assunto che la variazione periodica delle temperature e la variabilità della radiazione solare vengano analizzate in maniera semplificata attraverso l'adozione di valori medi e coefficienti correttivi. Le simulazioni effettuate in regime dinamico, invece, permettono un'analisi molto più realistica e completa, valutando nel dettaglio la risposta dell'involucro edilizio sollecitato da vari fattori esterni quali: la temperatura esterna, la radiazione solare, la ventilazione naturale, il comportamento degli occupanti, l'impianto di climatizzazione. Alla luce di ciò è in questa tesi sono state effettuate delle simulazioni in regime dinamico.

Una simulazione di un edificio o di un impianto, sia essa in regime stazionario o dinamico, è una rappresentazione matematica del comportamento fisico di ogni suo componente. Tuttavia, essa non può replicare precisamente una costruzione reale in quanto tutte le simulazioni sono basate su una serie di ipotesi fondamentali che ne pregiudicano l'accuratezza. Ammesso che la simulazione abbia una rappresentazione teoricamente perfetta del funzionamento dell'impianto ed edificio, essa non può replicare perfettamente le reali dinamiche che regolano il comportamento energetico. Ad esempio, il clima reale può variare rispetto ai dati

climatici disponibili (Test Reference Year); gli impianti non lavorano mai precisamente come previsto dalle curve di funzionamento a carico parziale; le prestazioni possono anche variare con l'invecchiamento dell'impianto e con il numero effettivo di ore lavorate dall'ultima manutenzione.

L'oggetto della presente trattazione riguarda la simulazione dinamica edificio-impianto con l'obiettivo di analizzare le principali grandezze in gioco e le loro variazioni durante l'anno. Alcune di queste grandezze analizzate sono la temperatura nelle varie zone termiche, il grado di apertura delle varie valvole, le portate d'acqua, i rendimenti degli elementi di impianto come caldaia e pompa di circolazione.

Le varie simulazioni sono state effettuate costruendo un modello dell'edificio attraverso il software ALMABEST (ALMA Building Energy Simulation Tool) e un modello dell'impianto idronico attraverso il Toolbox CARNOT (Conventional And Renewable eNergy systems Optimization Toolbox).

Dopo aver analizzato separatamente i due modelli sono stati poi accoppiati e si sono svolte analisi dinamiche con lo scopo di evidenziare come i due sistemi siano strettamente connessi e come una progettazione sinergica di edificio-impianto permetta il perseguimento di un effettivo risparmio energetico.

1.2 SOFTWARE UTILIZZATI

1.2.1 MATLAB

Il software utilizzato per la realizzazione dei modelli costituenti lo studio di questa tesi è MATLAB. MATLAB è un linguaggio di programmazione ad alto rendimento che integra il calcolo, la visualizzazione e la programmazione in un ambiente di facile impiego. Permette la risoluzione di numerosi problemi di calcolo tecnici, in particolare quelli caratterizzati da formulazioni di tipo vettoriale e matriciale, attraverso algoritmi molto più semplici e snelli rispetto a quelli che sarebbero necessari in un programma in linguaggio scalare non interattivo (linguaggio C o Fortran).

L'ambiente di lavoro di MATLAB è diviso in diverse zone di lavoro, come mostrato in Figura 1, le quali sono:

1. *Current Folder*: questa è la cartella di lavoro, che viene scelta tramite la barra dei menu. MATLAB scrive i file di simulazione e i risultati in questa cartella. I dati (ad esempio modelli di simulazione, diagrammi, dati, ecc.) memorizzati qui possono anche essere aperti da qui facendo doppio clic sul file corrispondente.
2. *Editor delle variabili*: dal quale si possono visualizzare e modificare delle variabili presenti nel workspace. Da qui è possibile copiare direttamente i valori anche su altri programmi (ad es. Excel).
3. *Workspace*: il browser dell'area di lavoro visualizza tutte le variabili esistenti nell'area di lavoro con nome e valore. Se sono presenti matrici o matrici con più valori, vengono visualizzati anche il minimo e il massimo. Si possono importare Dati esterni, come ad esempio i dati meteorologici, da un file nell'area di lavoro e sono quindi disponibili per eventuali simulazioni o anche semplici calcoli che richiedono quella variabile.

Inoltre, i risultati possono essere scritti nell'area di lavoro durante una simulazione e quindi esportati.

4. *Command Window*: dalla quale si possono immettere i comandi che vengono eseguiti immediatamente e immessi nello spazio di lavoro (Workspace). Inoltre, MATLAB genera messaggi di stato tramite la finestra "Cronologi finestra. 2.
5. *Command History*: in questa finestra vengono visualizzati i comandi già eseguiti e possono essere eseguiti nuovamente facendo doppio clic
6. *Editor*: gli script e le funzioni di MATLAB possono essere creati e modificati nell'editor

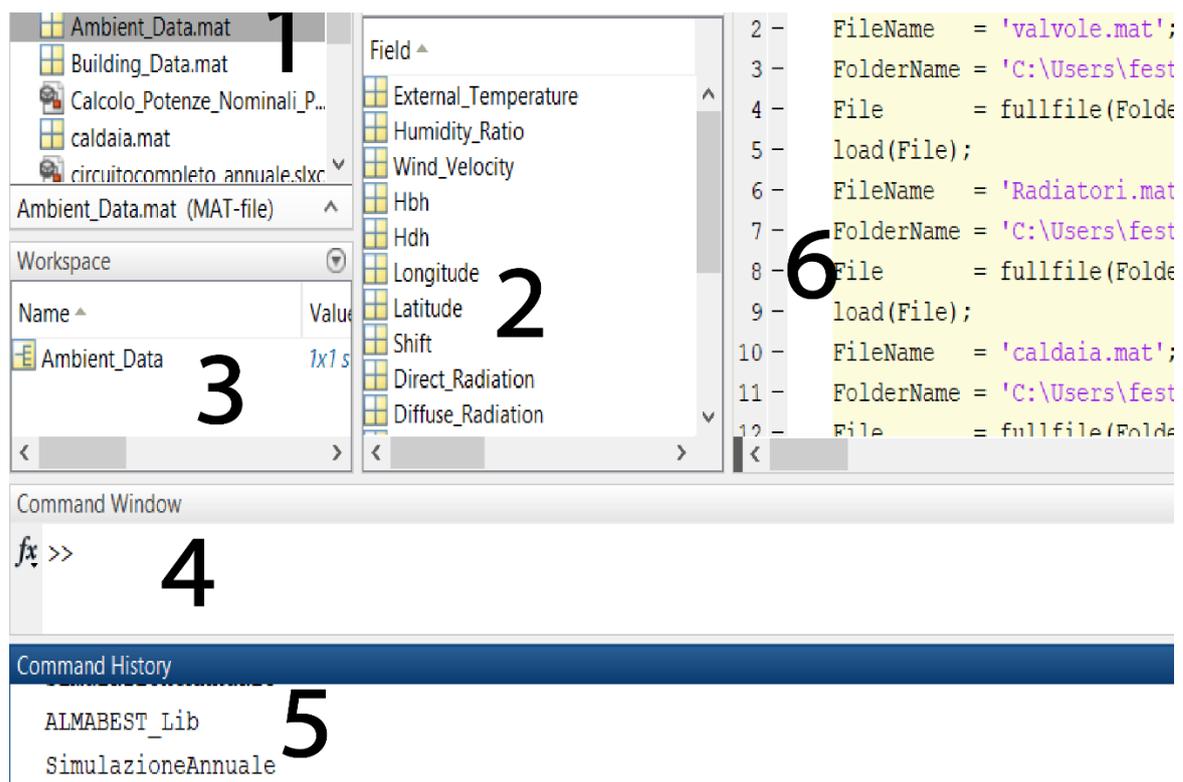


Figura 1. Ambiente di lavoro MATLAB

Le aree/finestre possono essere o non essere visibili. Le finestre possono essere chiuse e aperte tramite la voce di menu Desktop e disposte diversamente trascinandole con il cursore del mouse, in base alle esigenze dell'utente.

1.2.2 Simulink

Simulink è un toolbox di MATLAB per la modellazione grafica e la simulazione di sistemi fisici. Simulink offre una libreria completa di blocchi già pronti per sistemi lineari, non lineari, discreti e ibridi. Simulink può accedere al Workspace di MATLAB per leggere e scrivere variabili.

La libreria di Simulink contiene operazioni matematiche, segnali, sorgenti, pozzi e altro ancora. Il browser Simulink include anche le librerie esterne a quelle installate di default come, ad esempio, CARNOT, che permetterà di simulare l'impianto termico presente nell'edificio studiato in questa tesi.

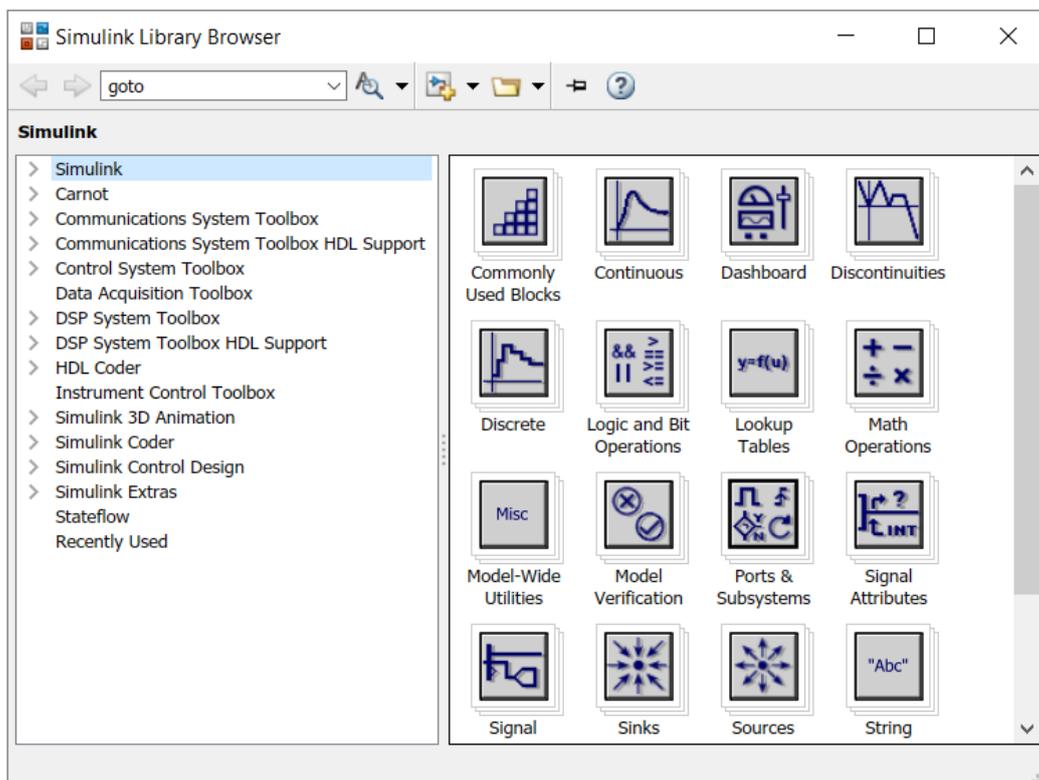


Figura 2. Libreria di Simulink

La costruzione dei modelli avviene mediante diagrammi a blocchi e l'utente unisce vari blocchi elementari per creare il sistema da simulare dal quale Simulink andrà a generare le equazioni da risolvere.

Simulink risolve equazioni differenziali ordinarie (ODE) mediante dei risolutori numerici, chiamati solver, che possono avere passo di integrazione costante o variabile. Più il passo è piccolo, più la simulazione è accurata ma richiederà un tempo superiore. Se il passo è variabile, invece, il solver determina lo step size ottimale durante la simulazione. Il solver può essere scelto dall'utente. In questa tesi è stata utilizzata, oltre a CARNOT, la libreria esterna ALMABEST.

1.2.2.1 Libreria CARNOT

Una delle librerie utilizzate è quella di CARNOT [2] (Conventional And Renewable eNergy systems Optimization Toolbox). CARNOT è uno strumento per il calcolo e la simulazione dei componenti termici ed elettrici dei sistemi HVAC per quanto riguarda gli elementi convenzionali e rigenerativi. La libreria di CARNOT è anch'essa articolata di diversi Blockset come Simulink, in maniera tale da agevolare l'utente nella creazione dei modelli.

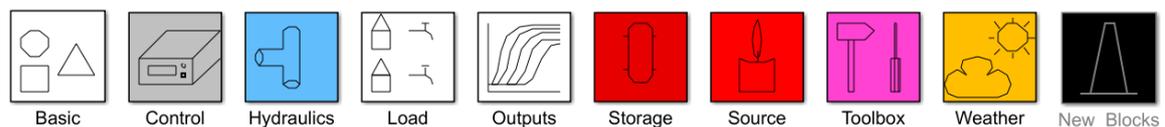


Figura 3. Schermata iniziale libreria CARNOT

Può essere utilizzato per simulare il riscaldamento degli edifici con anche la possibilità di inserire anche blocchi simulanti pannelli solari e fotovoltaici.

CARNOT utilizza come segnale dei vettori di informazioni (Bus) i quali collegano vari blocchi all'interno del modello. Il vettore THB (Thermo-Hydraulic Bus) è la struttura dati utilizzata dal Toolbox CARNOT. Il THB contiene tutte le informazioni necessarie sul flusso e sul trasferimento di energia ad esso associati. Nei vari blocchi il bus termoidraulico viene scomposto, vengono eseguiti all'interno degli stessi i calcoli e, successivamente, il THB viene ri-assemblato con i valori elaborati.

Qualsiasi elemento di impianto, ad esempio una tubazione, ha il vettore THB in ingresso e in uscita, come mostrato in Figura 4.



Figura 4. Blocco Pipe di CARNOT

Ogni THB corrisponde a una connessione fisica tra i componenti. Le informazioni vengono trasportate solo dal vettore, mentre il calcolo viene eseguito all'interno dei vari blocchi, come detto in precedenza.

Il THB ha 12 componenti. La struttura del bus termoidraulico è la seguente:

Tabella 1. Struttura del bus THB

Nome nel BUS	Descrizione	Unità di misura
ID	Identificatore dello stato della pompa	[adimensionale]
Temperature	Temperature	[°C]
MassFlow	Portata	[kg/s]
Pressure	Pressione	[Pa]
FluidType	Tipo di fluido	[adimensionale]
FluidMix	Miscela del fluido (frazione della 2° componente)	[adimensionale]
FluidMix2	Miscela del fluido (frazione della 3° componente)	[adimensionale]
FluidMix3	Miscela del fluido (frazione della 4° componente)	[adimensionale]
DiameterLastPiece	Diametro ultimo blocco	[m]
DPConstant	Coefficiente costante di perdita di pressione	[Pa]
DPLinear	Coefficiente lineare di perdita di pressione	[Pa s/kg]
DPQuadratic	Coefficiente quadratico di perdita di pressione	[Pa s ² /kg ²]
HydraulicInductance	Induttanza idraulica	[1/m]
GeodeticHeight	Altezza geodetica	[m]

Si può notare come le unità di misura adottate in CARNOT rispettino il SI, eccetto per la temperatura che viene usata in [°C]. CARNOT utilizza il Bus perché, rispetto ad un vettore, ha il vantaggio che ogni elemento all'interno del bus stesso ha il suo nome. In Simulink è possibile accedere ai singoli dati contenuti all'interno dei bus tramite un blocco "Bus Selector", come mostrato in Figura 5.

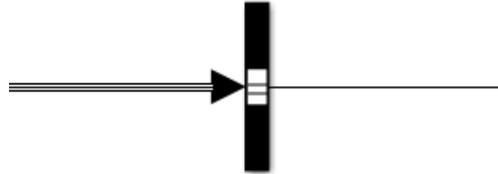


Figura 5. Blocco Bus Selector in Simulink

Dal Bus Selector si possono scegliere quante componenti si vogliono e si può far uscire dal selettore ancora un Bus di informazioni. Nella Figura 6 si vede come il THB sia effettivamente composto dalle grandezze mostrate precedentemente.

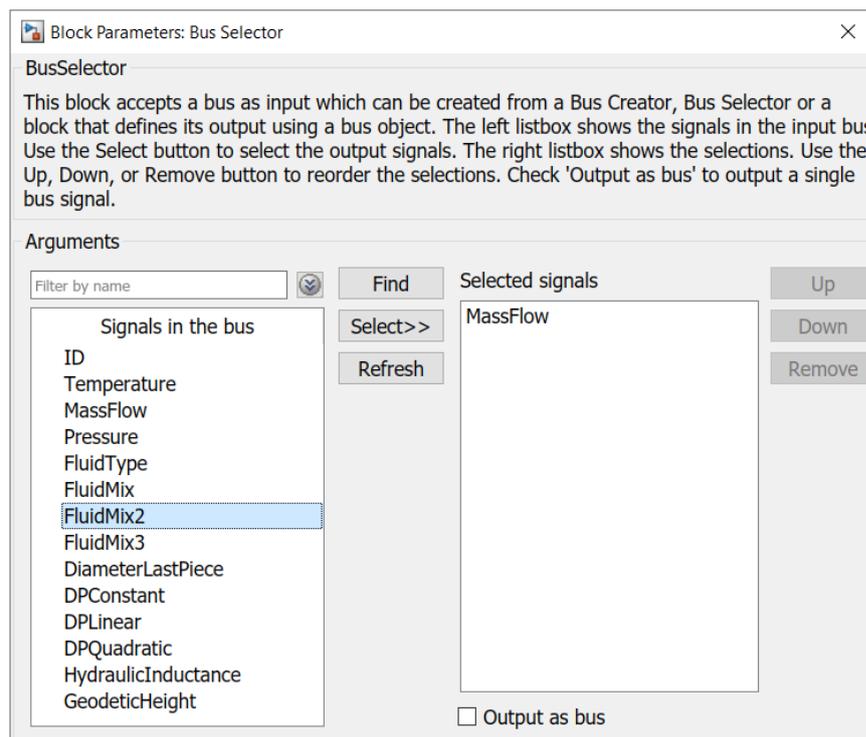


Figura 6. Maschera vettore THB tramite Bus Selector

All'interno di CARNOT vi sono ulteriori Bus che permettono il trasporto dei segnali in modo compatto e funzionale, questi però non saranno utilizzati in questo elaborato di tesi.

1.2.2.2 ALMABEST

In questa tesi è stata utilizzato inoltre ALMABEST (ALMA Building Energy Simulation Tool) sviluppata all'interno del Dipartimento di Ingegneria Industriale (DIN) dell'Università di Bologna. ALMABEST è un programma di simulazione dinamica dedicato al campo delle strutture edilizie in grado di analizzarne l'aspetto termotecnico; è composto sia librerie che da un'interfaccia grafica. È stato implementato in ambiente di calcolo numerico MATLAB e più in particolare nel suo software di simulazione dinamica Simulink, il quale permette una visualizzazione a blocchi del sistema dinamico e una personalizzazione delle librerie. ALMABEST è divisa in due librerie: ALMABuild [3] ed ALMAHVAC; il primo si occupa della parte di edificio mentre il secondo riguarda la parte impianto.

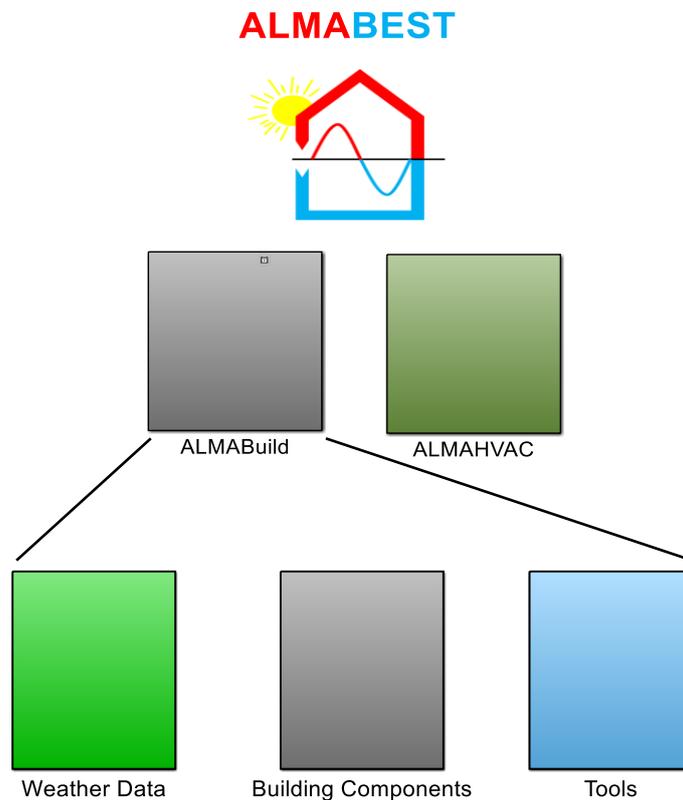


Figura 7. Struttura libreria ALMABEST

Entrambe le librerie sono composte da una serie di blocchi Simulink ma anche da interfacce grafiche (GUIs). La libreria di ALMABuild si compone di tre parti, una riguardante i dati climatici, una per le componenti di involucro e l'ultima che ha al suo interno dei vari strumenti (tools).

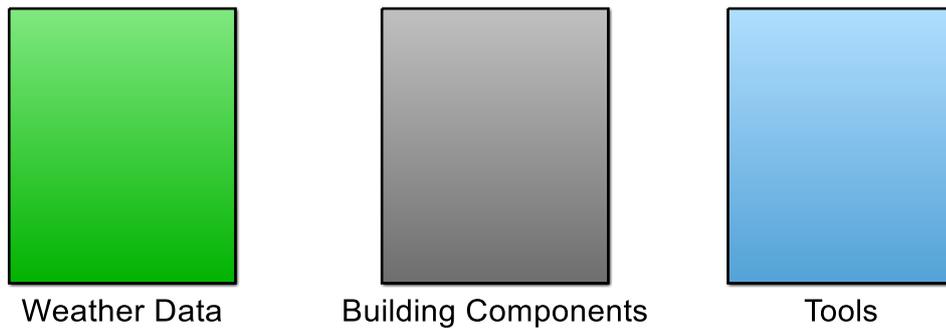


Figura 8. Blocchi principali di ALMABuild

- Weather Data: questo blocco permette di calcolare quei valori legati alle condizioni climatiche come il calcolo dell'irraggiamento, ma anche di importare nel progetto Simulink grandezze come temperatura esterna, velocità del vento, umidità relativa della località in esame, provenienti da fonti quali UNI 10349-1:2016 e Meteonorm.

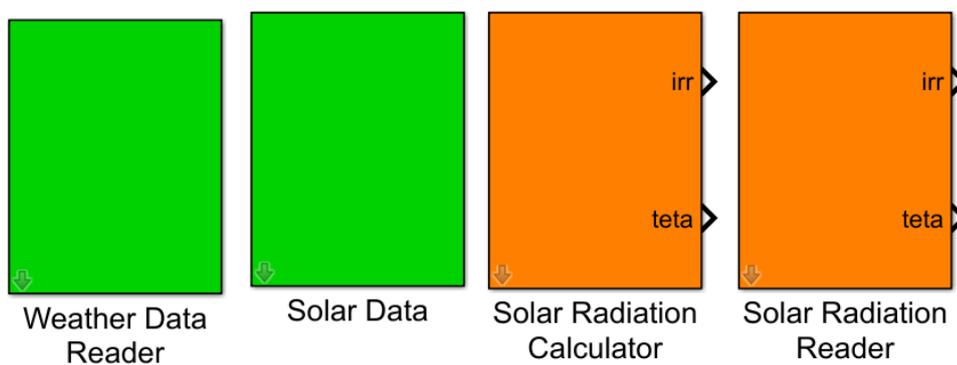


Figura 9. Blocchi contenuti in Weather Data

- Building Components: all'interno di questo elemento sono presenti le varie componenti dell'involucro dell'edificio come le componenti con elevata massa (componenti opache come muri esterni, tetto, ecc.), le componenti trasparenti ed altre (ponti termici, carichi interni, ecc.).

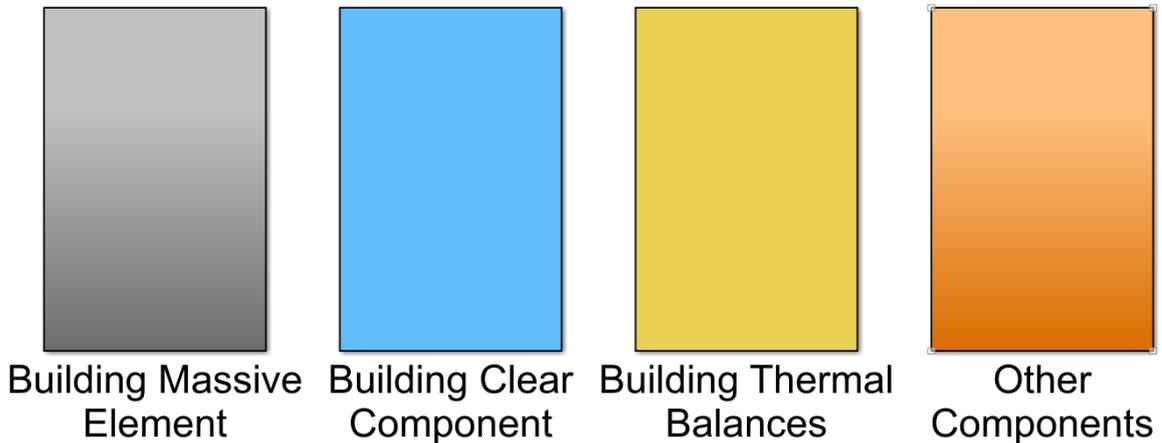


Figura 10. Blocchi contenuti in Building Components

- Building Thermal Balances: al suo interno si trovano i blocchi che risolvono il bilancio energetico dell'edificio tenendo conto delle dispersioni termiche delle varie zone termiche. Da questi blocchi si può ricavare, a seconda del blocco scelto, grandezze come la temperatura della zona termica (conoscendo il carico termico imposto), o la potenza ideale (conoscendo la temperatura della zona termica).

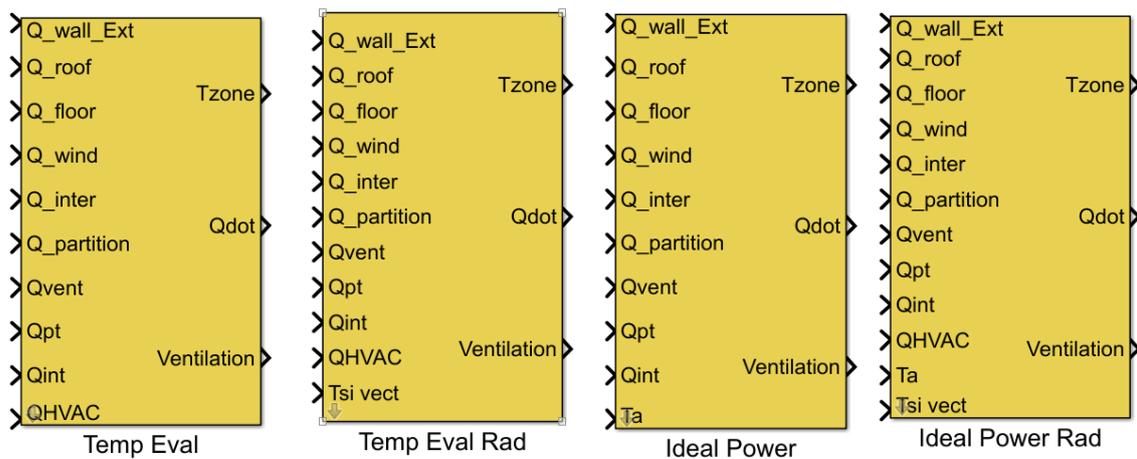


Figura 11. Blocchi contenuti in Building Thermal Balances

Una volta ultimata la creazione dell'edificio in ALMABEST (si vedano i capitoli successivi per una descrizione dettagliata) in Simulink verrà creato un modello costituito da diversi blocchi, come mostrato in Figura 12.

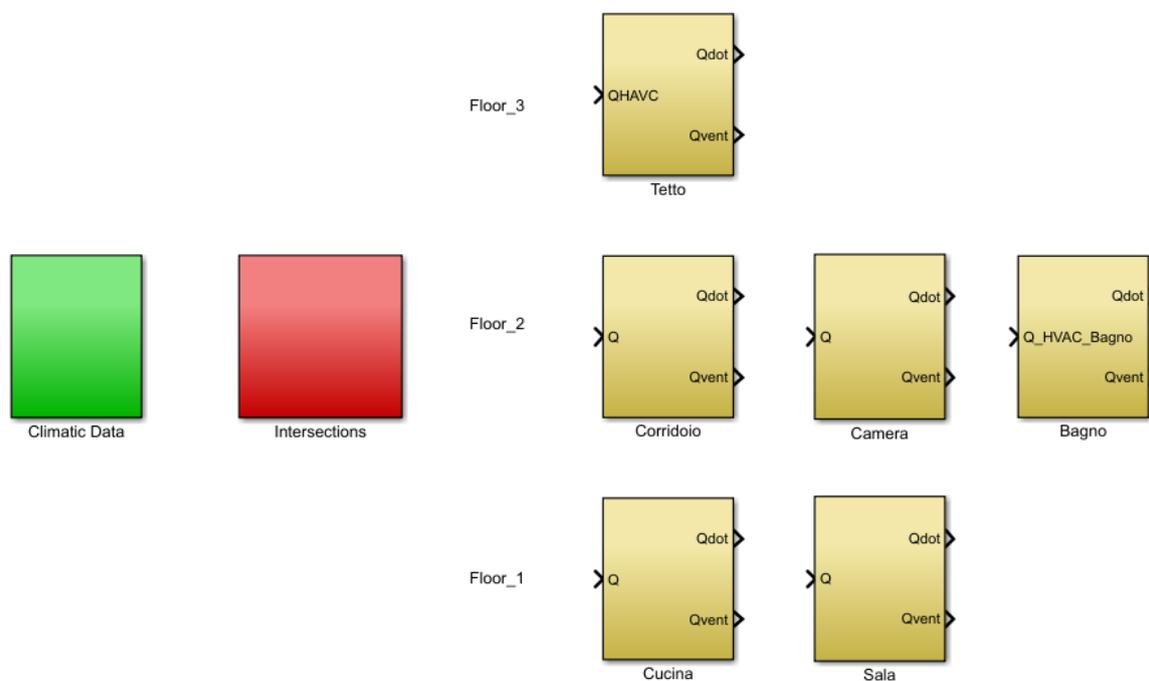


Figura 12. Blocchi modello edificio modellato con ALMABuild

Il modello mostrato in Figura 12 fa riferimento al caso specifico dell'edificio analizzato in questa tesi, ovvero una casa divisa in cinque zone termiche; si tratta quindi di un edificio multi-zona. Come si può notare, sono presenti diversi blocchi facenti riferimento alle diverse componenti dell'edificio e ai dati climatici, al fine da poter svolgere le simulazioni dinamiche: il primo blocco, in verde, denominato "Climatic Data" serve per richiamare i dati relativi alle condizioni climatiche esterne (la temperatura esterna, la temperatura fittizia del cielo θ_{sky} , l'irraggiamento solare per le diverse direzioni, ecc.); il secondo blocco, in rosso, denominato "Intersections" è dedicato allo scambio termico fra diverse zone termiche dell'edificio che sono a contatto fra di loro; infine i rimanenti blocchi, in giallo ed allineati con il nome del piano, rappresentano tutte le zone termiche

inserite con ALMABuild appartenenti a quel medesimo piano. Come si può vedere i blocchi “Climatic Data” e “Intersections” non hanno frecce per input o output. I blocchi relativi alle zone termiche invece sono caratterizzati da un input (la potenza erogata dall’impianto di riscaldamento o condizionamento) e due output.

Questa differenza è dovuta alla differente funzionalità che i diversi blocchi hanno: la simulazione dinamica si focalizza principalmente sulle zone termiche e quindi si è data la possibilità a quest’ultime di interagire con dei dati input o con delle condizioni impostate dall’utente. Ogni blocco è formato da sottosistemi a cui si accede cliccando due volte. Questi blocchi sono ulteriormente formati da altri sottosistemi sempre più specifici per ogni singolo comando od operazione che serve ad ogni sottogruppo, in modo da avere un’interfaccia più chiara ed ordinata possibile.

Di seguito viene riportato il contenuto di ognuno dei tre gruppi principali che costituiscono il modello:

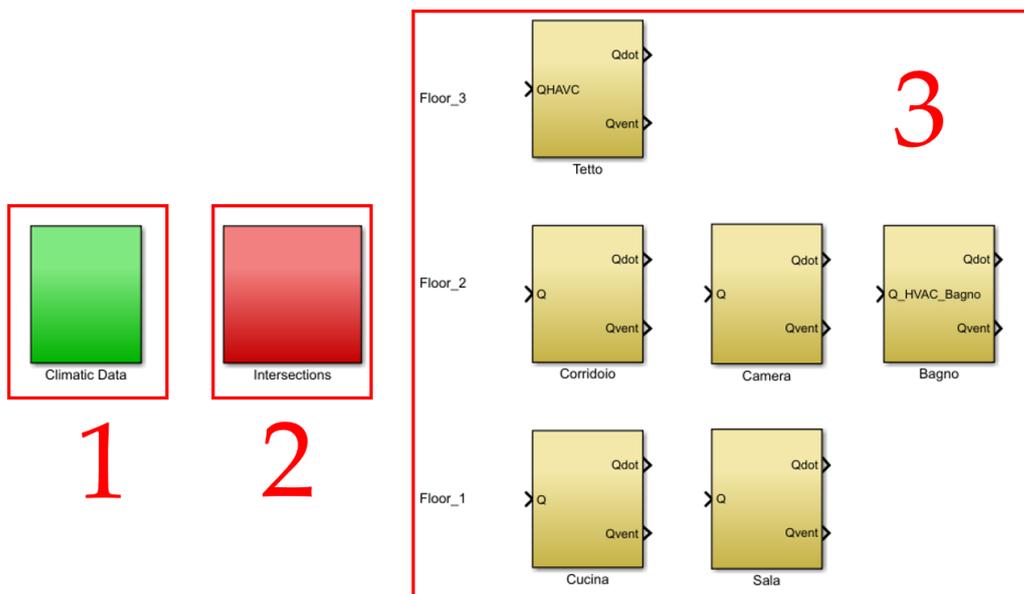


Figura 13. Suddivisione del modello edificio

1. Questo blocco contenente vari dati climatici, come la temperatura esterna, la temperatura fittizia del cielo e l'irraggiamento calcolato per ogni esposizione.

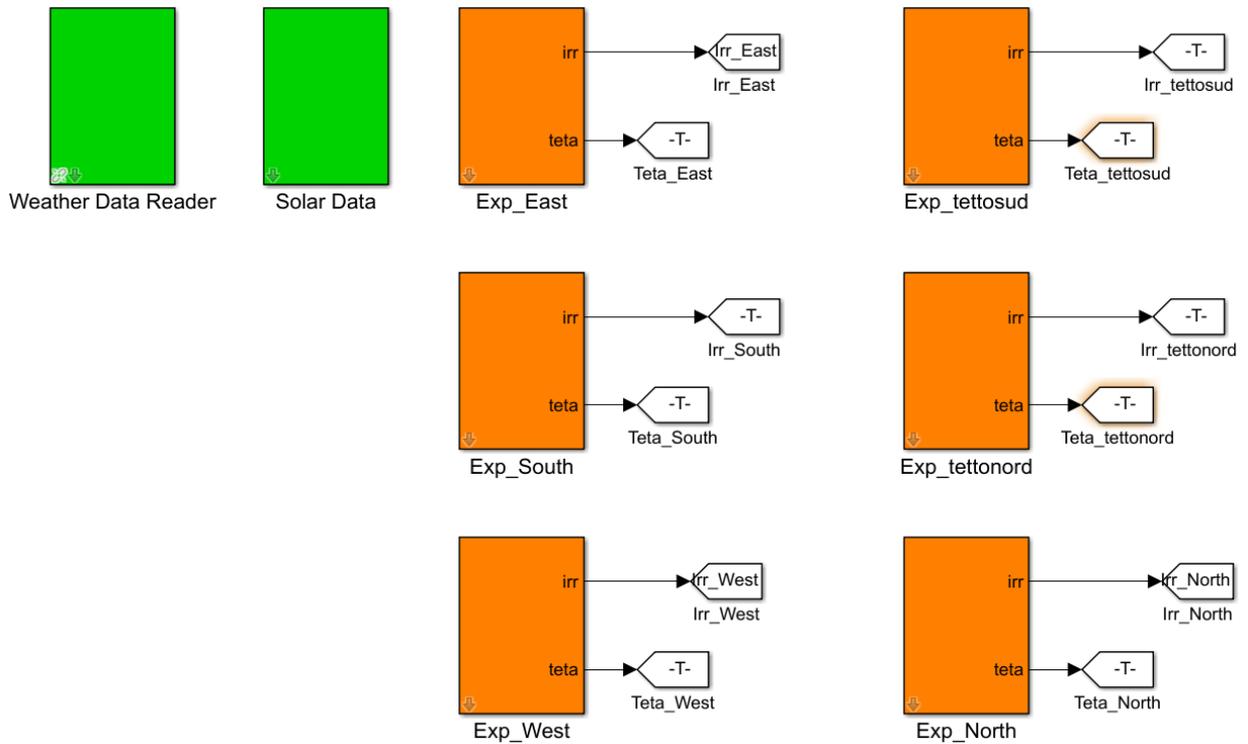


Figura 14. Blocchi contenuti in Weather Data dell'edificio esaminato

2. Questo blocco contiene tanti blocchi quante sono le intersezioni tra le pareti di contatto tra le diverse zone termiche. Nel caso specifico dell'edificio in esame le intersezioni sono molte, e per semplicità in Figura 15 ne vengono rappresentate solo alcune.

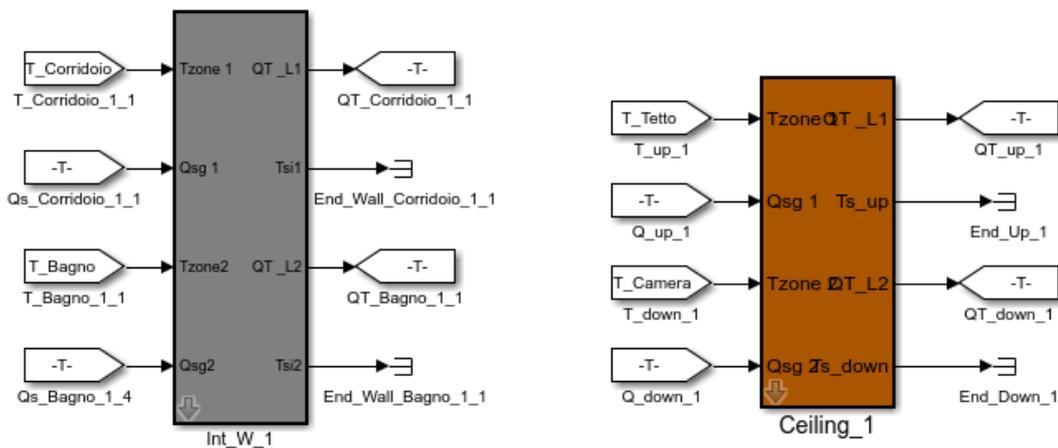


Figura 15. Blocchi contenuti in Intersection dell'edificio esaminato

Le intersezioni tra le zone termiche possono essere date dalla presenza o di muri interni che le separano o dalla presenza di soffitti interpiano.

- Ogni zona termica è rappresentata da un blocco che contiene al suo interno tutte le informazioni (tipologia muro, finestre, infiltrazioni, ponti termici, ecc.) definite in precedenza tramite ALMABuild attraverso le maschere dedicate.

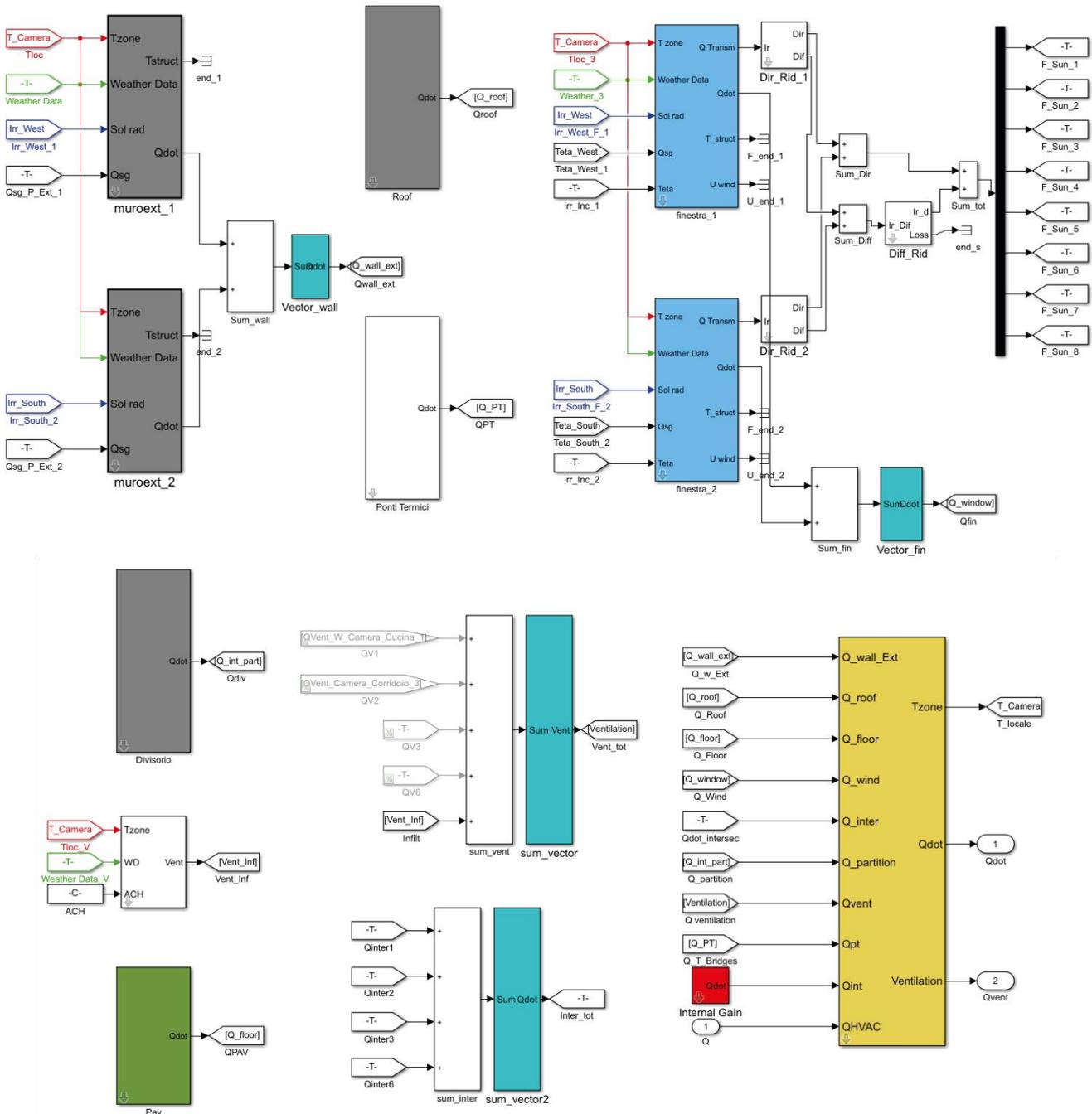


Figura 16. Blocchi che rappresentano la zona termica

La Figura 16 rappresenta tutti i sotto blocchi della zona termica Camera. Alcuni blocchi non hanno alcun input poiché per quella zona termica non sono presenti: infatti per la camera, essendo al primo piano, ha i blocchi pavimento contro terra e tetto senza input (ovvero non danno contributo). Altre zone termiche come il sottotetto invece avranno il blocco tetto e la cucina avrà il blocco pavimento con input inseriti. Per capire meglio il funzionamento è utile analizzare nello specifico i vari blocchi:

- a. *Blocchi muri esterni:* a seconda dei vari input come la temperatura del locale, i dati climatici e l'irraggiamento, questo blocco calcola lo scambio termico totale delle pareti esterne, che verrà poi richiamato per il bilancio termico globale della zona termica (come tutti gli altri blocchi). Al suo interno sono contenute le informazioni della stratigrafia come lo spessore, la conducibilità termica, la densità e la capacità di ogni strato. Anche grandezze come l'area della superficie, l'assorbanza interna ed esterna e emissività nell'infrarosso sono tenute in conto.

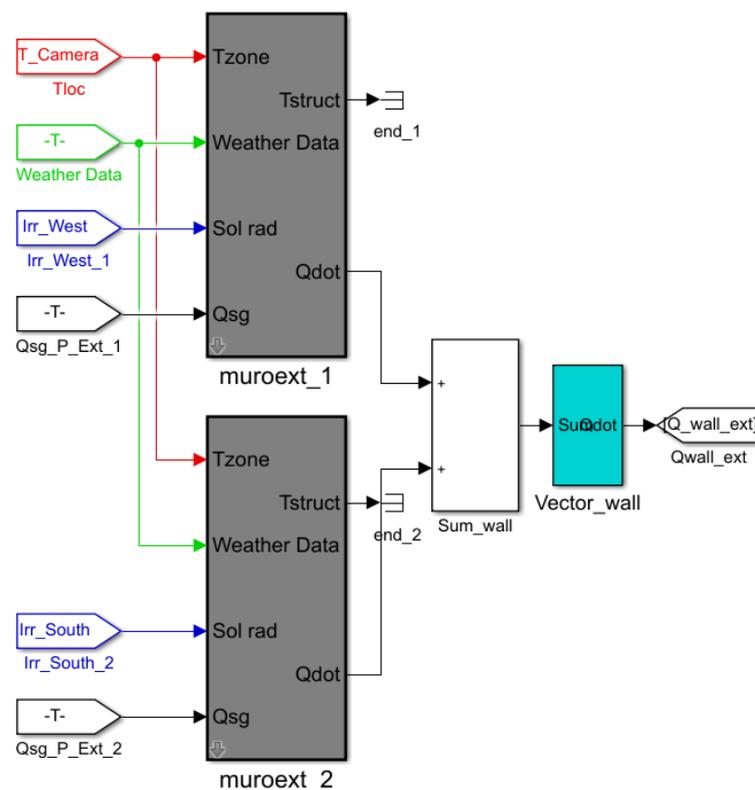


Figura 17. Blocchi muri esterni della zona termica

La Figura 17 riporta due blocchi “muro esterno” poiché la zona termica riportata possiede due diversi muri che affacciano all’esterno

- b. *Blocco tetto*: in questo blocco sono necessarie informazioni quali la stratigrafia del tetto e i parametri elencati nel blocco precedente; in questo blocco viene considerato nei calcoli anche l’angolo tra il tetto e l’orizzonte.

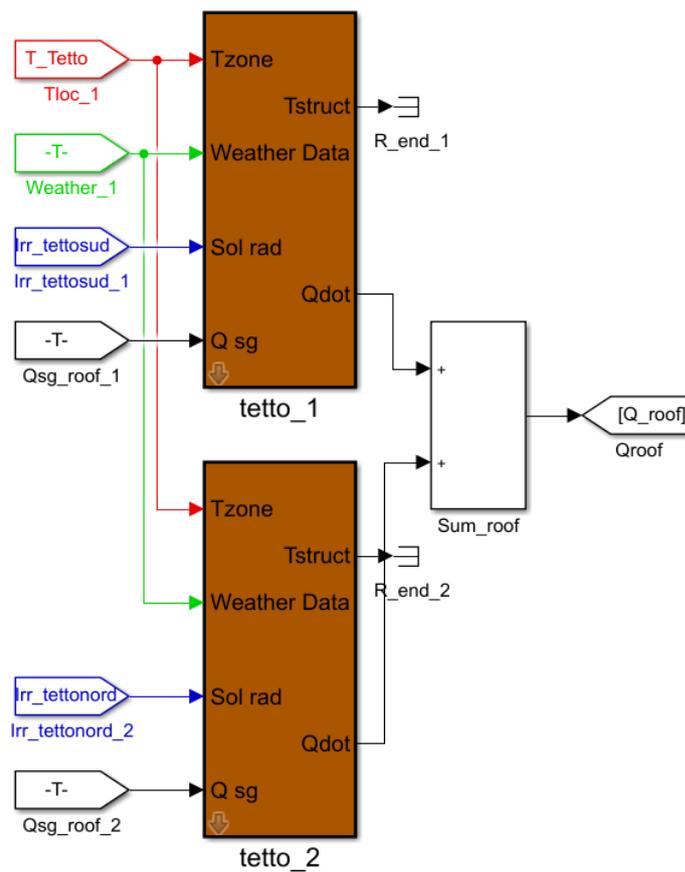


Figura 18. Blocchi del tetto della zona termica

Di fatto i blocchi tetto sono due poiché il tetto è composto da due falde con diversa inclinazione da cui poi dipendono le dispersioni di calore.

- c. *Blocco pavimento:* in questo blocco sono necessarie informazioni quali la stratigrafia del pavimento, i dati del terreno (secondo norma EN ISO 13370), i dati del pavimento come il perimetro e altre proprietà.

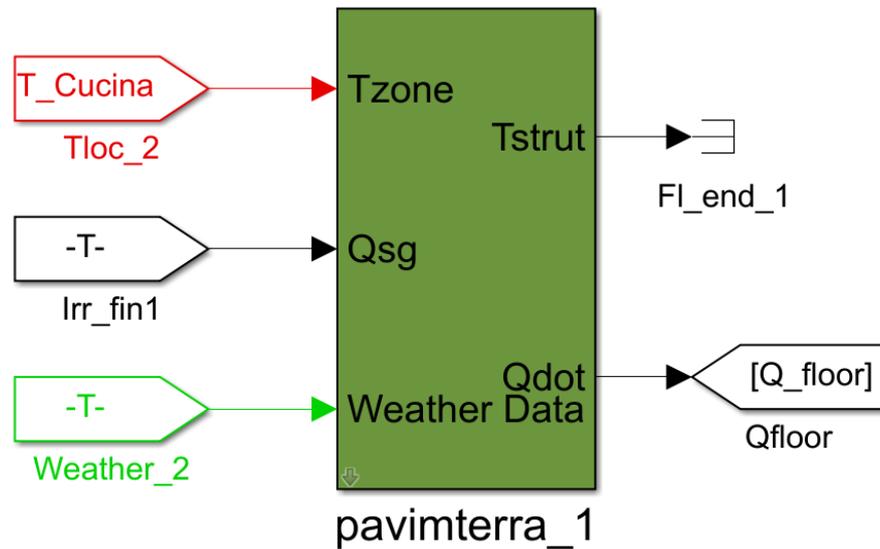


Figura 19. Blocco pavimento contro terra della zona termica

- d. *Blocco divisori interni:* questo blocco è utilizzato simulare il comportamento delle pareti che dividono le diverse zone all'interno di una stessa zona termica. I parametri che entrano in gioco sono la stratigrafia del muro e le proprietà del divisorio stesso (area della superficie, emissività nell'infrarosso).

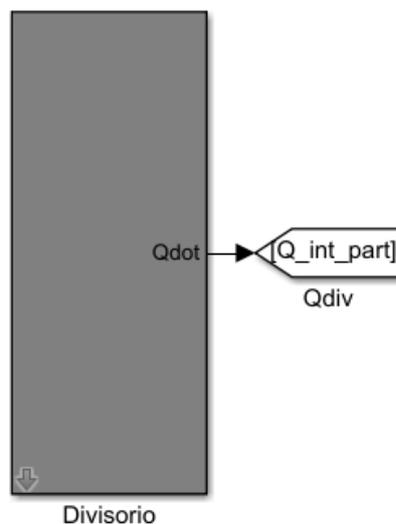


Figura 20. Blocco divisori interni della zona termica

Nella Figura 20 non vi sono input poiché in questo edificio non sono presenti dei muri divisorii all'interno della stessa zona termica.

e. *Blocco finestra*: questo blocco è utilizzato per simulare il comportamento dinamico degli elementi finestrati. I parametri che concorrono in questo blocco sono la superficie della finestra, le proprietà del telaio, le proprietà ottiche del vetro e del gas. Sono considerati anche eventuali dispositivi di ombreggiatura e le serrande.

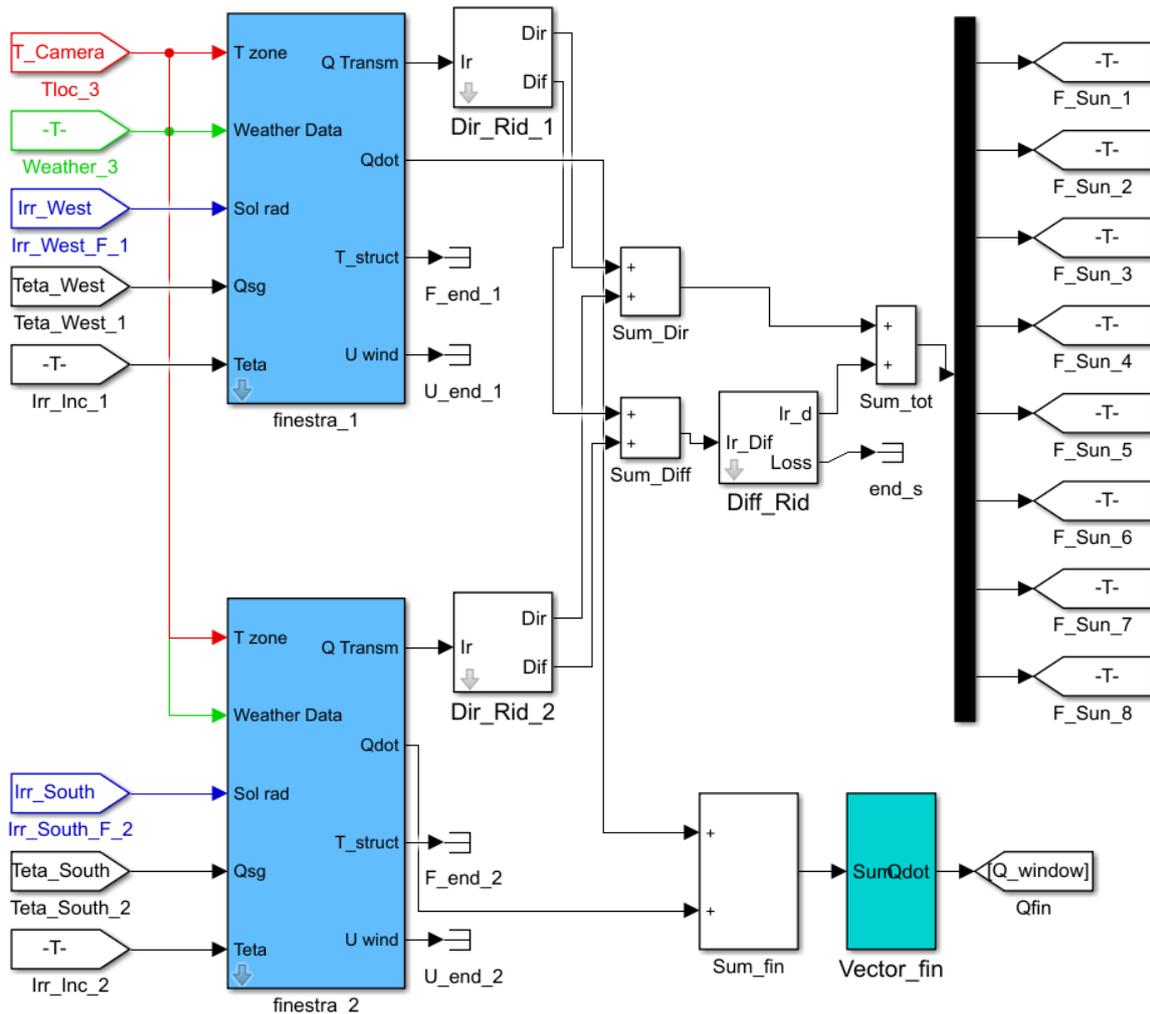


Figura 21. Blocchi finestre della zona termica

- f. *Blocco ponti termici*: questo blocco viene utilizzato per la valutazione del trasferimento di calore attraverso i ponti termici.

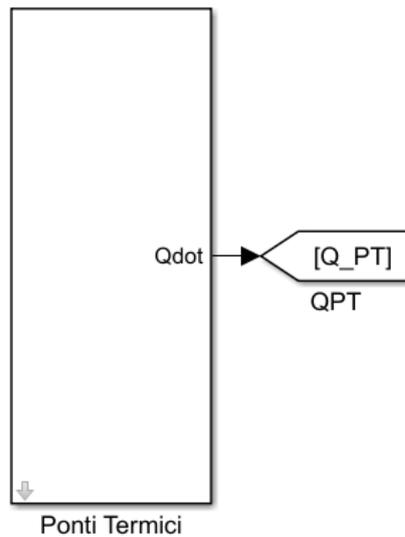


Figura 22. Blocco ponti termici della zona termica

Nella Figura 22 non vi sono input poiché in questo edificio non sono considerati, come indicato dall'IEA, i ponti termici.

- g. *Blocco infiltrazioni*: questo blocco tiene in considerazione il carico termico dovuto alle infiltrazioni di aria nella zona termica considerata.

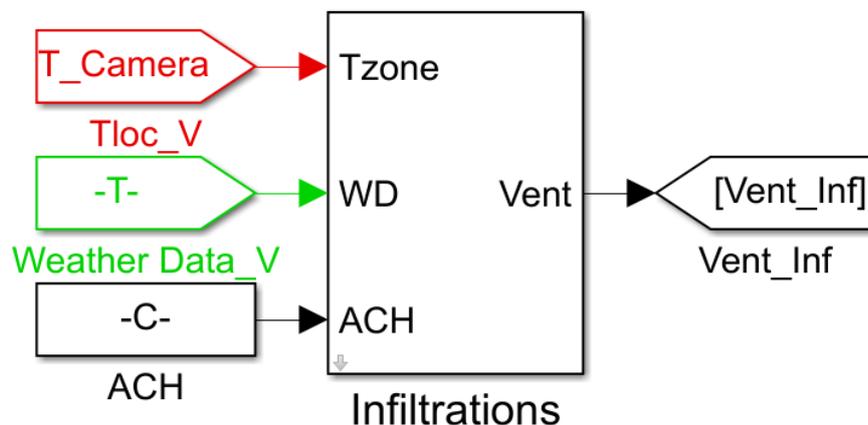


Figura 23. Blocco infiltrazioni della zona termica

h. *Blocco ventilazione*: questo blocco tiene conto del trasferimento di calore che avviene a causa della ventilazione.

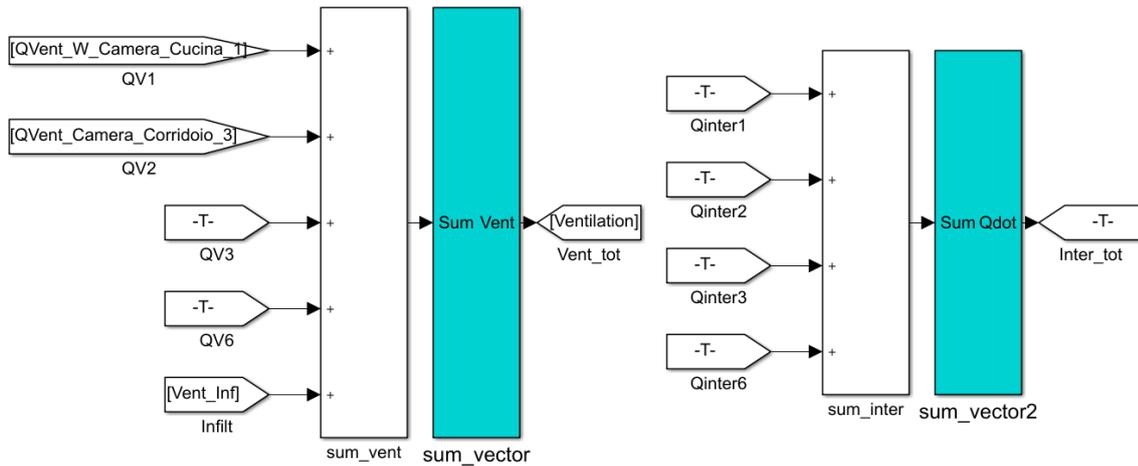


Figura 24. Blocco ventilazione della zona termica

i. *Blocco bilancio termico totale*: in questo blocco vengono collegate tutte le potenze calcolate nei precedenti blocchi; inoltre in input c'è il blocco degli apporti interni. Questo blocco fornisce come output sia la temperatura media radiante che la temperatura dell'aria di tale zona termica, risultanti dal bilancio termico.

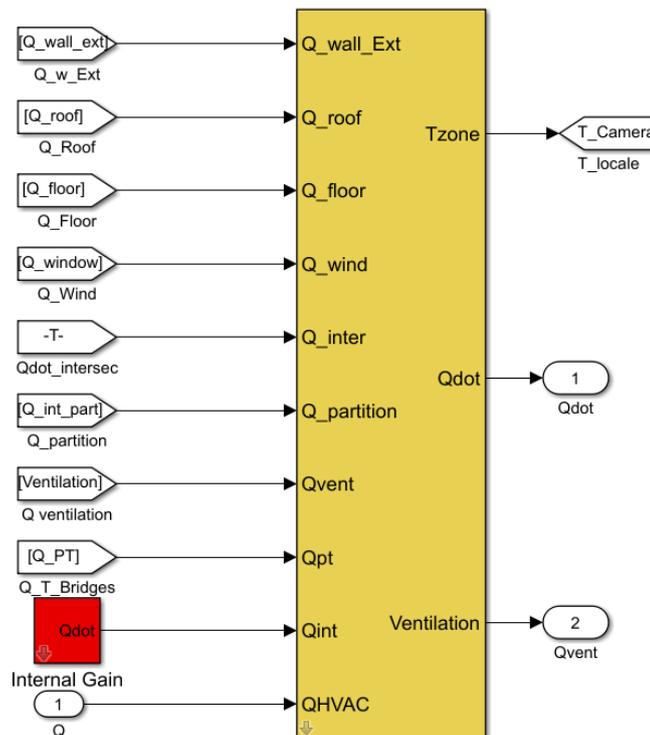


Figura 25. Blocco bilancio termico totale della zona termica

Più ci si addentra nei blocchi e più il modello è complesso ed articolato. Per rendere il modello ordinato si usano i segnali come “From” e “Goto” che permettono di connettere diverse parti del modello senza la visualizzazione della linea di connessione. Inoltre grazie ai blocchi “In” e “Out” si ottiene che ogni blocco è una sorta di “scatola nera”.

Come detto in precedenza ALMABEST è composto anche da una serie di interfacce grafiche con le quali l’utente inserisce le informazioni riguardanti l’edificio da studiare. In Figura 26 viene mostrata la schermata iniziale di ALMABEST.

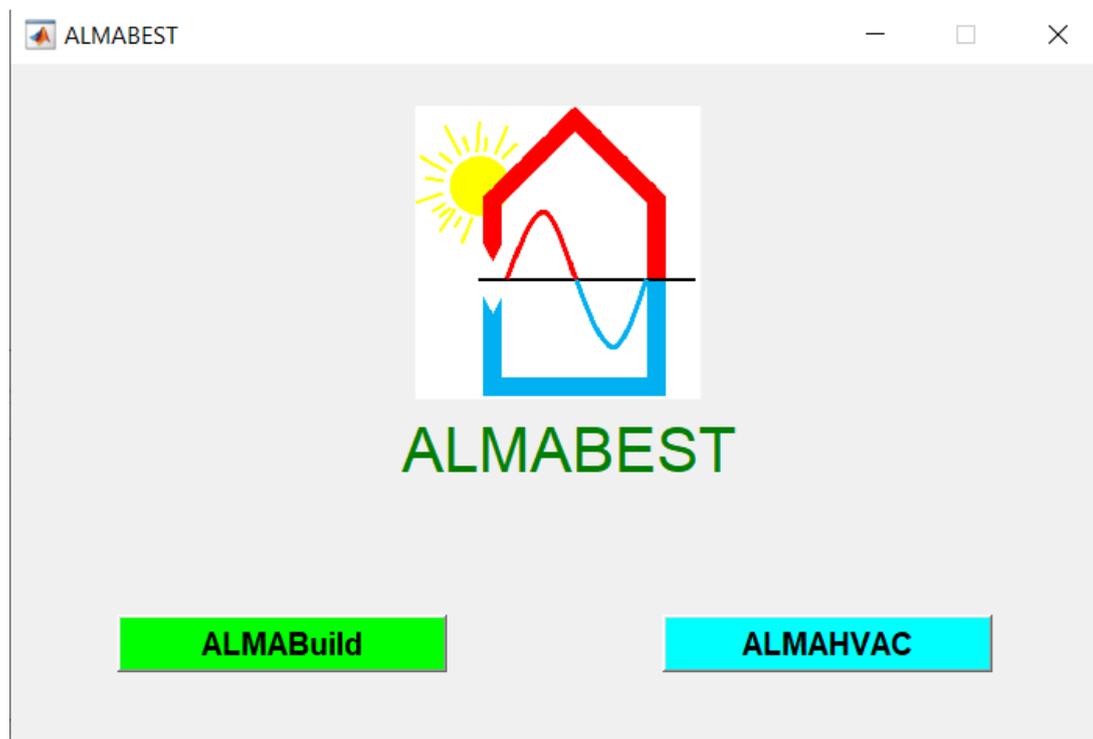


Figura 26. Interfaccia principale di ALMABEST

ALMABEST permette di creare i pacchetti murari con la stratigrafia desiderata ma è anche possibile implementare le componenti vetrate come finestre o porte finestre, inserendo le dimensioni delle stesse e le caratteristiche del vetro e del telaio. Il programma dà la possibilità di ricreare edifici a più piani e di dividerli in zone termiche, ognuna delle quali è caratterizzata da determinati componenti. È

possibile sia creare un nuovo progetto, sia caricarne uno già esistente con la possibilità di modificarlo. Nella creazione dell'edificio, ALMABEST permette di importare il modello 3D dell'edificio disegnato in Google SketchUp tramite l'apposito Plug-In ALMABEST o il Plug-In Trnsys3d. Le informazioni sulla tipologia di muro (sia esso esterno, interno, un soffitto o un pavimento) come superficie, e le zone termiche con cui è a contatto vengono esportate dal modello SketchUp e quindi non è necessario dover reinserire tali informazioni negli step successivi.

Modello Fisico Descrittivo

In questo capitolo sono descritte in una prima parte le leggi fisiche che governano il modello utilizzato nel progetto di tesi e successivamente sono spiegati i blocchi come i tubi, la valvola termostatica, il mixer e il diverter, la caldaia, la pompa che verranno poi implementati nel modello Simulink. In particolare inizialmente vengono descritte le tipologie di perdite di carico, distribuite e concentrate con le relative equazioni caratteristiche note in letteratura e che poi verranno effettivamente utilizzate all'interno dei blocchi nel modello.

2.1 Perdite di carico

Un fluido che scorre dentro una tubazione è soggetto alle perdite di carico che consistono in un calo di pressione dovuto agli attriti interni del fluido stesso. Gli

attriti interni sono causati anche dalla viscosità, che concorre alla dissipazione di energia. Conoscere il valore delle perdite di carico è fondamentale sia per dimensionare i condotti all'interno dei quali scorrono i nostri fluidi ma anche per determinare le caratteristiche delle pompe. Le perdite di carico si dividono in perdite di carico distribuite e localizzate.

2.1.1 Perdite di carico distribuite

Le perdite di carico distribuite lungo un circuito idraulico sono esprimibili dalla seguente relazione [9]:

$$\Delta p_d = \sum \left(f \cdot \frac{L}{D} \rho \cdot \frac{w^2}{2} \right) \quad [Pa] \quad 2.1$$

in cui:

f = fattore di attrito [adimensionale]

L = lunghezza del condotto [m]

D = diametro del condotto [m]

ρ = densità del fluido [kg/m³]

w = velocità media del fluido [m/s]

La sommatoria è stata inserita per intendere che le perdite totali di carico distribuite sono date dalla somma delle perdite di carico distribuite nei vari tratti di tubazione.

Si intuisce quindi come il fattore di attrito sia legato al regime di moto ma anche dalla natura delle superfici interne della tubazione, caratterizzate dalla scabrezza o rugosità relativa, definita come:

$$e = \frac{\varepsilon}{D} \quad 2.2$$

Dove ε è la scabrezza assoluta mentre D è il diametro della tubazione.

In moto laminare le forze di attrito di tipo viscoso sono quelle che creano resistenza al flusso e il fattore di attrito non è legato alla scabrezza relativa ed è esprimibile come:

$$f = \frac{64}{\text{Re}} \quad 2.3$$

Si ribadisce la definizione del numero di Reynold pari a:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot D}{\nu} \quad 2.4$$

In regime di transizione e turbolento si utilizza la relazione di Blasius [9], valida per $3000 < \text{Re} < 10^5$, di seguito riportata:

$$f = \frac{0.316}{\text{Re}^{0.25}} \quad 2.5$$

La relazione sopra riportata vale per tubi a bassa rugosità.

Per determinare il fattore di attrito vi sono anche numerose relazioni sperimentali; la più utilizzata è la relazione di Colebrook-White [9], di seguito riportata:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log_{10} \left[\frac{2.51}{\text{Re} \sqrt{f}} + \frac{s}{3.71} \right] \quad 2.6$$

Questa relazione è valida per $\text{Re} > 10^4$ ed è in forma implicita, quindi risolvibile per tentativi tramite l'uso del calcolatore.

Per il calcolo del fattore di attrito Nikuradse [9] propone un'altra relazione, in forma esplicita e pari a:

$$f = 0.0032 + \frac{0.221}{\text{Re}^{0.237}} \quad 2.7$$

Le relazioni per il calcolo del fattore di attrito esaminate sono spesso rappresentate insieme in diagrammi.

Il Diagramma di Moody è tra i diagrammi più utilizzati: in ascissa ha il numero di Reynolds, in ordinata il fattore di attrito e le varie curve presenti sono per differenti valori della scabrezza relativa.

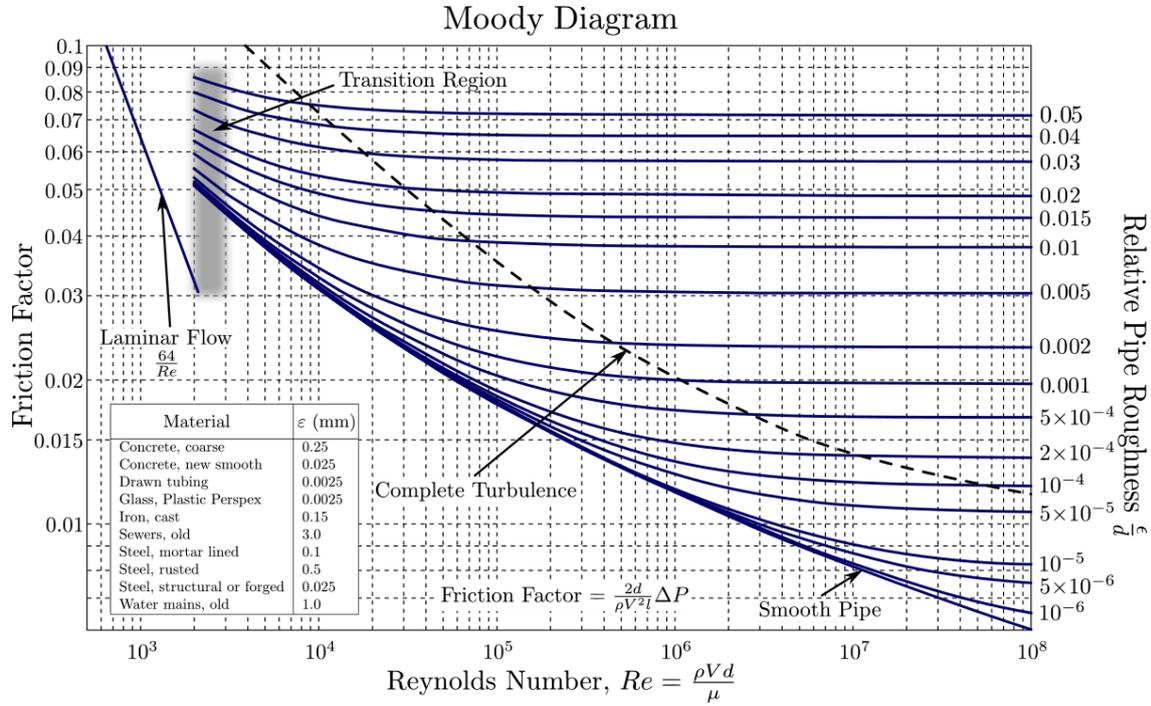


Figura 27. Diagramma di Moody

Le relazioni viste in precedenza sono riassunte all'interno del diagramma di Moody, che vale non solo per l'acqua ma per qualsiasi fluido.

2.1.2 Perdite di carico concentrate

Le perdite di carico localizzate o concentrate sono dovute agli attriti imputabili e singoli componenti del circuito idraulico (curve, valvole, filtri, allargamenti, restringimenti, ecc.) ed esprimibili ciascuna come [9]:

$$\Delta p_{concentrate} = \xi \cdot \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad [Pa] \quad 2.8$$

in cui:

ξ è il coefficiente caratteristico del tipo di accidentalità.

ρ = densità del fluido [kg/m³]

w = velocità media del fluido [m/s]

Il coefficiente ξ viene riportato in diverse fonti: [10-15].

I valori dei coefficienti di perdita di carico concentrate ξ proposti in queste fonti letterarie sono riportati per ciascuna accidentalità individuata in apposite tabelle, in funzione del diametro della tubazione in cui l'accidentalità è presente.

Da queste tabelle emerge subito la notevole differenza tra i valori dei coefficienti ξ riportati dalle varie fonti, questo è dovuto a lacune della letteratura scientifica in merito ai valori dei coefficienti di perdite localizzate per le reti idroniche.

In alcune delle tabelle vi sono anche valori negativi del coefficiente di perdita di carico concentrata. Al riguardo va precisato che una resistenza al flusso, sia essa distribuita o accidentale, comporta sempre una perdita di carico, cioè una diminuzione del carico totale. Se la componente geodetica (quota) e quella dinamica (velocità) subito a monte e a valle della resistenza sono uguali (come avviene nella maggioranza dei casi), allora la perdita coinvolge solo la pressione, che diminuisce. Può anche avvenire che la pressione statica aumenti, ma questo può verificarsi solo se quota e/o velocità diminuiscono corrispondentemente di più, in modo che il carico totale diminuisca. Nel caso dei valori negativi sopra citati essi si trovano solo in presenza di ben specifiche accidentalità quali in particolare le derivazioni o le confluenze, che coinvolgono due flussi d'acqua parziali e uno complessivo.

2.1.3 Calcolo della portata e della perdita di carico in CARNOT

In CARNOT la perdita di pressione è descritta da una funzione quadratica della portata in massa secondo l'equazione:

$$dp = c + l \cdot \dot{m} + q \cdot \dot{m}^2 \quad 2.9$$

dove c è un termine costante [Pa], l [Pa/(kg/s)] è lineare e q [Pa/(kg/s)²] è il termine quadratico. Se questi coefficienti e la portata in massa sono noti allora la perdita di pressione può essere calcolata lungo tutto il circuito.

L'uso dei coefficienti clq per descrivere la caduta di pressione presenta grandi vantaggi in termini di tempo di calcolo. Se i coefficienti sono noti, non è più necessaria un'iterazione, poiché la caduta di pressione può essere calcolata analiticamente. Pertanto non sono necessarie iterazioni, riducendo significativamente il tempo di calcolo necessario.

La pompa è caratterizzata anch'essa da un polinomio quadratico che ne definisce la prevalenza. Tipicamente la prevalenza è massima con portata nulla e diventa zero con portata massima.

$$dp_{pump} = a_0 + a_1 \cdot \dot{m} + a_2 \cdot \dot{m}^2 \quad 2.10$$

In cui quindi a_0 è positivo, mentre a_1 e a_2 negativi.

Per ogni circuito idraulico chiuso la prevalenza creata dalla pompa deve essere uguale alla caduta di pressione del circuito. Combinando le due equazioni viste precedentemente si ottiene un'equazione quadratica che può essere risolta analiticamente:

$$dp_{pump} = dp \quad 2.11$$

da cui

$$a_0 + a_1 \cdot \dot{m} + a_2 \cdot \dot{m}^2 = c + l \cdot \dot{m} + q \cdot \dot{m}^2 \quad 2.12$$

raccogliendo secondo la portata si ottiene una relazione più chiara:

$$(c - a_0) + (l - a_1) \cdot \dot{m} + (q - a_2) \cdot \dot{m}^2 = 0 \quad 2.13$$

2.1.3.1 Perdita di carico per componenti in serie

Quando si hanno due componenti in serie si sommano i relativi coefficienti poiché:

$$\Delta p_{serie} = \Delta p_1 + \Delta p_2 \quad 2.14$$

da cui:

$$\Delta p_{serie} = c_1 + l_1 \cdot \dot{m} + q_1 \cdot \dot{m}^2 + c_2 + l_2 \cdot \dot{m} + q_2 \cdot \dot{m}^2 \quad 2.15$$

raccogliendo si ottiene:

$$\Delta p_{serie} = (c_1 + c_2) + (l_1 + l_2) \cdot \dot{m} + (q_1 + q_2) \cdot \dot{m}^2 \quad 2.16$$

Ogni blocco presente nel modello esegue il calcolo dei tre coefficienti di caduta di pressione (c, l, q) che vengono aggiunti ai coefficienti in entrata al blocco durante il calcolo. In questo modo la caduta di pressione può essere calcolata per ogni sistema specificato tramite i coefficienti, anche prima della simulazione, se i coefficienti sono noti. Il bus termoidraulico (THB) contiene le informazioni di tutti e tre i coefficienti.

2.1.3.2 Perdita di carico per componenti in parallelo

Nel caso di sottosistemi idraulici, questi iniziano con un "Diverter" (deviatore di flusso) e terminano con un "Mixer" (miscelatore di flusso). Le perdite di carico e flusso e la massa sono accoppiate. Il metodo di calcolo della caduta di pressione si articola in più fasi: il vettore dei coefficienti (c, l, q)₀ del circuito principale e la portata totale sono direttamente mandati al Mixer.

Nel blocco del deviatore sono inizializzati altri due vettori [$c \ l \ q$]₁ e [$c \ l \ q$]₂ con valore zero e passati da un blocco all'altro all'interno del bus termoidraulico. In

ogni ramo 1 e ramo 2 rispettivamente, la caduta di pressione viene sommata sommando i coefficienti $[c \ l \ q]$ fino al raggiungimento del mixer.

In questo blocco, viene calcolato il tasso di deviazione del flusso f_{div} , in modo che la deviazione del flusso possa essere eseguita in base alla resistenza del flusso del ramo corrispondente. Questo valore viene quindi restituito al blocco diverter.

Utilizzando le informazioni del diverter, il mixer calcola la deviazione nei due rami, a condizione che la caduta di pressione in entrambi i rami sia la stessa:

$$\Delta p_{parallelo} = \Delta p_1 = \Delta p_2 \quad 2.17$$

che espresso tramite i coefficienti c , l e q risulta:

$$c_1 + l_1 \cdot \dot{m} + q_1 \cdot \dot{m}^2 = c_2 + l_2 \cdot \dot{m} + q_2 \cdot \dot{m}^2 \quad 2.18$$

Inoltre deve essere rispettato il principio di continuità:

$$\dot{m}_{tot} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2 \quad 2.19$$

Con queste tre equazioni è possibile risolvere l'equazione quadratica e calcolare la portata in massa corretta per entrambi i rami. Quindi il tasso di deviazione del flusso viene calcolato come:

$$f_{div} = \frac{\dot{m}_1}{\dot{m}_{tot}} \quad 2.20$$

Il mixer calcola anche la caduta di pressione dell'intero sotto circuito. La caduta di pressione totale dell'intero sotto circuito viene sommata ai coefficienti $[c \ l \ q]$ che arrivano al diverter.

2.2 DESCRIZIONE MATEMATICA DEI BLOCCHI UTILIZZATI

In questo capitolo si descrivono i blocchi provenienti dalla libreria Simulink di CARNOT e usati per modellare il circuito termico.

2.2.1 Descrizione delle tubazioni

Ogni tubazione è costituita da quattro sotto-blocchi che calcolano le diverse componenti della perdita di carico, come si vede in Figura 28.

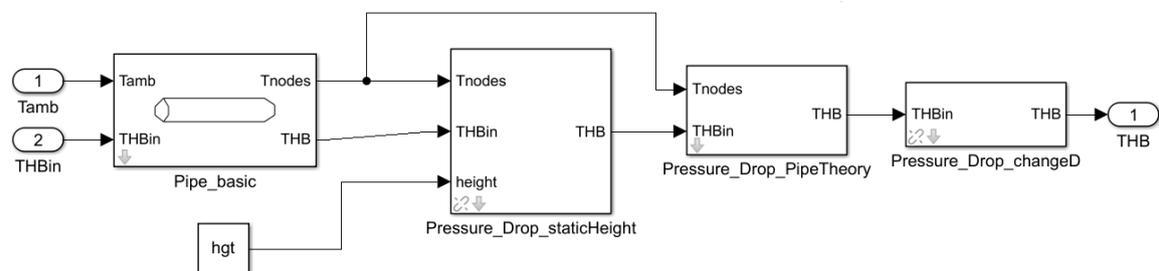


Figura 28. Blocchi costituenti una generica tubazione

Nel blocco “Pressure drop pipe theory” vengono calcolate le perdite di carico distribuite e concentrate secondo le formule:

- Perdite distribuite [9]

$$\Delta p_d = f \cdot \frac{L}{D} \rho \cdot \frac{w^2}{2} \quad 2.21$$

in cui:

f = fattore di attrito [adimensionale]

L =lunghezza del condotto [m]

D =diametro del condotto [m]

ρ = densità del fluido [kg/m³]

w = velocità media del fluido [m/s]

- Perdite concentrate

$$\Delta p_c = q \cdot \dot{m}^2 \quad 2.22$$

Nel blocco “Pressure drop static height” viene calcolata la perdita, o l’aumento, di pressione dovuta all’aumentare o calare della quota. Se il tubo ha la parte terminale (a seconda della direzione del flusso di acqua) più alta di quella iniziale allora il valore è positivo, altrimenti negativo come mostrato in Figura 29.

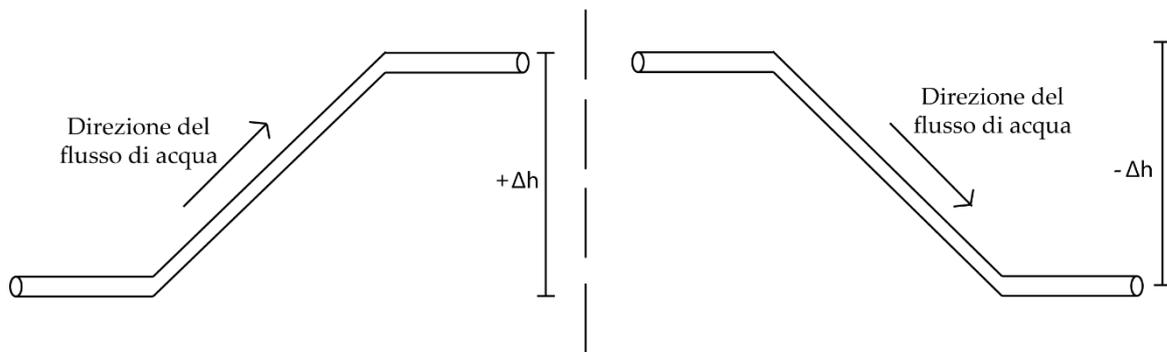


Figura 29. Variazione della quota in una tubazione

L’equazione utilizzata per il calcolo di questo contributo di perdita o aumento di pressione è la seguente:

$$\Delta p = \rho \cdot g \cdot \Delta h \quad 2.23$$

in cui:

ρ : densità del fluido [kg/m³];

g : accelerazione di gravità [m/s²];

Δh : differenza di quota [m].

Un altro contributo riguarda le perdite di carico associate a variazioni del diametro. Questo fenomeno può verificarsi in situazioni come la presenza di un brusco restringimento, brusco allargamento, diramazione, confluenza, ecc.

Il calcolo di questo tipo di perdita di carico viene eseguito nel blocco “Pressure drop change diameter”.

Di seguito si riporta un riassunto delle formule analitiche utili per il calcolo di questo genere di perdita.

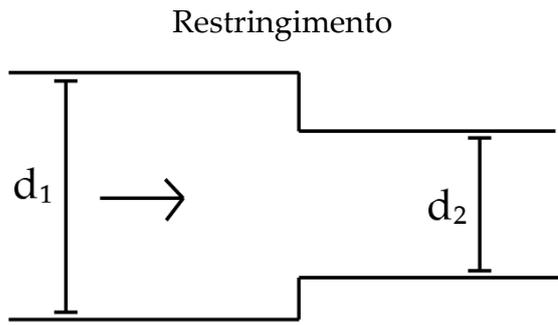


Figura 30. Restringimento tubazione

$$\Delta p = \frac{\rho}{4} \cdot \left(\frac{\dot{m}_2}{\rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2} \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right)^2$$

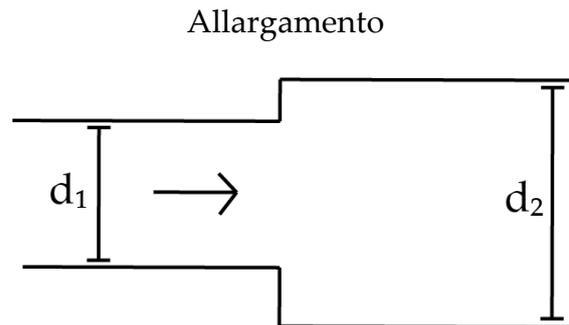


Figura 31. Allargamento tubazione

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}_2}{\rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2} \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right)^2$$

Diramazione con cambio di diametro

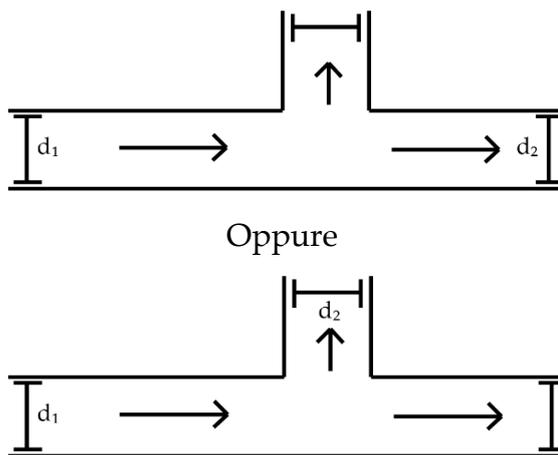


Figura 32. Diramazione tubazione

Se $d_1 > d_2$

$$\Delta p = \frac{\rho}{4} \cdot \left(\frac{\dot{m}_2}{\rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2} \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right)^2$$

Se $d_1 < d_2$

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}_2}{\rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_1}{2}\right)^2} \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^2 \right)^2$$

Confluenza con cambio di diametro

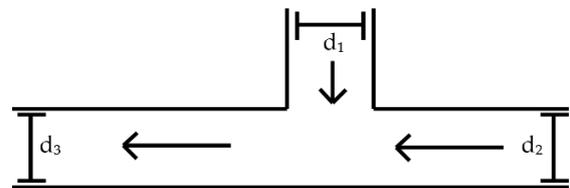


Figura 33. Confluenza tubazione

Se $d_1, d_2 > d_3$

$$\Delta p = \frac{\rho}{4} \cdot \left(\frac{\dot{m}_2}{\rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_1 + d_2}{4}\right)^2} \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1 + d_2}{2d_3} \right)^2 \right)^2$$

Se $d_1, d_2 < d_3$

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{\dot{m}_2}{\rho \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_1 + d_2}{4}\right)^2} \right)^2 \cdot \left(1 - \left(\frac{d_1 + d_2}{2d_3} \right)^2 \right)^2$$

In CARNOT sono presenti 3 diversi blocchi per descrivere le tubazioni con cui poter modellare il circuito e sono riportati in Figura 34.

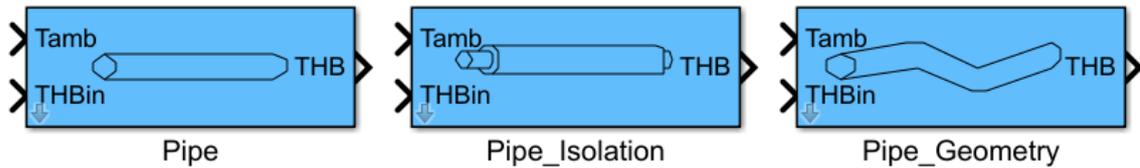


Figura 34. Tipologia di tubazioni presenti nella libreria di CARNOT

In questa tesi i circuiti idraulici sono stati modellati utilizzando i blocchi Pipe e Pipe_Geometry. La descrizione approfondita di questi blocchi è riportata nelle sezioni seguenti.

2.2.1.1 Blocco Pipe

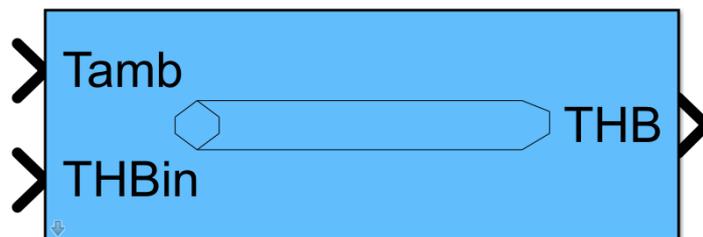


Figura 35. Blocco Pipe

Questo blocco è stato utilizzato nell'impianto termico per rappresentare le perdite di carico concentrate; è caratterizzato da diverse grandezze da inserire nelle varie maschere. La tubazione infatti ha i seguenti macro-campi:

- Geometry;
- Thermal;
- Hydraulic;
- Calculation.

Ogni campo è a sua volta composto da diverse grandezze come il diametro della tubazione, la lunghezza della stessa, le perdite termiche, quelle idrauliche ecc.

Di seguito vengono riportate alcune figure che mostrano le maschere per questa tipologia di tubo.

2.2.1.1.1 Geometry

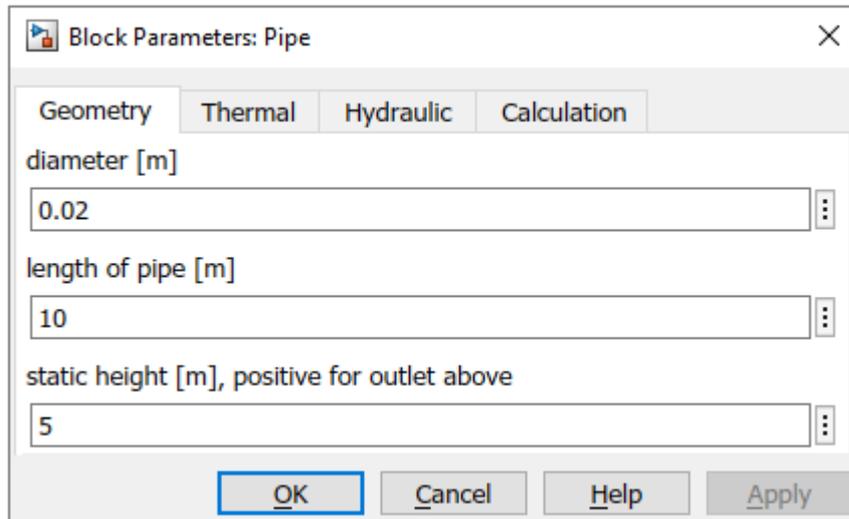


Figura 36. Maschera proprietà geometriche

In questa sezione i parametri da inserire sono quelli geometrici:

- Diametro;
- Lunghezza della tubazione;
- Altezza statica.

I tubi vengono considerati di sezione circolare e quindi il parametro da dover inserire è il diametro. Nell'ultimo campo si deve inserire l'aumento o il decremento della quota, se il tubo ha la parte finale (a seconda della direzione del flusso di acqua) più alta di quella iniziale allora il valore è positivo, altrimenti negativo.

2.2.1.1.2 Thermal

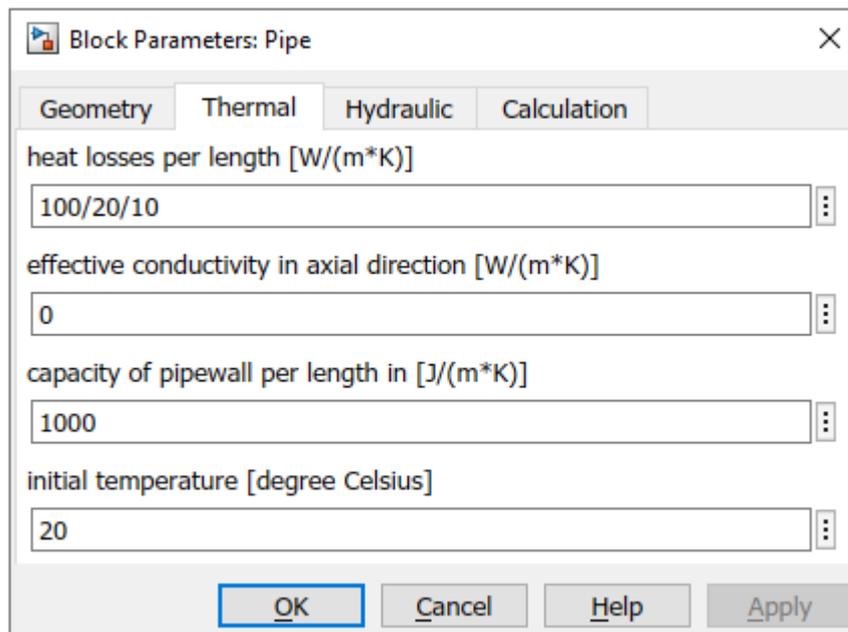


Figura 37- Maschera proprietà termiche

In questa sezione i parametri da inserire sono legati alla parte termica:

- Perdite di calore per unità di lunghezza [W/mK];
- Conducibilità effettiva in direzione assiale [W/mK];
- Capacità della tubazione per unità di lunghezza [J/mK];
- Temperatura iniziale [°C].

Nei modelli implementati in Simulink questa sezione è stata compilata considerando un impianto ben coibentato, assumendo quindi trascurabili le perdite di calore lungo i tubi che alimentano gli elementi terminali.

2.2.1.1.3 Hydraulic

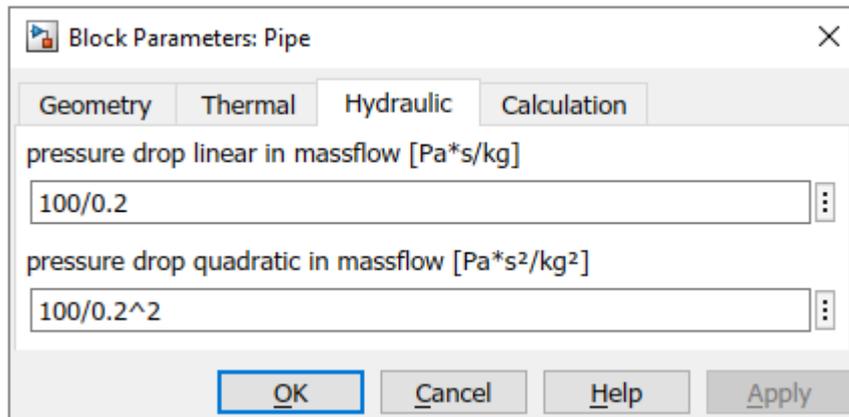


Figura 38. Maschera proprietà idrauliche

Questa sezione è molto importante per il calcolo delle perdite di carico concentrate; i parametri da inserire sono:

- Coefficiente perdita di carico lineare l [Pa*s/kg];
- Coefficiente perdita di carico quadratico q [Pa*s²/kg].

In realtà per le perdite di carico concentrate è necessario porre $l=0$ e inserire il valore di q . Come si può notare non è presente la possibilità di inserire il coefficiente ξ per il calcolo delle perdite di carico concentrate. Infatti le perdite di carico concentrate in CARNOT vengono calcolate in funzione del diametro e della velocità del fluido nelle tubazioni (da cui q è dipendente), senza quindi utilizzare il coefficiente ξ . Per questo, in fase di progettazione, conoscendo le portate in gioco e il tipo di perdita localizzata si calcola, attraverso ξ , la perdita di carico che l'elemento causerebbe; successivamente si riesce a trovare il coefficiente q dalla seguente formula.

$$q = \frac{\Delta p}{\dot{m}^2} \quad 2.24$$

nota la portata in massa di quel tratto di tubazione. La portata in massa è nota poiché il progettista conosce la richiesta di fluido ai vari terminali per riuscire garantire la copertura delle dispersioni.

2.2.1.2 Blocco Pipe Geometry

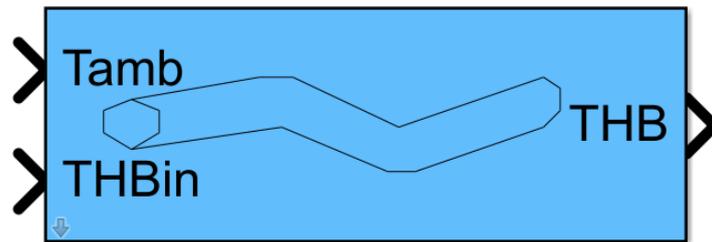


Figura 39. Blocco pipe geometry

Questo blocco è stato utilizzato nell'impianto termico per rappresentare le perdite di carico distribuite; anch'esso è caratterizzato da diverse grandezze da inserire nelle varie GUIs. La tubazione infatti ha i seguenti macro-campi:

- Geometry;
- Thermal;
- Hydraulic;
- Calculation.

La prima, la seconda e l'ultima sono esattamente le stesse del blocco Pipe mentre è differente la sezione relativa alle perdite di carico, come mostrato nella Figura 40.

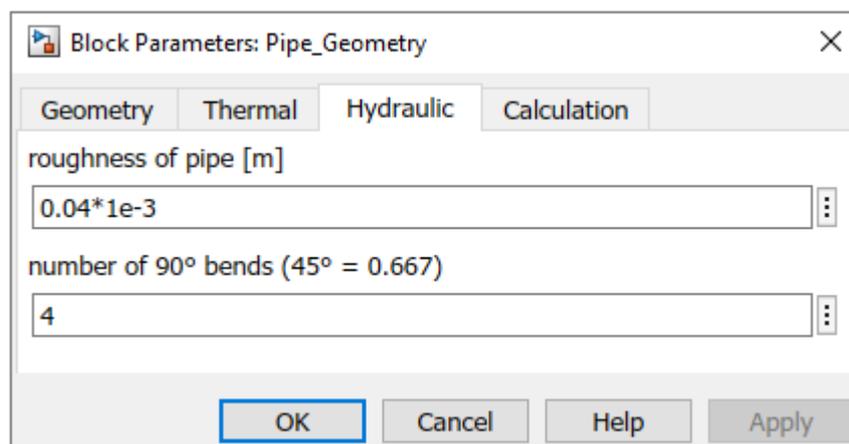


Figura 40. Maschera proprietà geometriche

È infatti possibile inserire il valore di rugosità della tubazione e il numero di curve. Dato che nel modello Simulink questo blocco serve per rappresentare le perdite di carico distribuite il numero di curve è posto pari a 0.

2.2.2 Valvola termostatica

Sebbene sia presente un blocco “Thermostatic Valve” all’interno della libreria di CARNOT in questo progetto di tesi è stato utilizzato il blocco “Valve”, come mostrato in Figura 41, a cui è stato poi inserito il modello della testa termostatiche che si occupa di gestire la regolazione, rendendo tale valvola a tutti gli effetti una valvola termostatica.

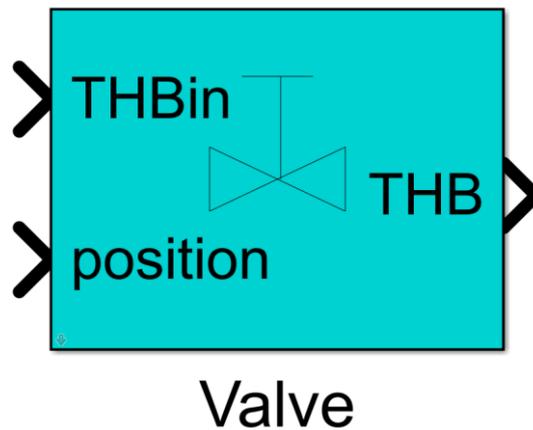


Figura 41. Blocco valvola di CARNOT

La valvola termostatica è in grado di adattare la potenza termica sviluppata dall'emettitore al fine di mantenere la temperatura dell'aria interna pari al valore di set point; per modulare la potenza sviluppata viene variata la portata di fluido, come si intuisce dalla seguente equazione.

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot c \cdot \Delta T \quad 2.25$$

Dove:

- \dot{m} è la portata massima di fluido, espressa in kg/s;
- c è il calore specifico, pari a 4.186 kJ/(kgK) per l'acqua;
- ΔT è il salto termico del fluido a monte e valle del dispositivo di emissione (fan coil, radiatore, ecc.), espresso in °C o K.

La valvola è installata direttamente sui radiatori ed è un regolatore proporzionale; essa infatti regola sulla differenza tra la temperatura di set-point impostata e la temperatura del locale misurata. L'otturatore della valvola a seguito della diminuzione di questa differenza si dilata chiudendo il passaggio al fluido termovettore, in caso contrario la valvola si apre.

L'installazione di valvole termostatiche negli impianti termici garantisce il bilanciamento automatico degli stessi e il controllo in maniera indiretta della temperatura di ritorno dai radiatori.

Nonostante nell'equazione possa sembrare che la variazione di potenza erogata sia perfettamente lineare al variare della portata, nella realtà il comportamento del sistema è ben diverso. Infatti in uno scambiatore generico ad una variazione del 20% della portata dell'acqua può corrispondere una variazione del 40% della potenza termica erogata, come si può vedere dalla Figura 42.

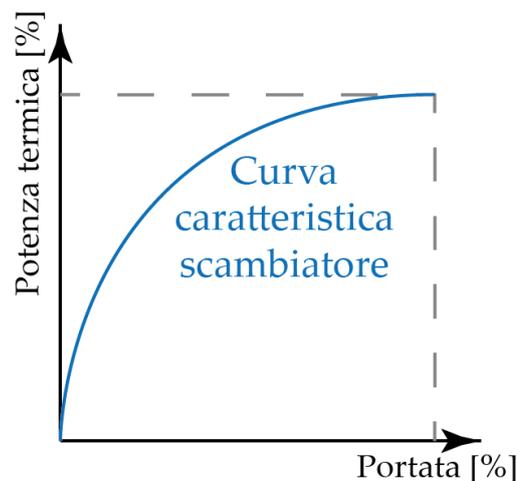


Figura 42. Curva caratteristica scambiatore generico

Il regolatore elettronico che generalmente comanda la valvola modula la portata in modo tale che ad una apertura del 20% della valvola corrisponda una uguale potenza termica erogata. Per ottenere questa particolare relazione tra l'apertura della valvola e la potenza termica, si ricorre all'utilizzo di valvole equipercentuali, che hanno la seguente curva caratteristica:

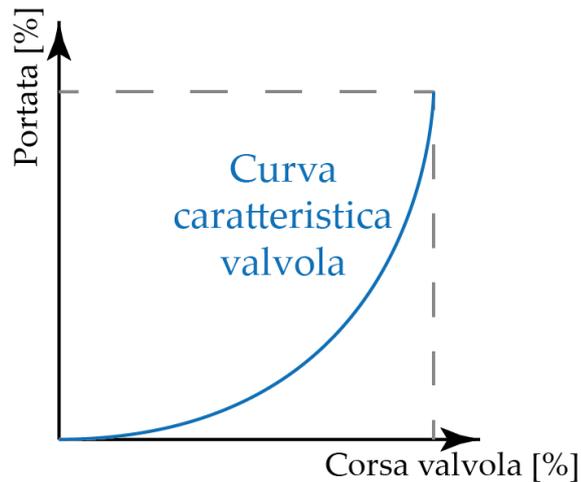


Figura 43. Curva caratteristica valvola

In questo modo, le curve dello scambiatore e della valvola si compensano a vicenda, ottenendo un comportamento lineare della potenza erogata in funzione dell'apertura della valvola.

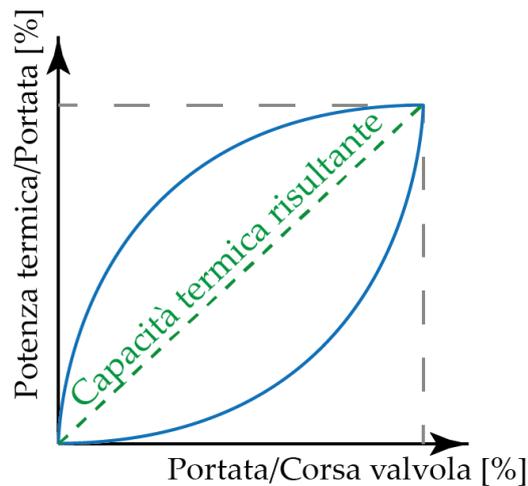


Figura 44. Capacità termica complessiva sistema valvola-scambiatore

Le caratteristiche principali di una valvola sono:

- k_{vs} : portata che attraversa la valvola quando è completamente aperta, valore misurato in m^3/h .
- Δp_{v100} : caduta di pressione che si realizza tra monte valle della valvola completamente aperta

La portata in volume e la differenza di pressione della valvola solitamente uniti in un unico parametro, detto k_v .

$$k_v = \frac{\dot{V} [m^3/h]}{\sqrt{\Delta p_{v100} [bar]}} \quad 2.26$$

È importante definire la differenza tra k_v e k_{vs} . Il k_v è il valore calcolato tramite l'equazione precedente, il k_{vs} è il valore riportato sul catalogo e che identifica ciascuna valvola.

La concavità della curva caratteristica della valvola varia a seconda di un parametro chiamato Autorità della valvola A , dato dal rapporto tra la perdita di carico della valvola e quella del circuito nel quale la valvola è inserita.

$$A = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p} \quad 2.27$$

L'autorità varia quindi tra 1 e 0, quindi tra quando la differenza di pressione è provocata solo dalla valvola e quando la perdita di carico della valvola è trascurabile rispetto alla perdita del circuito in cui è inserita. Autorità basse rendono poco incisiva l'azione della valvola in quanto la curva risulta molto lineare. Autorità elevate sono preferibili per migliorare la regolazione. Solitamente si cerca di dimensionare le valvole in modo da avere un'autorità pari a 0.5. Di seguito viene riportata la dipendenza della curva caratteristica della valvola in funzione dell'autorità.

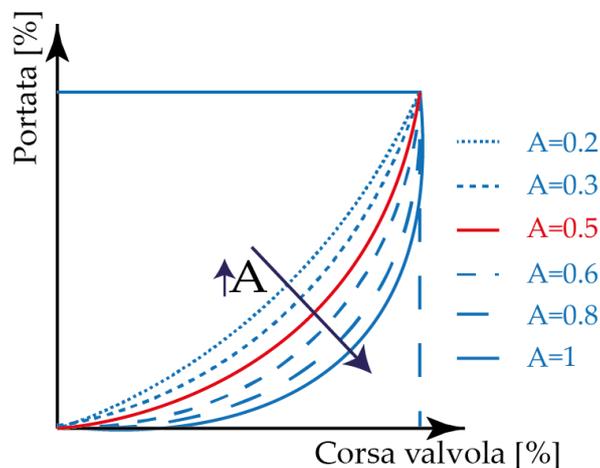


Figura 45. Dipendenza della curva caratteristica dall'autorità

A seconda del valore dell'autorità e delle caratteristiche del circuito in cui la valvola è inserita si calcola k_v .

La posizione della valvola viene calcolata nel modello e dipende dalla differenza tra valore della temperatura di set-point a cui si deve portare l'ambiente in cui è installato il corpo scaldante e il valore della temperatura effettivo. Inoltre la sensibilità della valvola dipende da un coefficiente proporzionale k_p .

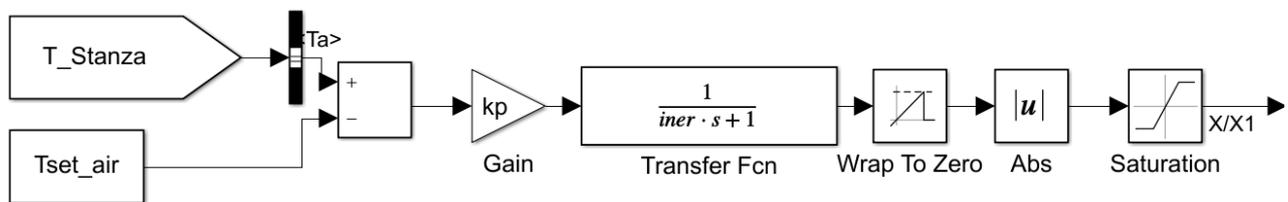


Figura 46. Modello testa termostatica proporzionale

La posizione relativa della valvola X/X_1 è data dalla seguente equazione.

$$\frac{X}{X_1} = k_p \cdot err = k_p \cdot (T_{set} - T) \quad 2.28$$

Il valore del rapporto X/X_1 varia da 0, a cui corrisponde la condizione di valvola completamente chiusa, ad 1, a cui corrisponde la condizione di valvola completamente aperta.

Più è elevato k_p e maggiore è la sensibilità della valvola alle variazioni di temperatura. È stata inserita anche una funzione di trasferimento per modellare al meglio il comportamento che le valvole hanno nella realtà ovvero quello di presentare un ritardo nella risposta. È chiaro come la temperatura di set-point non verrà mai raggiunta se il regolatore è di tipo proporzionale, infatti la temperatura nel locale continuerà ad avvicinarsi al valore desiderato senza mai raggiungerlo, come mostrato in Figura 47.

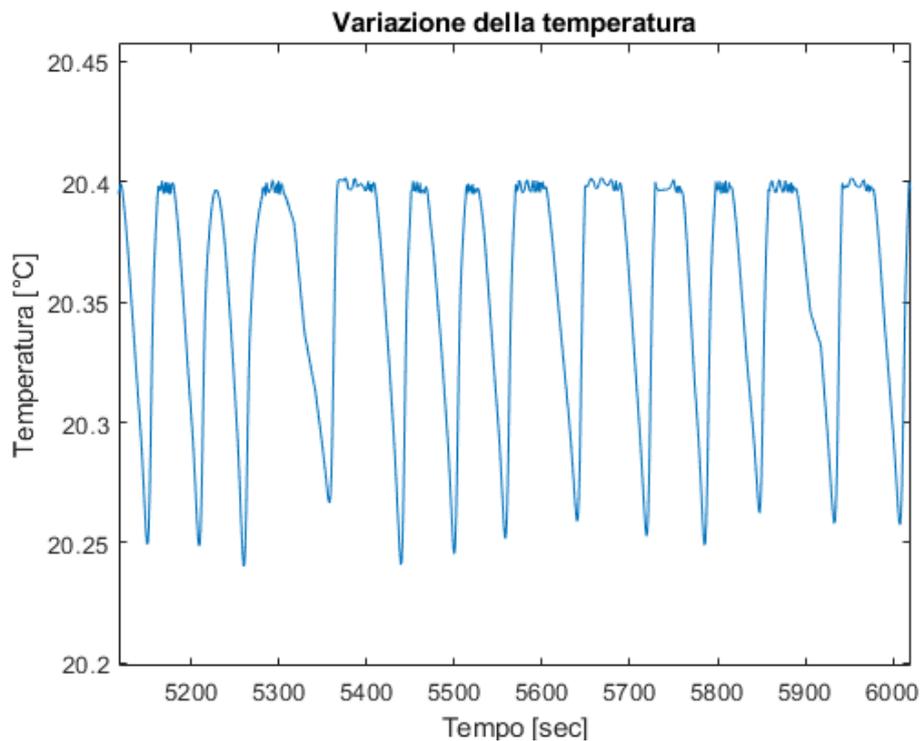


Figura 47. Variazione della temperatura con valvola termostatica

Se invece fosse stato usato un regolatore con relè la temperatura avrebbe avuto un andamento di tipo sinusoidale, come mostrato in Figura 48, causando dei continui cicli on-off. Ad esempio viene riportato in Figura 48 il caso si utilizzi un relè con tolleranza di $\pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$, ovvero con un guadagno k_p pari a 2.

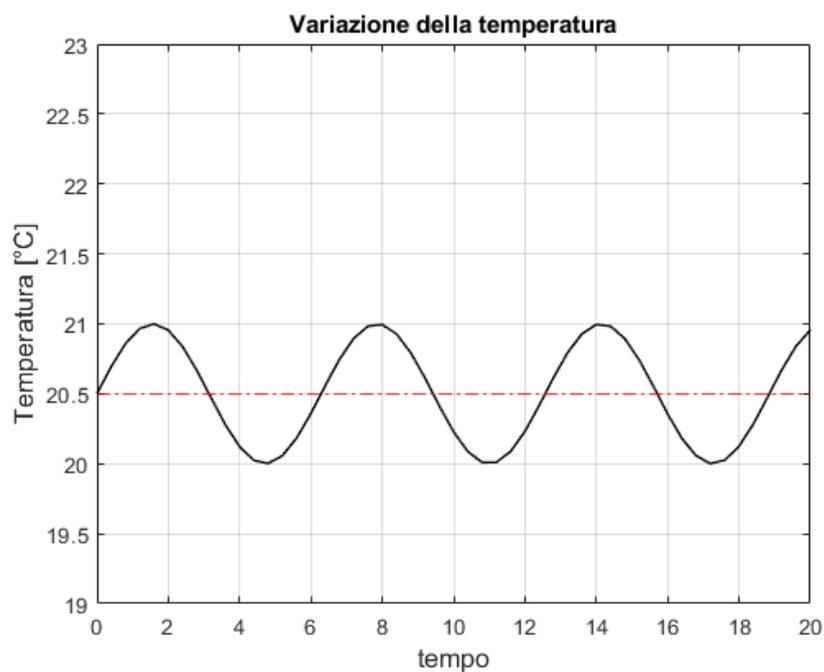


Figura 48. Variazione della temperatura con regolatore on-off

Nello specifico, maggiore è k_p e minore è la differenza tra la temperatura di set-point e quella della stanza. Se k_p è piccolo allora la valvola sarà meno precisa sul mantenimento della temperatura di set-point.

Si intuisce come il regolatore proporzionale sia un regolatore decisamente migliore in quanto permette di conseguire un maggiore risparmio energetico in quanto non supera mai la temperatura prefissata nelle varie stanze.

Le valvole usate in questo modello sono a caratteristica equi percentuale, da cui consegue una particolare relazione di k_v .

$$k_{vd} = k_v \cdot R^{\left(\frac{x}{x_1}\right)} \quad 2.29$$

dove:

- k_v : è il valore di primo tentativo fornito;
- R : detta Rangeability, ovvero il rapporto tra gli estremi del campo di misura.

La valvola termostatica agisce incrementando il coefficiente delle perdite di carico concentrate q in quanto aumenta le accidentalità al passaggio del fluido mentre i coefficienti c e l rimarranno invariati.

2.2.3 Flow Mixer e Flow Diverter

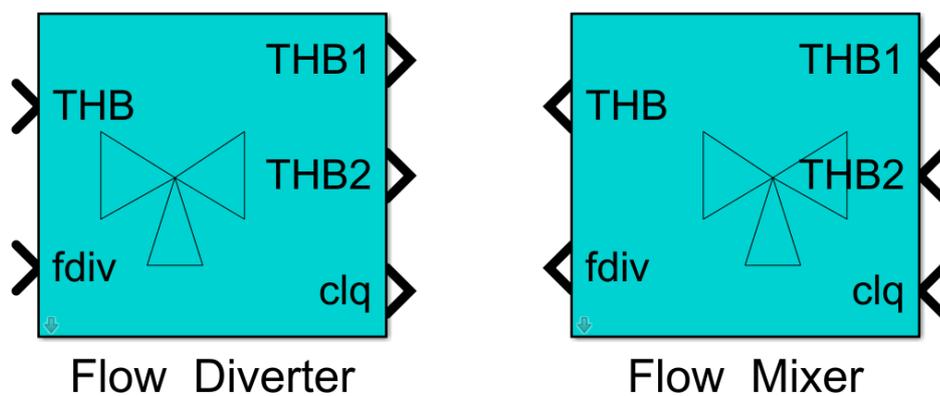


Figura 49. Blocchi flow mixer e flow diverter

I due blocchi sono stati utilizzati all'interno del modello per modellare la diramazione di un tubo, il primo, e il ricongiungimento, il secondo.

Nella Figura 50 si indica come dove essere effettuato il collegamento dei due blocchi.

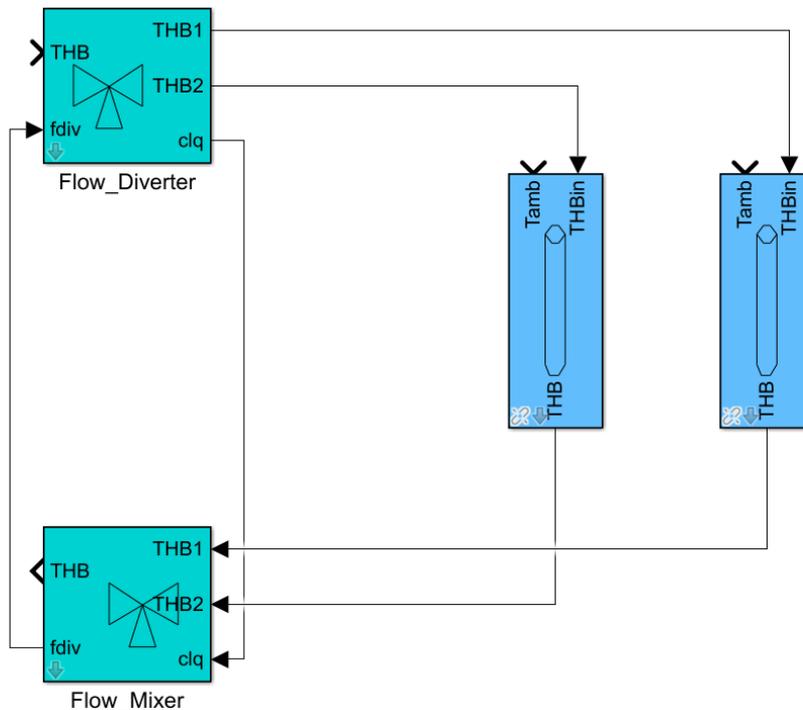


Figura 50. Schema di collegamento di un derivato nel circuito

È necessario collegare i due blocchi come mostrato nella Figura 50 in quanto il clq si aggiorna attraverso una specifica S-function in grado di ottenere i valori di clq adeguati sulla base della portata in ingresso e di calcolare il fattore di divisione f_{div} . Il sistema impone la stessa perdita di carico in ogni ramo e risolve le seguenti equazione:

$$\Delta p_1 = \Delta p_2 \quad 2.30$$

che per esteso

$$c_1 + l_1 \cdot \dot{m}_1 + q_1 \cdot \dot{m}_1^2 = c_2 + l_2 \cdot \dot{m}_2 + q_2 \cdot \dot{m}_2^2 \quad 2.31$$

2.2.4 Pompa di circolazione

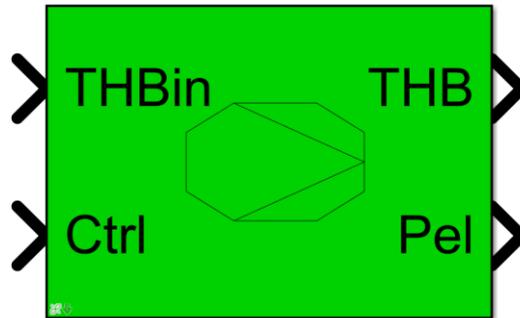


Figura 51. Blocco pompa in Simulink

La funzione principale della pompa di circolazione è quella di convertire l'energia del fluido termovettore in movimento prima in energia cinetica e successivamente in energia di pressione. Le grandezze fondamentali di una pompa sono:

- La portata volumetrica Q : volume di fluido spostato dalla pompa nell'unità di tempo.
- La prevalenza H che è l'energia per unità di massa data dalla pompa al fluido. Generalmente però si fa riferimento alla prevalenza manometrica che viene espressa in $[m]$ ed è la capacità di una pompa di elevare un certo numero di metri cubi d'acqua ad una determinata altezza.

Ogni pompa centrifuga è caratterizzata da una particolare curva caratteristica che è la relazione tra la sua portata e la sua prevalenza. Questa curva, in accoppiamento con la curva caratteristica del circuito determina il punto teorico di lavoro della pompa, come evidenziato in Figura 52.

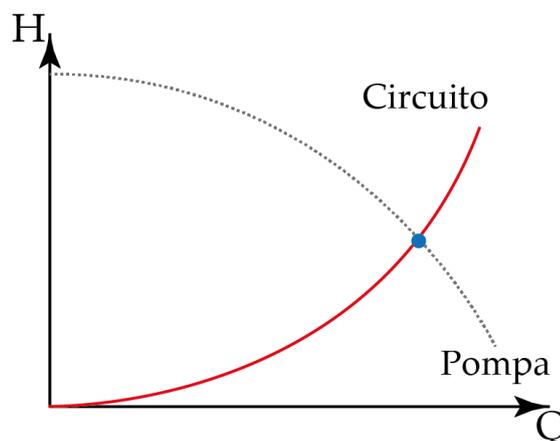


Figura 52. Punto di funzionamento pompa-circuito

Dalla curva caratteristica si nota che Q aumenta con il diminuire della prevalenza H e nel punto di portata nulla si ha il massimo valore di prevalenza. Il rendimento di una pompa è il rapporto tra la potenza utile, cioè quella acquistata dal fluido, P_u e la potenza assorbita dalla pompa, P . In formula si ha:

$$\eta = \frac{P_u}{P} = \frac{\rho \cdot g \cdot H \cdot \dot{Q}}{P} \quad 2.32$$

La curva del rendimento ha un andamento prima crescente e poi decrescente, come mostrato in Figura 53.

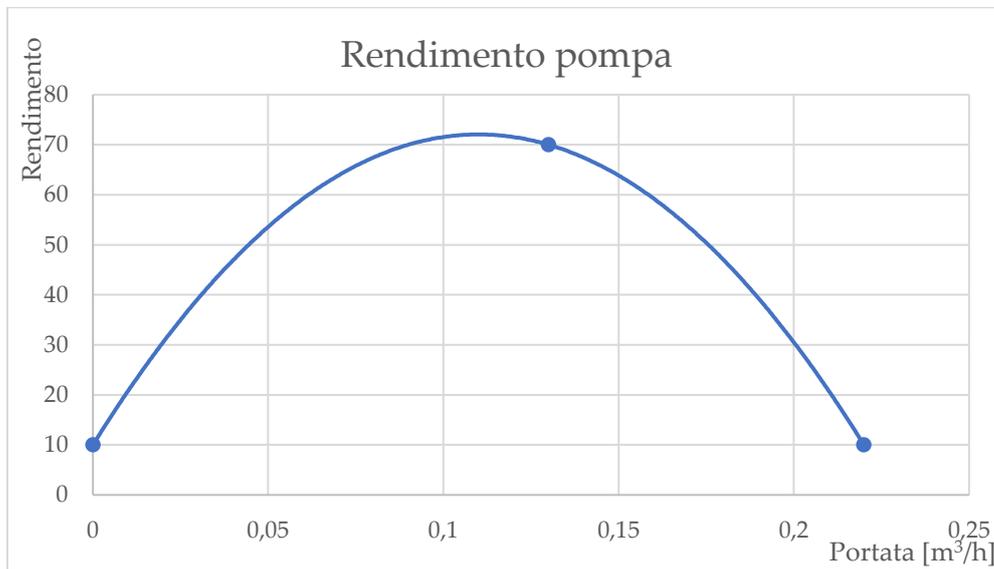


Figura 53. Curva di rendimento della pompa

Si cerca quindi di selezionare una pompa che nel punto di lavori sia nella regione di massimo rendimento al fine di ridurne i consumi e aumentarne l'efficienza.

Nella Figura 54 viene riportato lo schema generale che costituisce la pompa implementata in Simulink.

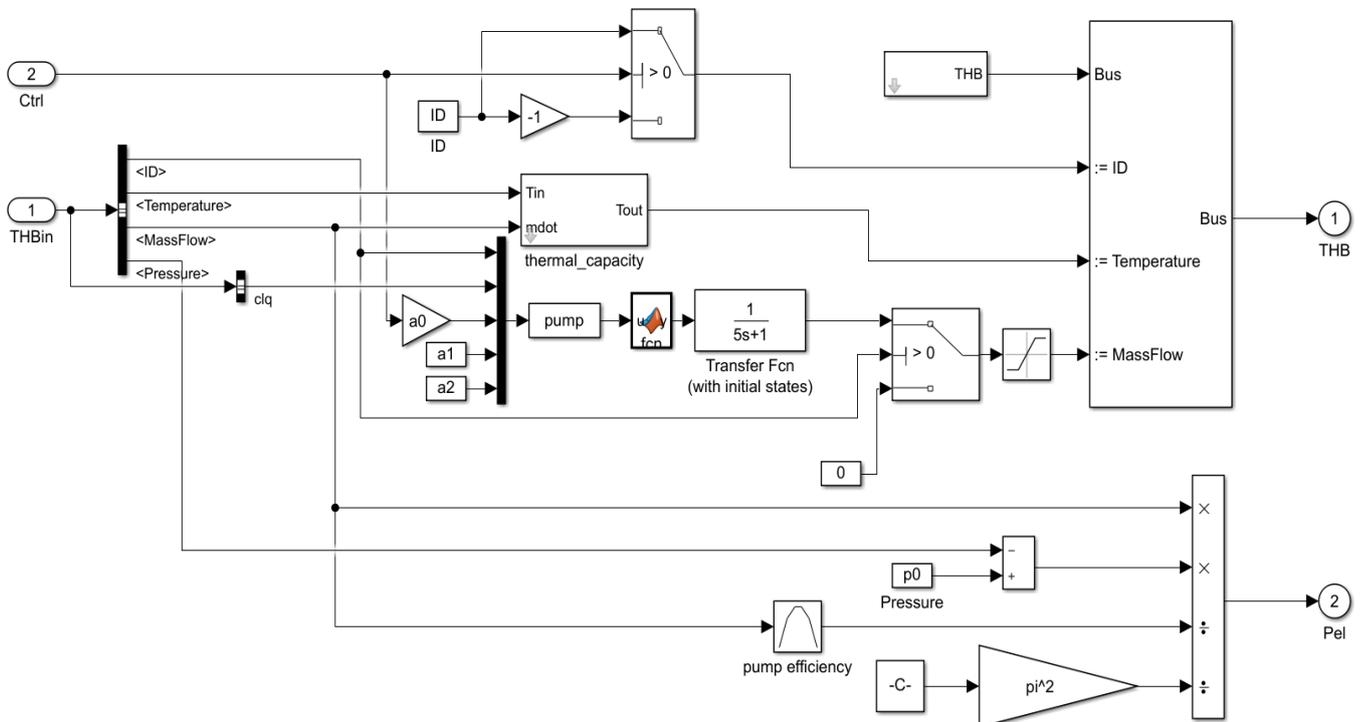


Figura 54. Schema funzionamento della pompa modellata in Simulink

In questo progetto di tesi sono state utilizzate tre diverse tipologie di pompa: a giri fissi, a giri variabili con regolazione della pressione costante e a giri variabili con regolazione della pressione proporzionale.

2.2.4.1 Pompa a giri fissi

In questo tipo di pompa al diminuire della portata elaborata dalla pompa la prevalenza aumenta e ciò causa un aumento della potenza assorbita dalla pompa e conseguentemente una riduzione del rendimento totale della pompa stessa. Di seguito viene riportato il comportamento del sistema pompa-impianto a seguito della chiusura delle valvole.

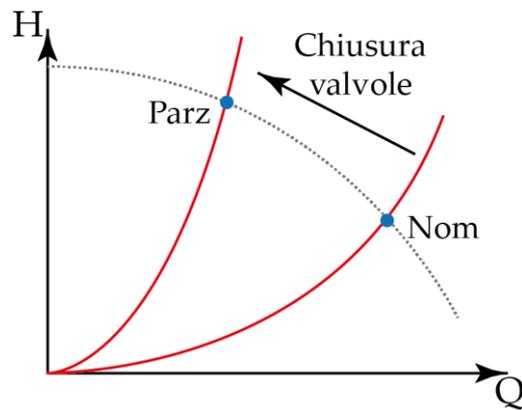


Figura 55. Curva pompa a giri fissi

Se si utilizza questo tipo di pompa la pressione aumenta con il diminuire della portata poiché non è possibile variare il numero di giri della pompa stessa.

Inoltre utilizzare una pompa a velocità fissa causerà maggiori consumi elettrici, rumore e un aumento dello stress arrecato al sistema. Nella Figura 55 si nota che quando il circuito chiude le valvole (condizione di carico parziale) la sua caratteristica sale. Il nuovo punto di funzionamento è indicato con “Parz” e in tale condizione si ha pressione in eccesso.

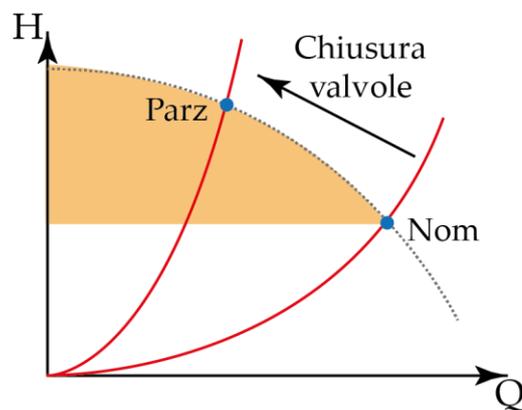


Figura 56. Energia sprecata a causa della pompa a giri fissi

Nel punto di funzionamento parziale si ha della potenza sprecata, indicata con l'area arancione. Con una pompa a giri fissi è quindi necessario che il punto di lavoro istantaneo sia il più vicino possibile al punto di lavoro teorico per evitare appunto di disperdere potenza.

2.2.4.2 Pompa a giri variabili

Tali pompe, a seconda nel numero n di giri del motore, variano la curva caratteristica, migliorando l'accoppiamento con la curva del circuito. Variando, infatti, la frequenza di alimentazione del motore, varia la velocità di rotazione e conseguentemente anche le altre grandezze caratteristiche secondo le seguenti relazioni.

- Portata

$$\frac{\dot{Q}_2}{\dot{Q}_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad 2.33$$

- Prevalenza

$$\frac{H_2}{H_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^2 \quad 2.34$$

- Potenza

$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{n_2}{n_1}\right)^3 \quad 2.35$$

Dimezzando il numero di giri, si dimezzi anche la portata e cali di un quarto la prevalenza ma il rendimento della pompa rimane stabile e il punto di lavoro si mantiene nei pressi di quello teorico.

2.2.4.2.1 Pompa a giri variabili con regolazione della pressione costante

In Figura 57 viene riportata la logica di regolazione della pompa a velocità variabile con regolazione della pressione costante. In questo tipo di regolazione al diminuire della portata la prevalenza si mantiene costante.

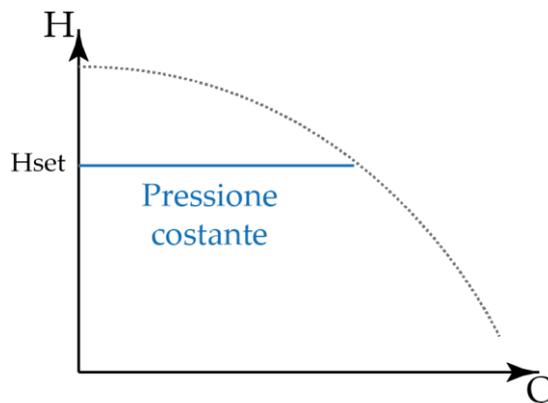


Figura 57. Curva pompa a giri variabili con regolazione della pressione costante

Nel caso di funzionamento a carichi parziali la caratteristica del circuito sale e la pompa varia il numero di giri lavorando nel nuovo punto di funzionamento "Parz" senza aver aumentato la pressione.

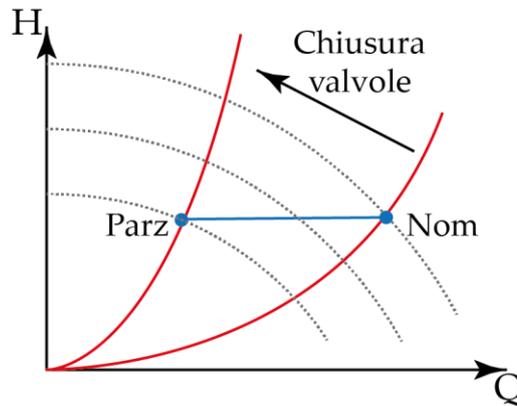


Figura 58. Punto di funzionamento con regolazione della pressione costante

Questo tipo di regolazione non tiene in considerazione dell'effettiva richiesta da parte dell'impianto. Infatti la pompa fornisce la portata corretta di fluido richiesto ma non tiene conto che essendo calata la portata di conseguenza sono calate anche le perdite di carico da vincere. Rispetto ad una pompa a giri fissi si ottiene comunque un risparmio pari all'area evidenziata in verde nella Figura 59.

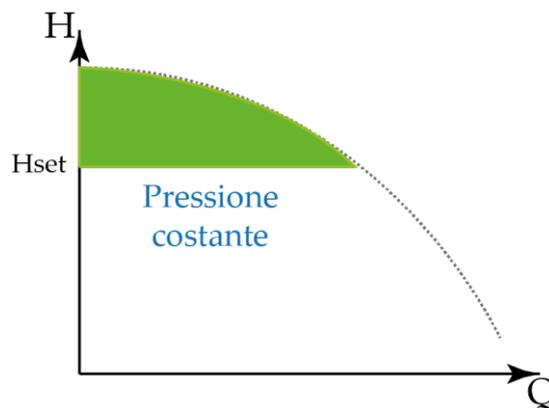


Figura 59. Risparmio conseguito rispetto alla pompa a giri fissi

2.2.4.2.2 Pompa a giri variabili con regolazione della pressione proporzionale

In questa tipologia di pompa a giri variabili per ogni condizione del carico, il regolatore impone una pressione che diminuisce linearmente al diminuire della portata, come mostrato in Figura 60.

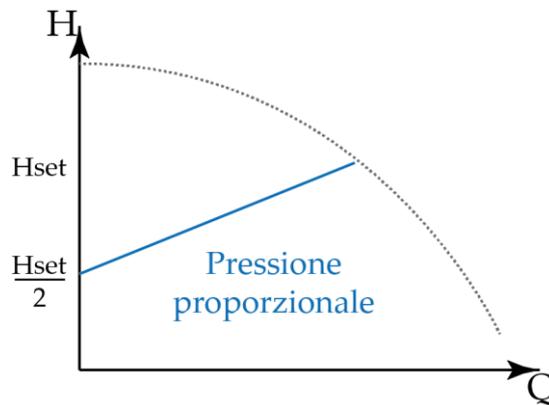


Figura 60. Regolazione proporzionale

In questo tipo di regolazione si tiene in considerazione che se vengono chiuse le valvole si deduce che ci sia meno portata che circola e quindi la pompa può spingere meno il fluido; infatti la prevalenza diminuisce con il diminuire della portata senza avere pressione in eccesso. Quando il circuito si trova in condizioni di carico parziale allora le valvole chiudono e la pompa varia il suo numero di giri. Il nuovo punto di funzionamento è in "Parz", come mostrato in Figura 61.

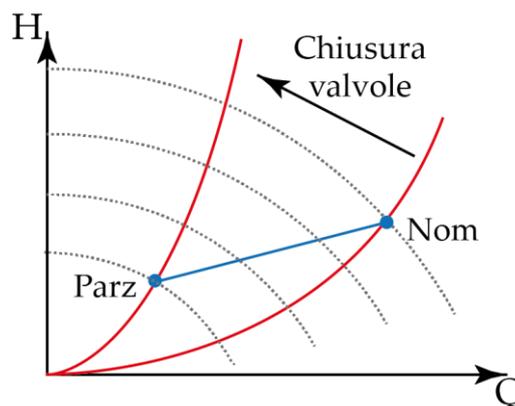


Figura 61. Nuovo punto di funzionamento

La pressione diminuisce linearmente fino al limite di minima: ad esempio fino al 50% della pressione di progetto. Può servire per regolare impianti con sviluppo esteso o con valvole di bilanciamento molto strozzate. Rispetto ad una pompa a

giri fissi si ottiene sicuramente un risparmio notevole, e si ottiene un risparmio anche rispetto ad una pompa a velocità variabile con regolazione della pressione costante. Il risparmio è identificabile all'area evidenziata in verde nella Figura 62.

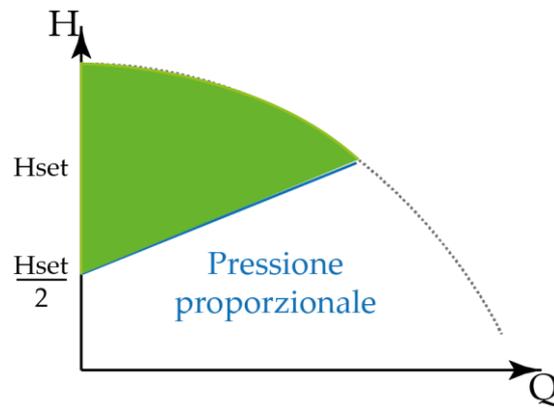


Figura 62. Area di risparmio

2.2.5 Caldaia a condensazione

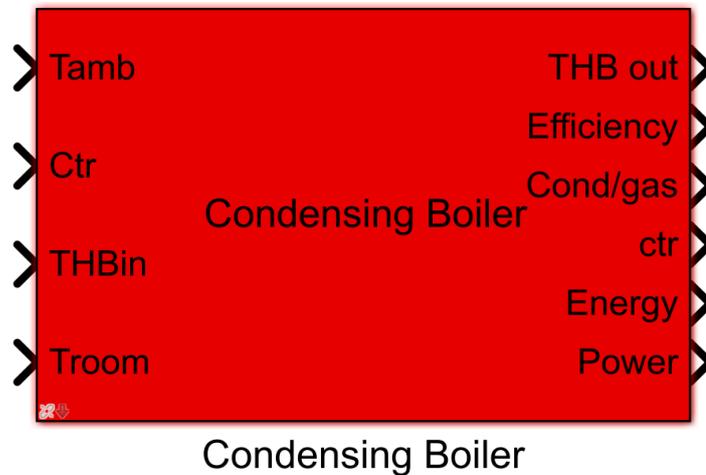


Figura 63. Blocco caldaia a condensazione

In una caldaia a condensazione l'acqua viene scaldata tramite il calore della combustione come nelle caldaie tradizionali. Nelle caldaie tradizionali i gas di scarico non venivano mai raffreddati al di sotto del loro punto di rugiada in quanto la formazione di condensa era considerata dannosa per l'impianto stesso a causa del suo elevato potere corrosivo. Nello scambiatore veniva quindi recuperato solo il calore sensibile e i fumi venivano raffreddati fino a temperature non inferiori a 120°C per poi uscire dalla canna fumaria. La caldaia a condensazione sfrutta il calore contenuti in questi gas fino a condensare il vapore acqueo contenuto in essi e ciò può essere possibile ad una temperatura inferiore ai 56° C (nel caso di caldaia alimentate a metano).

Un confronto tra le caldaie a condensazione con le caldaie tradizionali e le caldaie a bassa temperatura è mostrato in Figura 64.

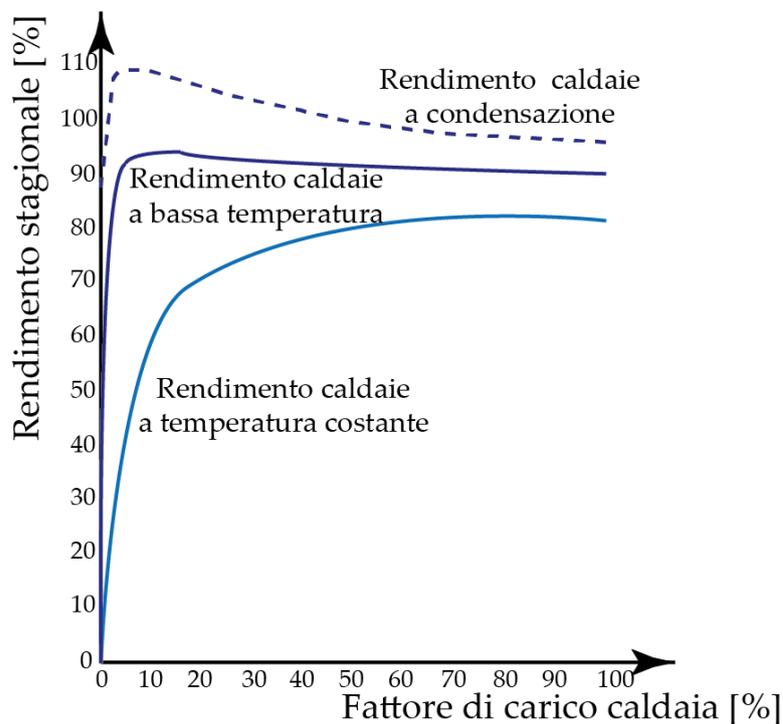


Figura 64. Confronto curve di rendimento delle varie caldaie

Come si evince in Figura 64 il rendimento delle caldaie a condensazione può essere superiore all'unità (al 100%). Questo è dovuto poiché si valuta l'energia chimica primaria riferendosi al potere calorifico inferiore (PCI), potere calorifico che viene misurato senza condensare i prodotti della combustione, quando sarebbe opportuno impiegare il PCS, misurato tenendo conto anche della condensazione. In pratica è come se ci si riferisse al PCI e si aggiungesse un'energia "gratuita" (circa l'11%) e sulla base di questo totale si valutasse l'efficienza. Tutto ciò non toglie che le caldaie a condensazione, recuperando una quantità di calore superiore rispetto ad una equivalente caldaia tradizionale, permettano di ottenere migliori prestazioni energetiche ed emissioni e consumi inferiori.

La caldaia a condensazione raffredda il vapore attraverso uno scambiatore di calore appositamente progettato e l'energia ottenuta viene utilizzata per preriscaldare l'acqua di riscaldamento fredda.

È possibile definire un indice di condensa α come:

$$\alpha = \frac{x_c - x}{x_c - x_{\min}} \quad 2.36$$

In cui:

- x : titolo nei fumi, dipendente dalla temperatura dei fumi;
- x_c : titolo dei fumi dipendente dal tipo di combustibile e dall'eccesso d'aria;
- x_{\min} : titolo dei fumi alla temperatura minima a cui posso portarli, dipende dalla temperatura dell'aria esterna.

Si nota subito come il punto in cui si massimizza α è quando i fumi si portano alla stessa temperatura dell'aria in ingresso alla caldaia, in cui $x_{\min} = x$.

Le prestazioni della caldaia sono estremamente dipendenti dal valore della temperatura di ritorno dell'acqua e quindi questo dato viene usato come primo indicatore sulle prestazioni della caldaia. In Figura 65 viene schematizzata la caldaia.

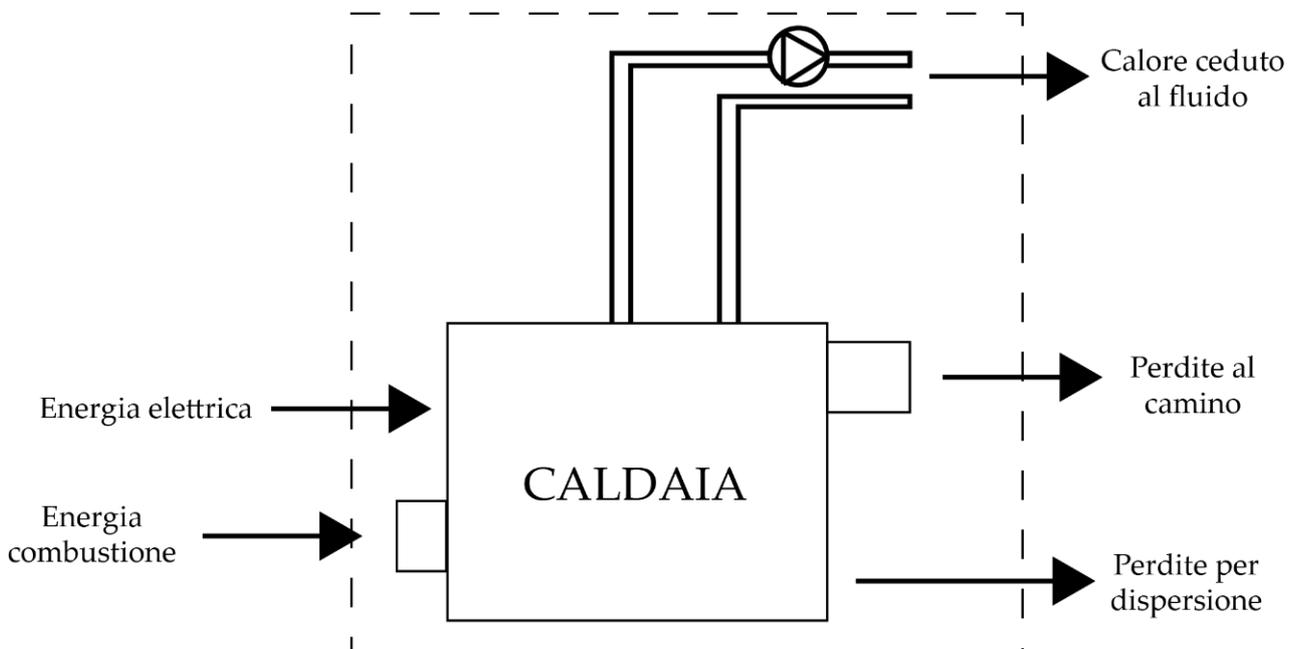


Figura 65. Schematizzazione caldaia

Per capire più approfonditamente il principio fisico alla base della caldaia a condensazione è utile fare un bilancio di massa e di energia in caldaia.

- Bilancio di massa

$$\dot{m}_c + \dot{m}_a + \dot{m}_i = \dot{m}_t + \dot{m}_f \quad 2.37$$

in cui:

\dot{m}_c : portata di combustibile in ingresso;

\dot{m}_a : portata di aria in ingresso;

\dot{m}_i : portata di acqua in ingresso e uscita;

\dot{m}_f : portata di fumi in uscita.

- Bilancio di energia

$$\dot{m}_c \cdot H_c + \dot{E}_{el} = \dot{Q}_d + \dot{m}_t \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot (T_u - T_c) + \dot{m}_f \cdot h_f - \dot{m}_a \cdot h_a + \dot{Q}_i \quad 2.38$$

in cui:

$\dot{m}_c \cdot H_c$: potenza ceduta dal combustibile

\dot{E}_{el} : Potenza elettrica;

\dot{Q}_d : dispersioni termiche;

$\dot{m}_t \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot (T_u - T_c)$: Potenza ceduta al fluido (acqua);

$\dot{m}_f \cdot h_f - \dot{m}_a \cdot h_a$: Potenza persa al camino;

\dot{Q}_i : incombusti.

Dividendo l'equazione per $\dot{m}_c \cdot H_c$ si riesce ad ottenere il rendimento di generazione pari a:

$$\eta_g = \frac{\dot{m}_t \cdot c_{p_{H_2O}} \cdot (T_u - T_c)}{\dot{m}_c \cdot H_c} \quad 2.39$$

dal quale si ottiene:

$$\eta_g = 1 - \eta_{cam} - \eta_d + \alpha \left(\frac{H_s - H_c}{H_c} \right) \quad 2.40$$

in cui:

H_c : potere calorifico inferiore;

H_s : potere calorifico superiore.

Il rendimento al camino, ovvero la perdita al camino, è esprimibile come:

$$\eta_{cam} = \frac{\dot{m}_f \cdot h_f - \dot{m}_a \cdot h_a}{\dot{m}_c \cdot H_c} \quad 2.41$$

in cui:

h_f : entalpia specifica dei fumi;

h_a : entalpia specifica dell'aria.

Le perdite per dispersione al mantello sono:

$$\eta_d = \frac{\dot{Q}_d}{\dot{m}_c \cdot H_c} \quad 2.42$$

Nella Figura 66 viene mostrato il modello della caldaia implementato all'interno di Simulink, tale blocco è presente nella libreria Simulink di ALMABEST. Nei vari blocchi vengono calcolate tutte quelle grandezze viste nelle relazioni precedenti come il rendimento del camino, il rendimento di generazione, il coefficiente α ecc.

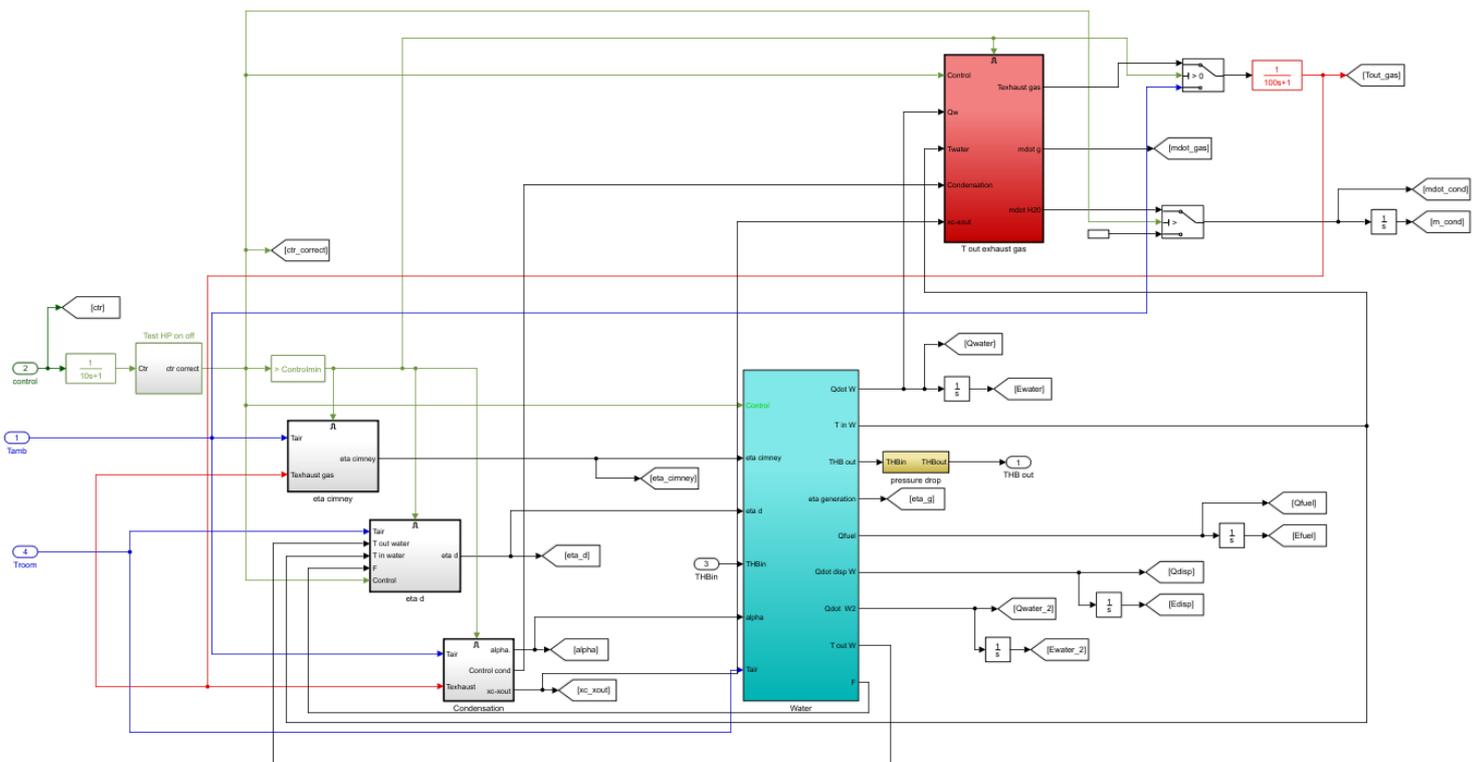


Figura 66. Schema modello della caldaia a condensazione

Anche in questo caso sono stati utilizzati i blocchi From e Go To per rendere la modellizzazione più ordinata. Le grandezze calcolate saranno poi l'output del blocco caldaia, come mostrato in Figura 67.

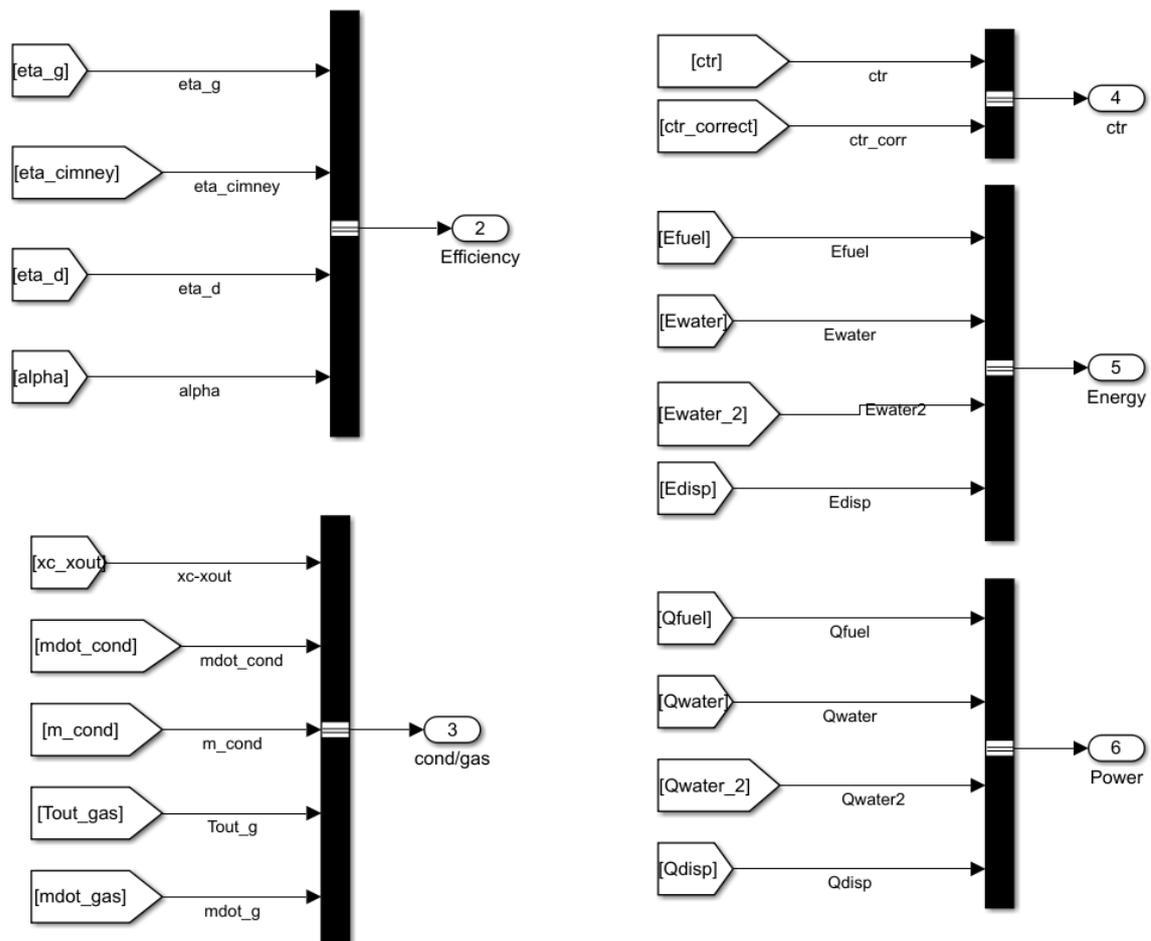


Figura 67. Raggruppamento blocchi from e goto

Descrizione dell'edificio

3.1 Descrizione geometrica

L'edificio analizzato e studiato in questo progetto di tesi è localizzato a Strasburgo ed è composto da due piani con sottotetto. Solamente il piano terra e il primo piano sono abitabili mentre il sottotetto non è abitabile ed è un ambiente non riscaldato. Il modello dell'edificio scelto è definito dall'IEA (International Energy Agency) e le caratteristiche del fabbricato sono state estratte da un report IEA, in si definisce l'edificio di riferimento SFH 45 [7]. Nella definizione dell'edificio SFH, IEA non considera i ponti termici e non sono considerate porte o vani scala tra primo e secondo piano, anche se queste sono presenti. I dati generali sono riportata nella tabella seguente.

Tabella 2. Dati generali edificio

Dati generali	Primo piano	Secondo piano	Totale
Superficie utile	70 m ²	70 m ²	140 m ²
Volume riscaldato	210 m ³	210 m ³	420 m ³
S/V	0.333	0.333	0.333

Di seguito la piantina del piano terra e del primo piano:

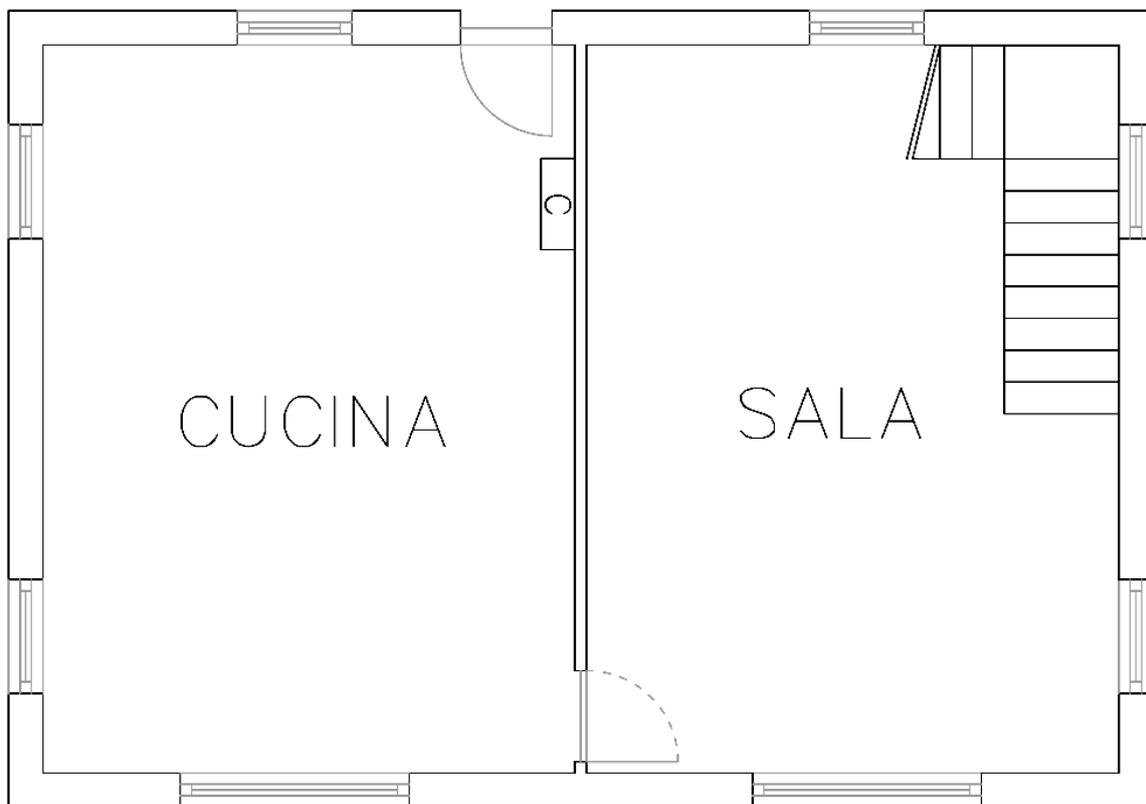


Figura 68. Pianta piano terra edificio

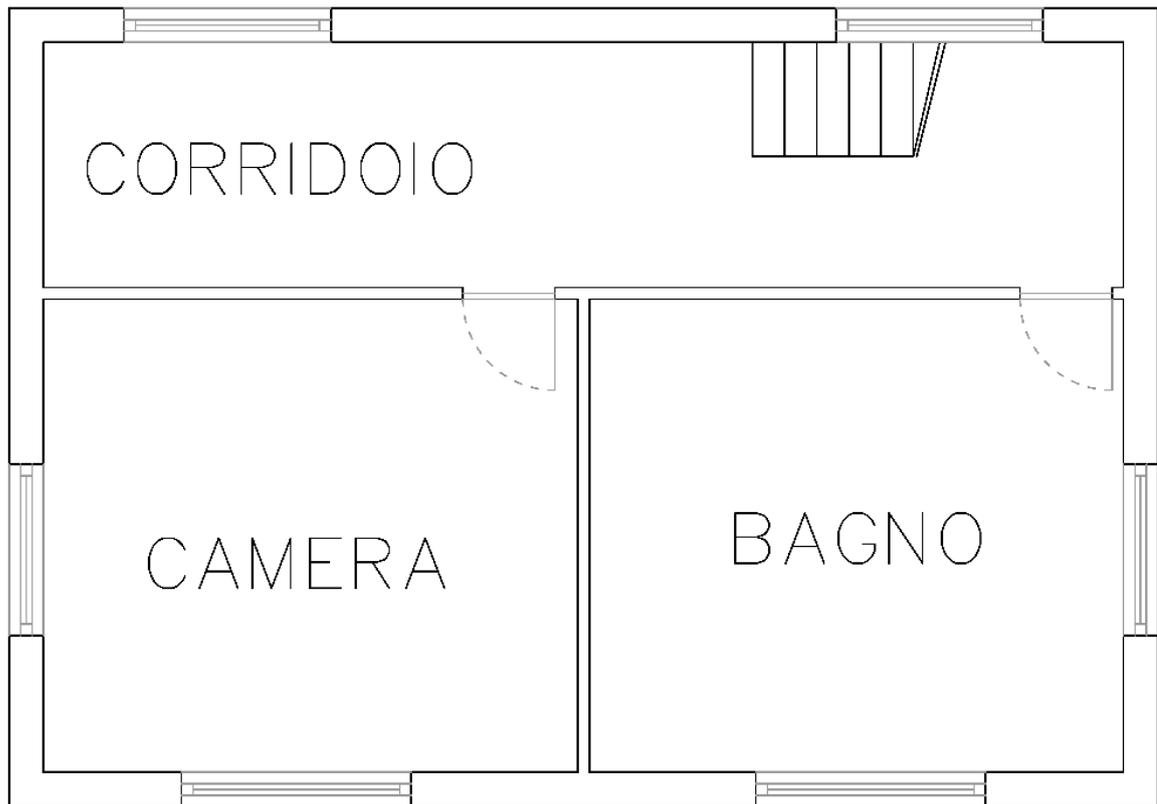


Figura 69. Pianta primo piano edificio

La vista laterale dell'edificio (E-W) viene riportata nella Figura 70.

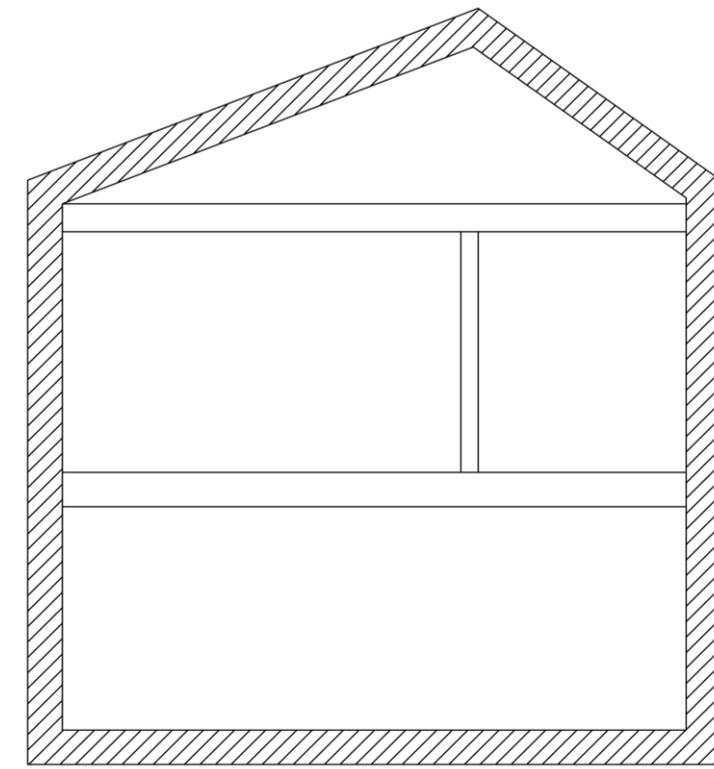


Figura 70. Vista laterale edificio

3.2 Componenti di involucro

3.2.1 Stratigrafie dei muri

Di seguito vengono riportate delle tabelle che riportano le stratigrafie dei vari pacchetti murari.

3.2.1.1 Stratigrafia muro esterno

Descrizione strato	Spessore [cm]	Conducibilità termica $\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	Densità $\left[\frac{kg}{m^3} \right]$	Capacità termica specifica $\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	Resistenza $\left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$
Adduttanza interna	-	-	-	-	0.13
Plaster Inside	1.5	0.6	1200	1000	0.025
Brick	21	0.6	1380	1000	0.35
EPS	12	0.04	17	700	3
Plaster Outside	0.3	0.7	1800	1000	0.004
Adduttanza esterna	-	-	-	-	0.04

Trasmittanza totale	0.282 $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Spessore totale	34.8 [cm]	MS	315.2 $\left[\frac{kg}{m^2} \right]$
---------------------	--	-----------------	-----------	----	---------------------------------------

3.2.1.2 *Stratigrafia muro interno*

Descrizione strato	Spessore	Conducibilità termica	Densità	Capacità termica specifica	Resistenza
	[cm]	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	$\left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$
Add. interna	-	-	-	-	0.13
Clinker	20	0.23	650	920	0.869
Add. interna	-	-	-	-	0.13

Trasmittanza totale	0.885 $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Spessore totale	20 [cm]	MS	130 $\left[\frac{kg}{m^2} \right]$
------------------------	--	--------------------	---------	----	-------------------------------------

3.2.1.3 *Stratigrafia solaio verso sottotetto*

Descrizione strato	Spessore	Conducibilità termica	Densità	Capacità termica specifica	Resistenza
	[cm]	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	$\left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$
Add. superiore	-	-	-	-	0.1
Gypsum board	2.5	0.21	900	1000	0.119
Plywood	1.5	0.081	300	2500	0.185
Rockwool	16	0.036	60	1030	4.44
Plywood	1.5	0.081	300	2500	0.185
Add. inferiore	-	-	-	-	0.1

Trasmittanza totale	0.197 $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Spessore totale	21.5 [cm]	MS	41.1 $\left[\frac{kg}{m^2} \right]$
------------------------	--	--------------------	-----------	----	--------------------------------------

3.2.1.4 Stratigrafia solaio verso interpiano

Descrizione strato	Spessore	Conducibilità termica	Densità	Capacità termica specifica	Resistenza
	[cm]	$\left[\frac{W}{m \cdot K} \right]$	$\left[\frac{kg}{m^3} \right]$	$\left[\frac{J}{kg \cdot K} \right]$	$\left[\frac{m^2 \cdot K}{W} \right]$
Adduttanza superiore	-	-	-	-	0.17/0.1
Wood	1.5	0.15	600	2500	0.1
Plaster Floor	8	1.4	2000	1000	0.057
Sound insulation	4	0.04	80	1500	1
Concrete	15	1.33	2000	1080	0.1113
Adduttanza inferiore	-	-	-	-	0.17/0.1

Trasmittanza totale	0.667 $\left[\frac{W}{m^2 \cdot K} \right]$	Spessore totale	28.5 [cm]	MS	472.2 $\left[\frac{kg}{m^2} \right]$
---------------------	--	-----------------	-----------	----	---------------------------------------

3.2.2 Finestre

Per semplicità le finestre presenti nell'edificio sono state modellate allo stesso modo, ciò che varia da una finestra all'altra è la sua area ed esposizione. Le finestre utilizzate in questa tesi sono finestre a doppio vetro con intercapedine di 16 mm contenente Argon.

Di seguito viene riportata una tabella riassuntiva delle proprietà geometriche di tutte le finestre presenti nell'edificio.

Tabella 3. Proprietà geometriche delle finestre

ZONA TERMICA	Nome	L [m]	H [m]	A_{window} [m ²]	U_{window} [$\frac{W}{m^2 \cdot K}$]
CUCINA	Finestra 1	2	1	2	1.69
	Finestra 2	1	1	1	1.69
	Finestra 3	1	1	1	1.69
	Finestra 4	1	1	1	1.69
SALA	Finestra 5	2	1	2	1.69
	Finestra 6	1	1	1	1.69
	Finestra 7	1	1	1	1.69
	Finestra 8	1	1	1	1.69
CORRIDOIO	Finestra 9	1	1	1	1.69
	Finestra 10	1.5	1	1.5	1.69
	Finestra 11	1	1	1	1.69
CAMERA	Finestra 12	1.5	1	1.5	1.69
	Finestra 13	2	1	2	1.69
BAGNO	Finestra 14	1.5	1	1.5	1.69
	Finestra 15	2	1	2	1.69

L'edificio, i muri e le finestre, vanno modellati utilizzando ALMABuild. Le proprietà di quest'ultime, oltre alle proprietà geometriche definite in precedenza, sono riportate nelle tabelle successive. Le grandezze necessarie per la definizione delle caratteristiche delle finestre sono le proprietà ottiche, quelle del gas, del telaio e del vetro.

Tabella 4. Proprietà ottiche delle finestre

PROPRIETÀ OTTICHE											
Angle [°]	0	10	20	30	40	50	60	70	80	90	Hemis
Tsol	0.564	0.563	0.557	0.551	0.544	0.523	0.465	0.346	0.173	0	0.482
Abs1	0.219	0.22	0.222	0.224	0.224	0.223	0.224	0.218	0.17	0	0.217
Abs2	0.07	0.07	0.072	0.073	0.073	0.072	0.071	0.064	0.042	0	0.069
Rfsol	0.148	0.147	0.148	0.152	0.16	0.182	0.24	0.337	0.615	1	0.222
Rbsol	0.189	0.188	0.189	0.193	0.201	0.223	0.281	0.412	0.644	1	0.262

In questa prima tabella vi sono le proprietà ottiche dei vetri in funzione dell'angolo di incidenza della radiazione solare. Tali proprietà sono:

- trasmittanza solare: indica la frazione di irraggiamento solare incidente che viene trasmesso dalla finestra;
- coefficiente di assorbimento di ogni vetro che compone la finestra (Abs1 e Abs2);
- coefficienti di riflessione della finestra, verso l'interno della zona termica (Rfsol) e verso l'esterno (Rbsol).

Questi valori possono essere noti raramente da catalogo del costruttore altrimenti vanno calcolati utilizzando un apposito programma, chiamato WINDOW.

Tabella 5. Proprietà gas intercapedine

PROPRIETÀ DEL GAS									
Gap	s [mm]	λ [W/mK]	$d\lambda$ [W/mK]*10 ⁻⁵	ν [Kg/ms]	$d\nu$ [Kg/ms]	ρ [Kg/m ³]	$d\rho$ [Kg/m ³]	Pr	dPr [1/K]
Gap 1 (Argon)	16	0.01635	5.149	2.1	6.451	1.782	-0.0063	0.67	-0.0001

Questa seconda tabella contiene le proprietà del gas utilizzato nell'intercapedine tra i due vetri. Oltre allo spessore del gap, sono richieste le grandezze termofluidodinamiche come la conducibilità termica, la viscosità, la densità e il numero di Prandtl del gas in esame, ad ognuna di queste grandezze è associata propria derivata rispetto alla temperatura.

Tabella 6. Proprietà del vetro e del telaio

	PROPRIETÀ DEL VETRO		PROPRIETÀ DEL TELAIO	
	Vetro 1	Vetro 2		Telaio
Emis F	0.836	0.086	F _f [%]	20
Emis B	0.198	0.84	U	1.7
s [mm]	4.5	4	Abs	0.9
λ [W/mK]	136.9	250	Emis	0.84

In quest'ultima tabella sono contenute le proprietà dei vetri e del telaio utilizzato. In questo caso il numero delle colonne sarà uguale al numero dei vetri, mentre le righe indicano grandezze quali: emissività verso l'interno e l'esterno della zona termica, lo spessore dei vetri e la conduttanza λ . I dati richiesti per il telaio sono la porzione della finestra occupata dal telaio, la trasmittanza termica, il coefficiente d'assorbimento ed emissività del telaio.

3.3 Carichi interni

Vengono forniti dal report IEA due profili giornalieri per valutare l'andamento dei carichi interni, uno per le persone e uno per apparecchiature elettriche. Per ogni persona vengono considerati un carico sensibile di 60W, diviso in 20W convettivo e 40W radiativo. Di seguito vengono riportati gli andamenti del profilo occupazionale e delle dispersioni di apparecchi elettrici.

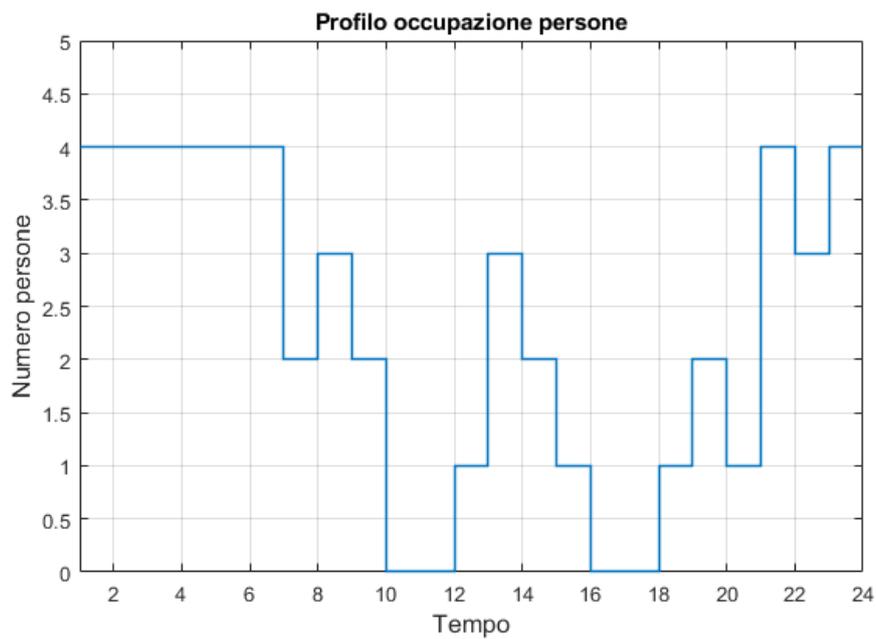


Figura 71. Profilo occupazionale dell'edificio

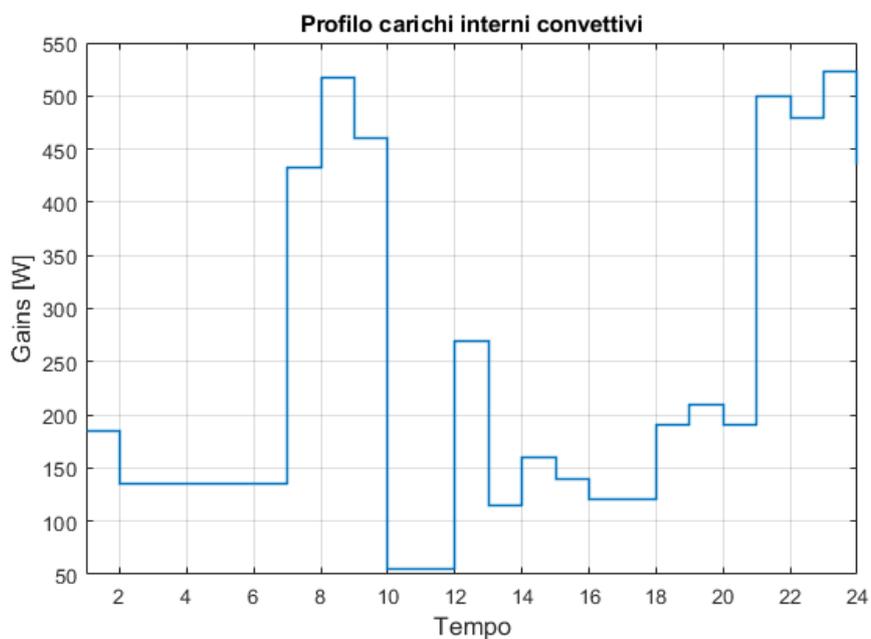


Figura 72. Profilo giornaliero dei carichi interni

Di seguito si riassumono in tabella i profili di occupazione delle persone e dispersioni di calore da parte di apparecchiature elettriche durante la giornata.

Tabella 7. Profili carichi interni persone ed elettrodomestici

Orario	Elettrodomestici [W]	Persone	Persone conv [W]	Persone rad [W]	Totale convettivo [W]	Totale radiativo [W]
0-1	105	4	80	160	185	160
1-2	55	4	80	160	135	160
2-3	55	4	80	160	135	160
3-4	55	4	80	160	135	160
4-5	55	4	80	160	135	160
5-6	55	4	80	160	135	160
6-7	392.5	2	40	80	432.5	80
7-8	457.5	3	60	120	517.5	120
8-9	420	2	40	80	460	80
9-10	55	0	0	0	55	0
10-11	55	0	0	0	55	0
11-12	250	1	20	40	270	40
12-13	55	3	60	120	115	120
13-14	120	2	40	80	160	80
14-15	120	1	20	40	140	40
15-16	120	0	0	0	120	0
16-17	120	0	0	0	120	0
17-18	170	1	20	40	190	40
18-19	170	2	40	80	210	80
19-20	170	1	20	40	190	40
20-21	420	4	80	160	500	160
21-22	420	3	60	120	480	120
22-23	442.5	4	80	160	522.5	160
23-24	355	4	80	160	435	160

3.4 Implementazione dell'edificio in ALMABuild

Nelle versioni di ALMABuild precedenti l'utente doveva inserire manualmente le caratteristiche geometriche dell'edificio mentre nell'ultima versione sono state introdotte nuove funzionalità e GUIs grazie alle quali è possibile creare il modello in maniera più "user-friendly". L'implementazione dell'edificio parte da una prima fase preliminare nella quale è possibile disegnare un modello 3D dell'edificio in SketchUp, come mostrato in Figura 73, per poi importarlo attraverso delle specifiche GUIs.

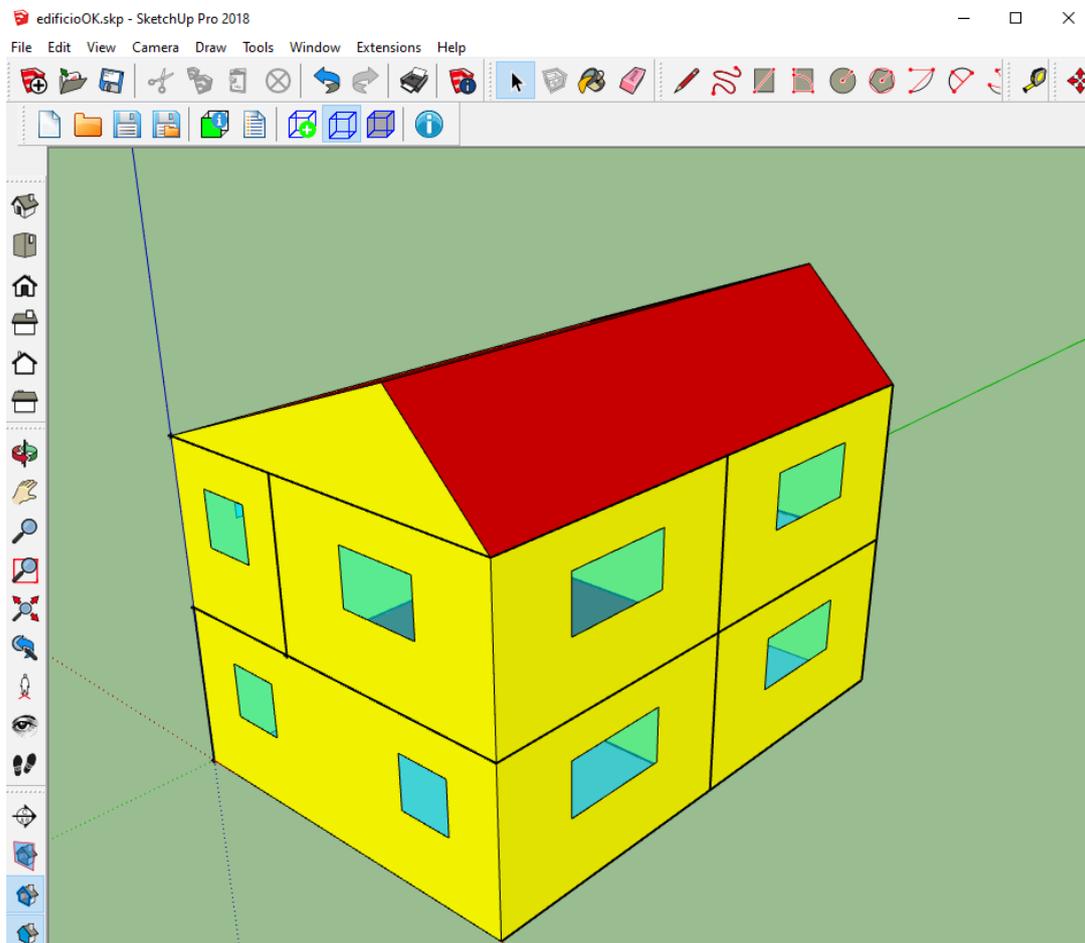


Figura 73. Schermata di Google SketchUp

Per non rendere la trattazione troppo pesante il lettore può approfondire la modalità di creazione dell'edificio in SketchUp alla fonte [13].

Una volta ultimato il disegno in Google SketchUp e definite le relazioni tra le varie superfici, l'utente può procedere all'importazione dell'edificio in ALMABuild, cliccando su Thermal Zone.

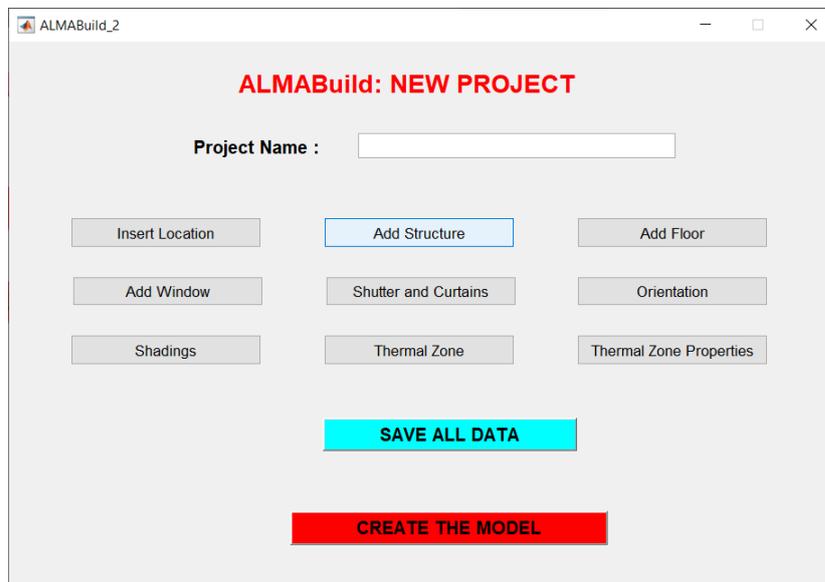


Figura 74. GUI creazione nuovo modello di ALMABuild

La GUI che si apre permette all'utilizzatore di scegliere con quale dei tre metodi definire le zone termiche, come mostrato in Figura 75.

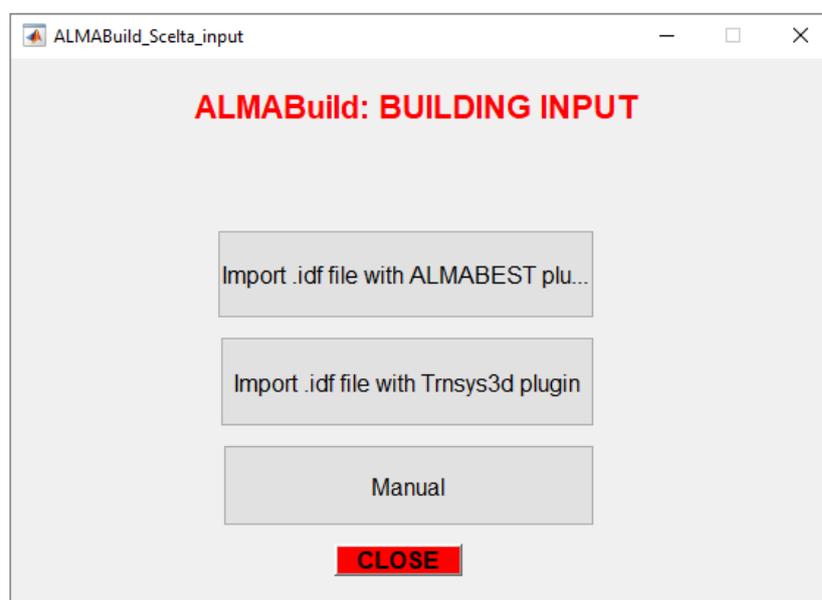


Figura 75. GUI importazione edificio di ALMABuild

ALMABuild è in grado di calcolare automaticamente le superfici dei componenti dell'edificio (muri, finestre, porte, ecc..) e i volumi delle zone termiche, costruendo delle strutture dati nelle quali sono contenute tutte queste informazioni.

Se l'importazione è andata a buon fine verrà riportata all'utente un'immagine dell'edificio ricostruito in ALMABuild.

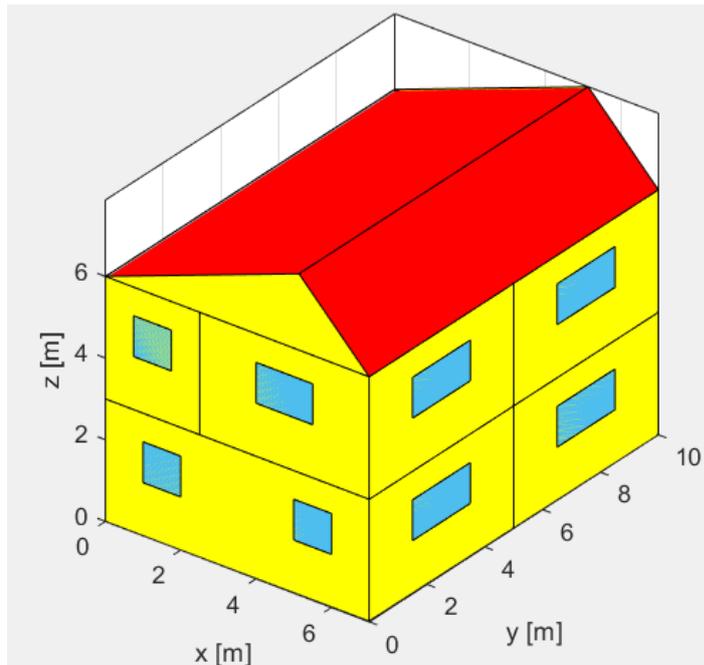


Figura 76. Visualizzazione edificio importato in ALMABuild

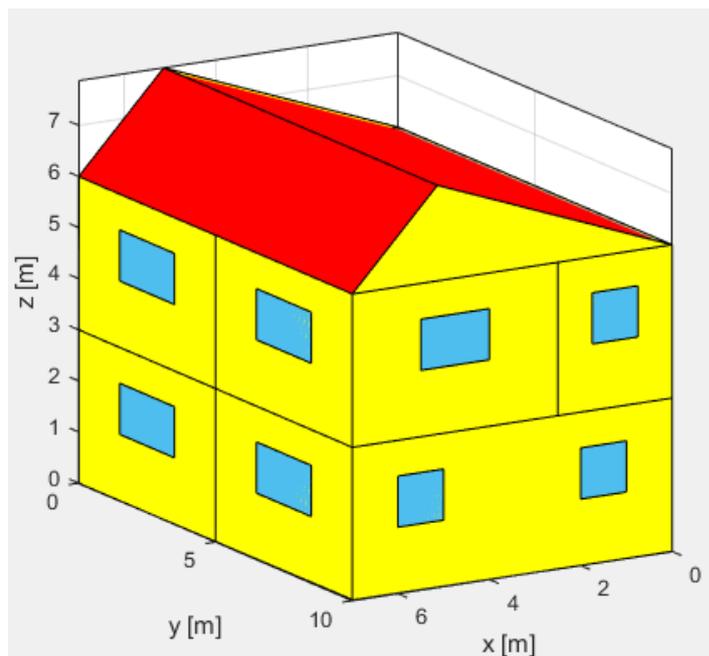


Figura 77. Visualizzazione edificio importato in ALMABuild

In questo progetto di tesi l'edificio si articola nelle seguenti zone termiche:

Tabella 8. Zone termiche nell'edificio importato

PIANI			
PIANO TERRA	PRIMO PIANO	SECONDO PIANO	
ZONE TERMICHE	Cucina	Camera	Sottotetto
	Sala	Bagno	
		Corridoio	

Il sottotetto è stato modellato come una zona termica non abitabile ed è stata considerata come zona non riscaldata. In ALMABuild l'utente deve inserire tutte le informazioni riguardanti le varie zone termiche, come profilo dei carichi interni, ventilazione ecc.

Viene riportata a titolo di esempio la GUI riguardante la compilazione della zona termica cucina.

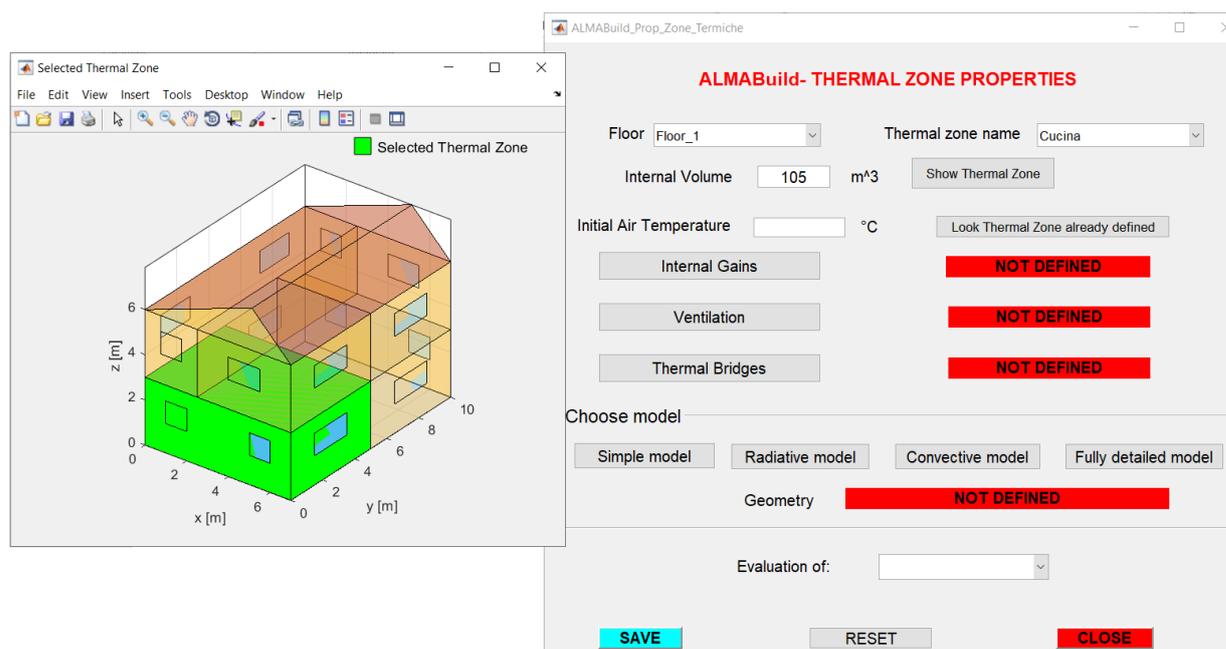


Figura 78. GUI per la definizione delle proprietà della zona termica

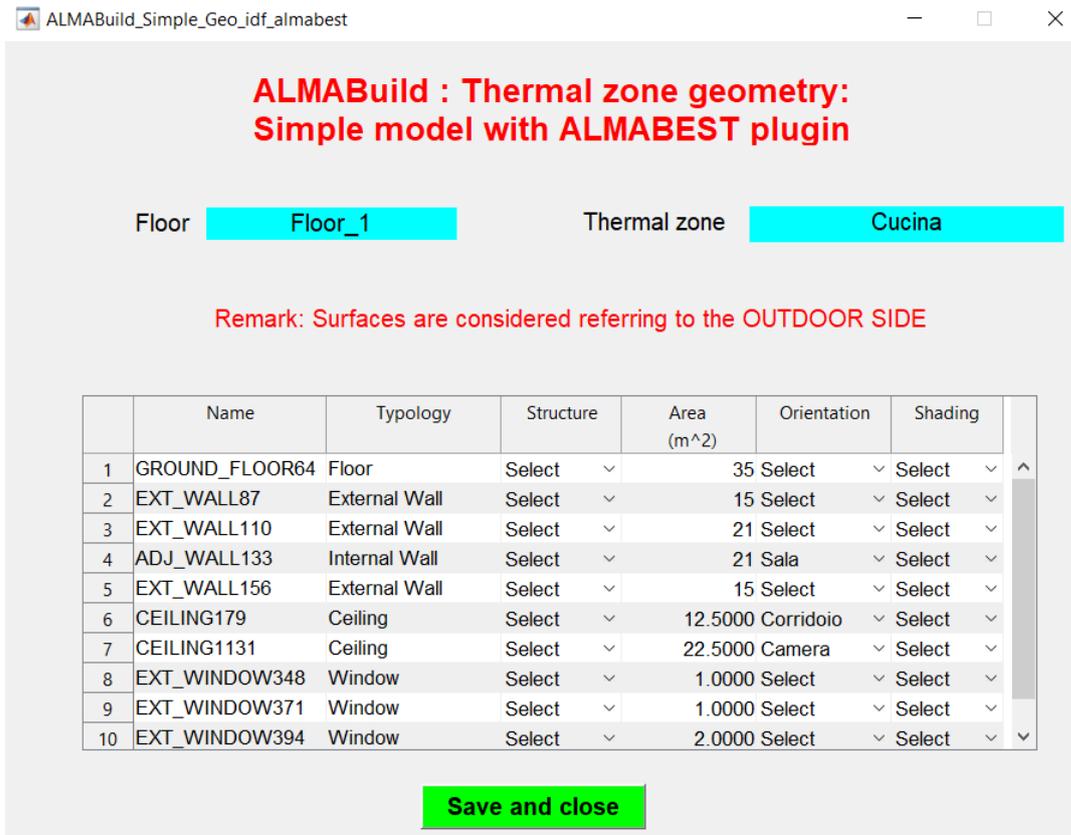


Figura 79. GUI per la definizione delle proprietà della zona termica

Ultimata la compilazione di tutte le zone termiche, in Simulink è stato creato il modello dell'edificio, come mostra la Figura 80.

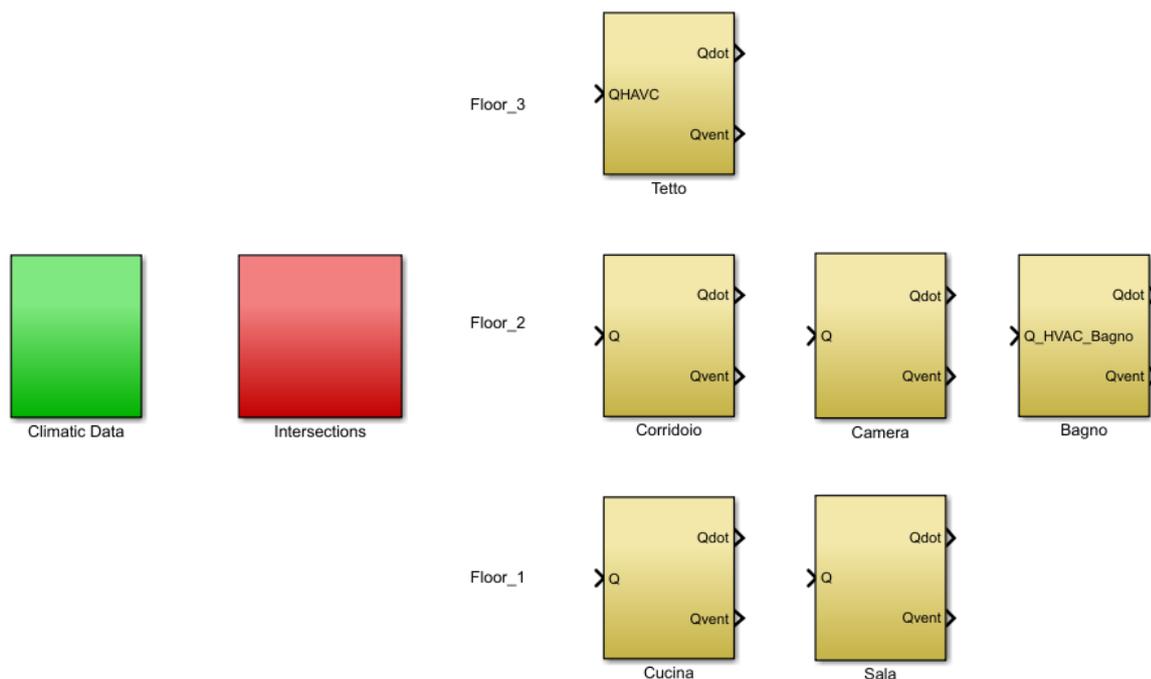


Figura 80. Modello dell'edificio creato con ALMABuild

3.5 Calcolo delle dispersioni

Al fine di dimensionare correttamente l'impianto termico è opportuno calcolare le dispersioni termiche dell'edificio in esame. La norma UNI EN 12831 fornisce i metodi di calcolo delle dispersioni termiche di progetto e del carico termico in condizioni di progetto. Tale norma può essere applicata ad edifici con altezza limitata e con riscaldamento a regime permanente nelle condizioni di progetto, come l'edificio residenziale in esame in questo elaborato.

Per trovare il carico energetico richiesto dalla zona termica è stato utilizzato l'"Ideal Energy Demand", fissando la temperatura dell'aria (T_A) e la temperatura radiante (T_{RAD}) pari a quella che si vuole mantenere effettivamente nelle varie stanze. A tale proposito si è impostata come temperatura esterna quella di progetto di Strasburgo e si sono annullati tutti i valori di irraggiamento solari in modo da rispettare le indicazioni presenti in normativa. Le figure seguenti mostrano quanto appena descritto.

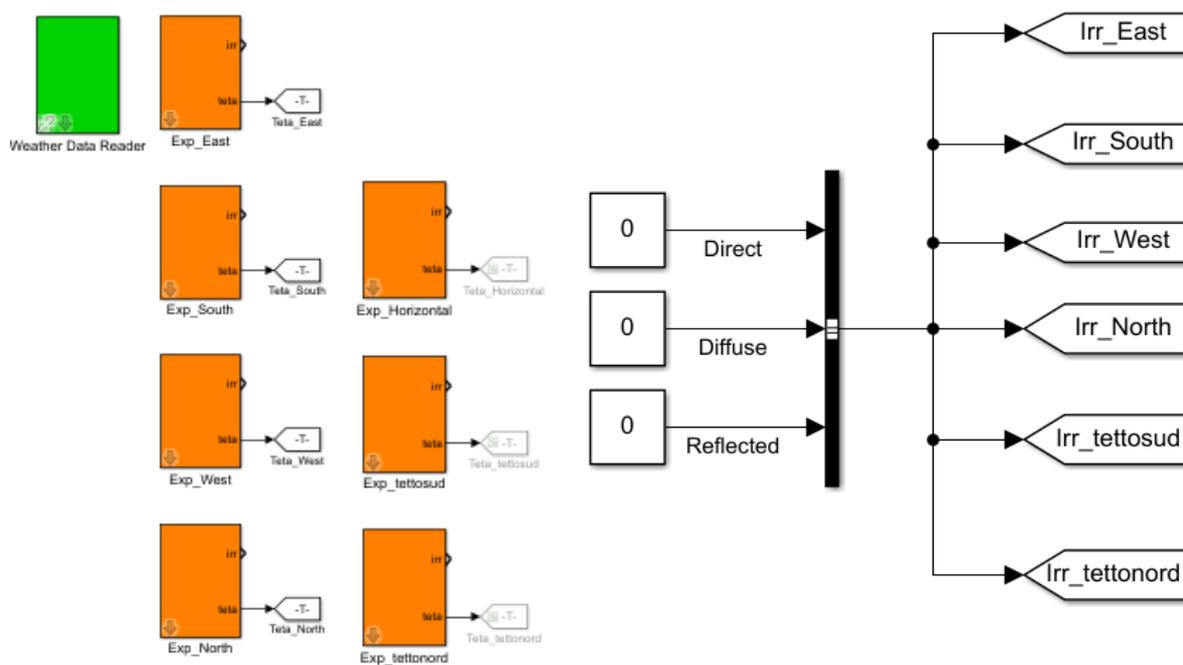


Figura 81. Schermata visualizzazione dati climatici per il calcolo della potenza ideale

Dopo aver eseguito la simulazione attraverso i blocchi "Display" è possibile visualizzare il valore delle dispersioni di ogni zona termica, come mostrato in Figura 82.

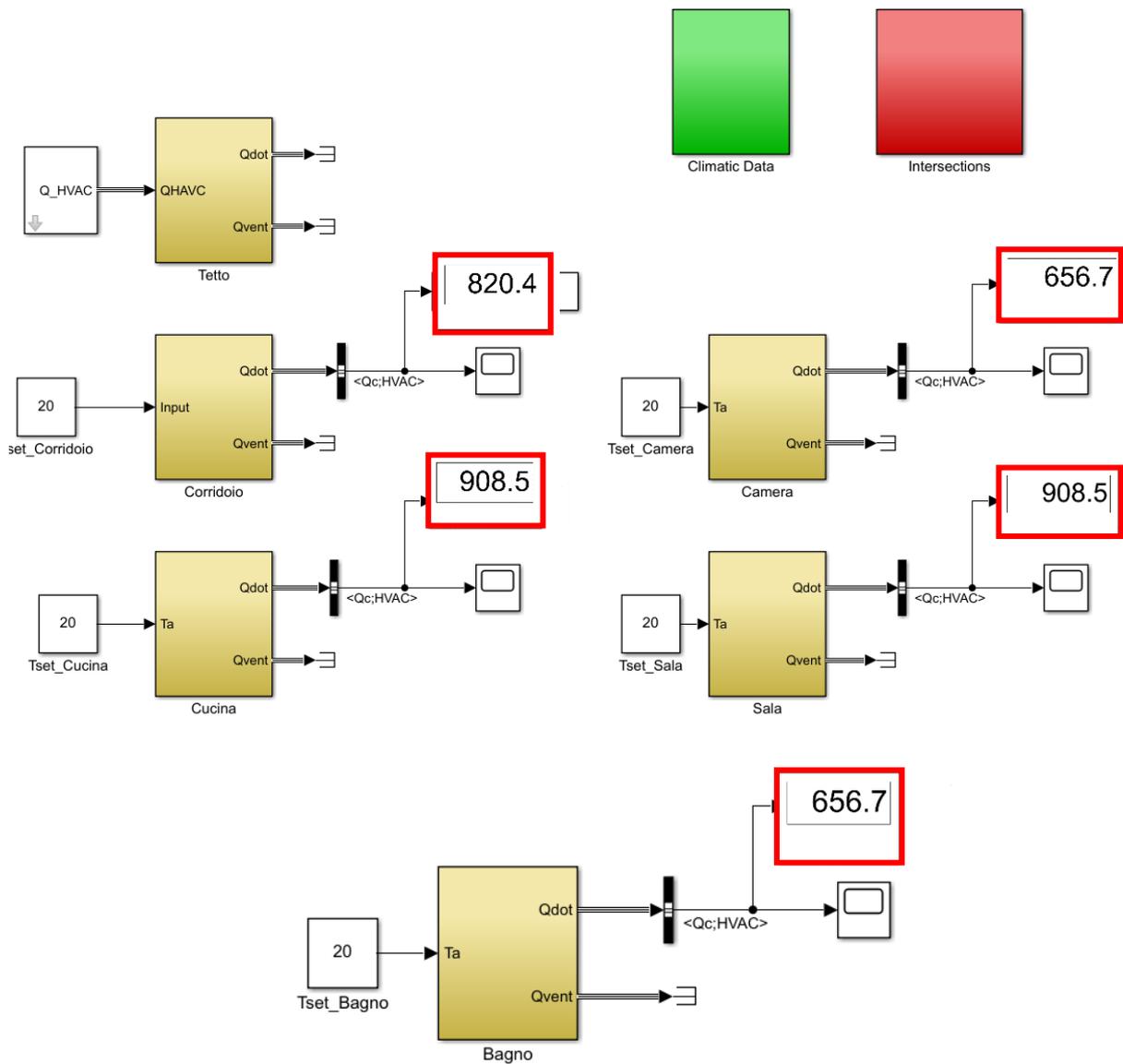


Figura 82. Schermata risultato del calcolo della potenza ideale

Il calcolo effettuato in questa simulazione è stazionario ma si impone un mese di durata della simulazione, in modo tale da assestare il modello negli istanti iniziali e successivamente ottenere il valore ricercato. Di seguito viene riportata una tabella riassuntiva delle dispersioni delle varie zone termiche. Va sottolineato che i calcoli effettuati non sono del tutto in accordo con la normativa di riferimento. Infatti per calcolare l'Ideal Power è stato considerato l'extraflusso, invece non considerato dalla norma, inoltre nel modello non sono stati utilizzati i fattori di maggiorazione per esposizione, i quali avrebbero incrementato le dispersioni.

Tabella 9. Potenza termica richiesta dalle varie zone termiche

ZONA TERMICA	POTENZA DISPERSA [W]
Cucina	908.5
Sala	908.5
Camera	656.7
Corridoio	820.4
Bagno	656.7

Si noti come alcune zone termiche abbiano esattamente le stesse dispersioni. Il motivo è perché in tale simulazione non viene tenuto conto dell'esposizione reale della stanza poiché non si considera l'irraggiamento solare. Inoltre alcune zone termiche, come Cucina-Sala e Bagno-Camera, hanno la medesima geometria e quindi le dispersioni risultano coincidenti.

Dimensionamento dell'impianto

Gli impianti di riscaldamento moderni devono sia garantire un elevato comfort termico sia limitare il consumo di energia. Per ottenere tali risultati occorre fornire ai sistemi di emissione dell'impianto la corretta quantità di fluido termovettore in modo che essi possano riscaldare gli ambienti secondo le richieste di progetto. Analogο discorso nel caso in cui si parli di impianti di climatizzazione.

Solo se i terminali sono alimentati con la corretta portata di fluido termovettore essi cedono la giusta quantità di calore.

Se un circuito è ben bilanciato:

- si garantisce il corretto funzionamento dei terminali;
- si evitano velocità del fluido troppo elevate che potrebbero causare rumori ed azioni abrasive;
- si impedisce che le elettropompe lavorino in condizioni di basso rendimento, surriscaldandosi;
- si limita il valore delle pressioni differenziali che agiscono sulle valvole di regolazione, impedendone irregolarità di funzionamento.

In questo capitolo sono descritti i vari passaggi percorsi per la realizzazione dell'impianto completo di riscaldamento.

4.1 Descrizione dell'impianto

Dopo aver eseguito la simulazione "Ideal Energy Demand", e quindi avendo trovato il valore delle dispersioni di ogni zona termica, è stato possibile effettuare il dimensionamento dell'impianto di riscaldamento. Al fine di dimensionare correttamente il circuito si inizia con il dimensionare i corpi scaldanti per passare poi dal circuito di distribuzione e infine si dimensiona la caldaia. Di seguito vengono riportate le piante dei due piani con integrato l'impianto di riscaldamento.

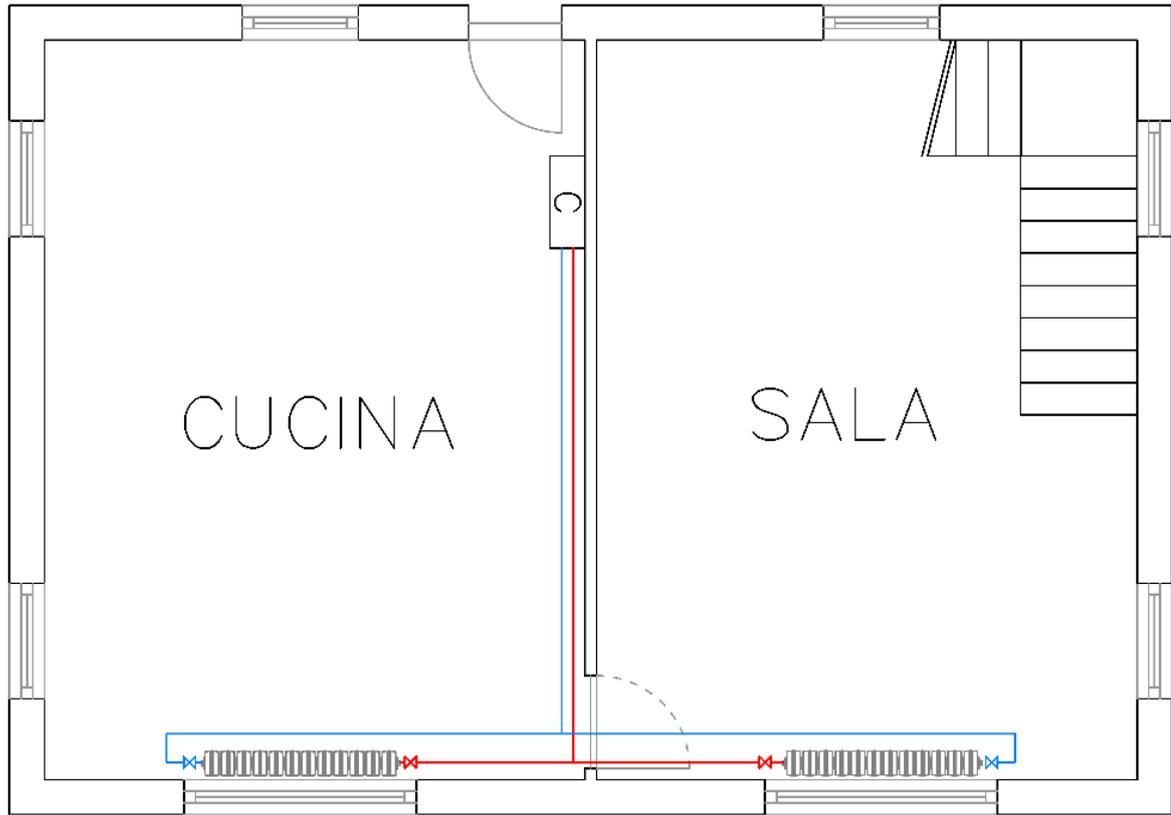


Figura 83. Pianta con impianto piano terra

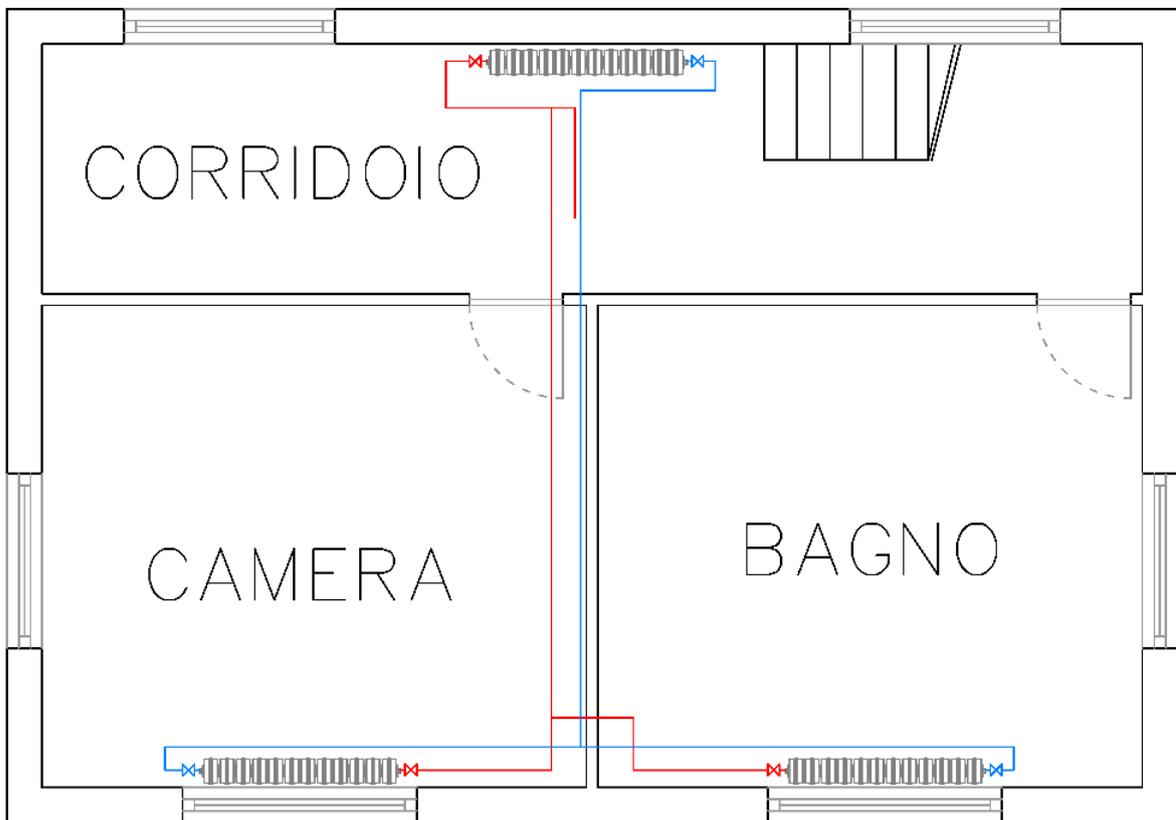


Figura 84. Pianta con impianto primo piano

La caldaia è stata posizionata in cucina e serve i terminali attraverso un circuito idraulico con radiatori in parallelo, come è mostrato nel seguente schema.

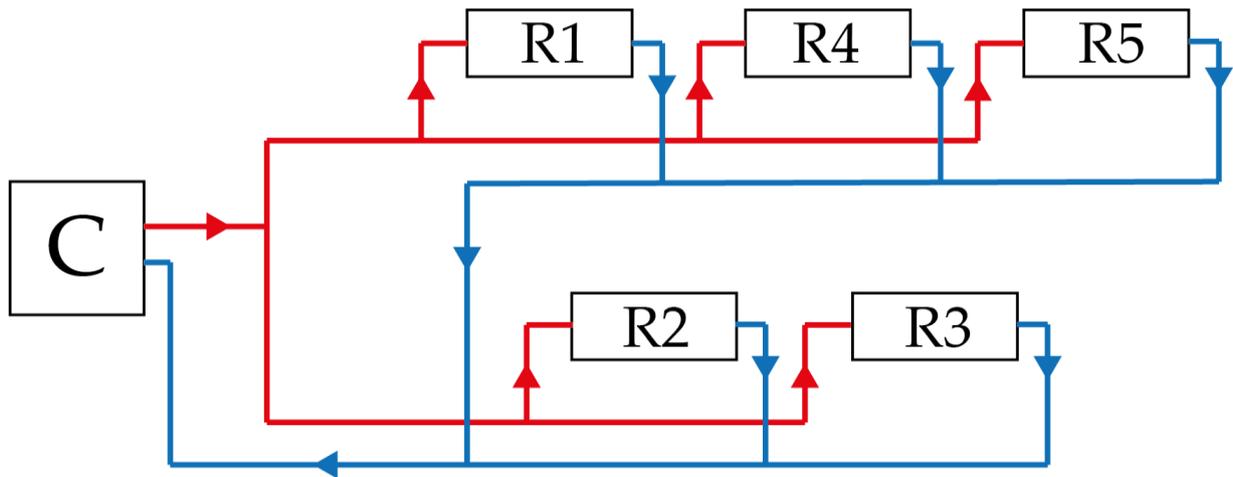


Figura 85. Schema di impianto implementato

Il radiatore R1 serve il corridoio, il radiatore R2 serve la cucina, il radiatore R3 serve la sala, il radiatore R4 serve il bagno e il radiatore R5 serve la camera.

4.2 Sottosistema di emissione

In questo lavoro di tesi i terminali di emissione sono radiatori alimentati ad acqua. I radiatori scelti sono dell'azienda italiana "MECTHERM" – Gruppo Ragaini, la scheda tecnica è la seguente:

Tabella 10. Proprietà dell'emettitore

Modello	FR2 350
Altezza [mm]	420
Interasse [mm]	350
Profondità [mm]	89
Larghezza [mm]	80
Water capacity [l]	0.24
Peso [kg]	1.02
n	1.288
Km	0.547
Resa termica ($\Delta T=50$ K)	84.5



Figura 86. Immagine radiatore gruppo Ragaini

Per il dimensionamento dei radiatori si è utilizzato il dimensionamento all'italiana in cui si ha una differenza di temperatura tra mandata e ritorno al radiatore di 10°C. Tale valore potrebbe risultare non adatto a un accoppiamento con caldaie a condensazione ma l'istallazione di valvole termostatiche ne migliora l'efficienza. La seguente tabella riporta in quale zona termica sono disposti i vari terminali.

Tabella 11. Associazione radiatore con la zona termica

ZONA TERMICA	TERMINALE
Corridoio	R1
Cucina	R2
Sala	R3
Bagno	R4
Camera	R5

Il dimensionamento dei corpi scaldanti è stato fatto seguendo le disposizioni della Norma EN 442.

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{nom} \cdot \left(\frac{t_{mr} - t_a}{50} \right)^n \quad 4.1$$

in cui

$$t_{mr} = \frac{t_{mandata} + t_{ritorno}}{2} \quad 4.2$$

da cui si può ricavare il numero di elementi attraverso

$$n_{el} = \frac{\dot{Q}_d}{\dot{Q}} \quad 4.3$$

I terminali sono stati dimensionati tenendo conto anche di un fattore di sovra potenza pari a 11 W/m², ipotizzando 2 gradi di calo di temperatura notturna e tempo di ripresa pari a 2 ore, basandosi sul prospetto della Norma EN 12831. Il sovra dimensionamento viene eseguito per garantire una rapida ripresa delle condizioni desiderate quando l'impianto ripartire dopo che è stato spento da un

La seguente tabella riporta le caratteristiche di ogni tratto.

Tabella 13. Tabella delle caratteristiche di ogni tratto

TRONCO	portata [kg/s]	$\Sigma\zeta$	L [m]	H [m]
C-1	0.1312	2.5	0.40	0
TRATTO 1-2	0.0694	3.5	3.30	2.07
2-R1	0.0262	13	0.81	0
R1-5	0.0262	1	0.62	0
TRATTO 2-3	0.0432	1.5	6.23	0
8-R2	0.0309	13.5	1.76	0
R2-7	0.0309	1	3.21	0
TRATTO 1-8	0.0618	2.5	7.55	-1.07
8-R3	0.0309	13.5	1.81	0
R3-7	0.0309	1	3.67	0
3-R5	0.0216	13.5	3.56	0
R5-4	0.0216	0	2.21	0
3-R4	0.0216	15	3.91	0
R4-4	0.0216	0	1.44	0
TRATTO 4-5	0.0432	0	6.51	0
TRATTO 5-6	0.0694	3	2.71	-2.07
TRATTO 7-6	0.0618	3	7.40	1.07
TRATTO 6-C	0.1312	2.5	0.45	0

Al fine di dimensionare l'intero circuito è fondamentale calcolare il diametro delle varie componenti poiché le perdite di carico dipendono dalla larghezza del tubo e dalle sue variazioni. Il calcolo del diametro ottimale segue un procedimento

iterativo che deve rispettare dei vincoli sulla velocità; infatti in ogni tratto deve essere maggiore di 0.5 m/s e minore di 1.5 m/s. Il primo limite evita che le bolle d'aria rimangano ferme all'interno dell'impianto, il secondo invece previene un'eccessiva rumorosità.

Tabella 14. Velocità e diametro di ogni tratto

TRONCO	D [m]	v [m/s]
C-1	0.020	0.430
TRATTO 1-2	0.016	0.355
2-R1	0.012	0.238
R1-5	0.012	0.238
TRATTO 2-3	0.014	0.289
8-R2	0.012	0.281
R2-7	0.012	0.281
TRATTO 1-8	0.016	0.316
8-R3	0.010	0.405
R3-7	0.010	0.405
3-R5	0.008	0.442
R5-4	0.008	0.442
3-R4	0.008	0.442
R4-4	0.008	0.442
TRATTO 4-5	0.012	0.393
TRATTO 5-6	0.016	0.355
TRATTO 7-6	0.016	0.316
TRATTO 6-C	0.020	0.430

A questo punto si hanno tutti gli elementi per poter calcolare le perdite di carico concentrate, distribuite e totali per ogni tratto di tubazione.

Tabella 15. Perdite di carico concentrate e distribuite in ogni tratto

TRONCO	Re	f	Δp_d [Pa]	Δp_c [Pa]	Δp_{tot} [Pa]
C-1	23513	0.026	46	224	270
TRATTO 1-2	15543	0.028	358	214	572
2-R1	7818	0.034	63	358	421
R1-5	7818	0.034	48	28	75
TRATTO 2-3	11063	0.031	556	61	617
8-R2	9232	0.032	182	519	701
R2-7	9232	0.032	332	38	370
TRATTO 1-8	13848	0.029	669	122	791
8-R3	11078	0.031	445	1075	1520
R3-7	11078	0.031	902	80	981
3-R5	9680	0.032	1349	1283	2632
R5-4	9680	0.032	837	0	837
3-R4	9680	0.032	1482	1425	2907
R4-4	9680	0.032	546	0	546
TRATTO 4-5	12906	0.030	1209	0	1209
TRATTO 5-6	15543	0.028	294	184	478
TRATTO 7-6	13848	0.029	656	146	802
TRATTO 6-C	23513	0.026	46	224	270

Il dimensionamento del circuito ora deve tener conto del circuito più sfavorito e bilanciare di conseguenza gli altri circuiti. I diversi rami che dalla caldaia servono i radiatori sono tra di loro in parallelo e quindi la corretta ripartizione della portata è garantita solo se le perdite di carico dei vari anelli del circuito sono tutte uguali tra loro. Questo impianto di riscaldamento è a doppio parallelo, quindi in ogni ramo c'è un circuito "più sfavorito" da bilanciare con gli altri circuiti nello stesso ramo. Successivamente andranno bilanciati i due rami in parallelo.

Solitamente l'anello più sfavorito è quello più lontano dalla caldaia in quanto, avendo una lunghezza maggiore, le perdite di carico distribuite che insistono su di esso sono superiori a quelle degli altri circuiti. Gli altri anelli andranno perciò tarati su tale valore di Δp_{tot} attraverso un aumento delle accidentalità sui tubi che portano ai radiatori che questi circuiti alimentano. In realtà un circuito può risultare il più sfavorito se in esso sono presenti molte accidentalità, anche se esso non è il più lontano. Non bisogna farsi trarre in inganno nel pensare che i circuiti posti ad una quota maggiore (al primo piano ad esempio) abbiano perdite maggiori per il fatto che la pompa debba pompare il fluido contro gravità. Questo discorso vale per circuiti aperti, mentre in quelli chiusi no, poiché il circuito nel ritorno cala di quota e vi è quindi un aumento di pressione.

Sono inoltre da considerare le perdite di carico generate dalle valvole termostatiche presenti in ogni ramo. Esse infatti introducono a loro volta una perdita di carico variabile con la posizione del corpo valvola. Perciò per calcolare la taratura da inserire è prima necessario scegliere le valvole da catalogo (ottenendo il valore k_{vs}) e calcolare le relative perdite di carico a valvole completamente aperte. Come spiegato in precedenza, l'autorità delle valvole termostatiche deve mantenersi intorno allo 0,5 per massimizzare la resa con lo scambiatore. Da catalogo quindi si sceglie una valvola che, attraverso il suo k_{vs} , permetta di ottenere l'autorità desiderata.

Si riporta una tabella riassuntiva delle caratteristiche delle valvole termostatiche.

Tabella 16. Proprietà delle valvole termostatiche

Anello	Portata [kg/s]	k_{vs} (catalogo)	ΔP valvola aperta [Pa]	ΔP_0 [Pa]	ΔP valvola tarat [Pa]	Δp_{tot} [Pa]	A
Camera R5	0.02160	0.41	3810.73	7301.79	0	7301.79	0.52
Bagno R4	0.02160	0.41	3810.39	7284.57	17.22	7301.79	0.52
Sala R3	0.03090	0.68	2835.00	5351.22	0	5351.22	0.53
Cucina R2	0.03090	0.68	2835.26	3909.68	1441.54	5351.22	0.53
Corridoio R1	0.02617	0.43	5084.99	5583.87	3662.82	9246.69	0.55

Il Δp_0 in è la somma dei Δp_{tot} della tabella precedente che insistono solo sui rami in ingresso e uscita al radiatore. Prendendo il caso del radiatore del corridoio esso ha in ingresso il tubo 2-R1, in uscita R1-5 e la somma delle perdite di carico su tali rami costituisce il Δp_0 utile per il calcolo dell'autorità. Il Δp_{tot} ai nodi del radiatore è calcolato come la somma tra il Δp_0 e quello causato dalla valvola aperta.

Una volta noti i Δp ai nodi di ogni singolo radiatore, è possibile calcolare i valori delle perdite di carico da aggiungere ai diversi anelli.

4.3.1 Bilanciamento piano terra

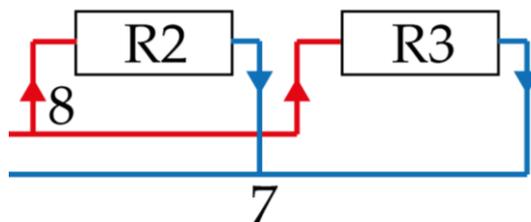


Figura 88. Schema impianto piano terra

Partendo dal radiatore della cucina, il Δp_{tot} è la somma delle perdite di carico nei tratti 8-R2-7 comprensivo di radiatore e valvola termostatica aperta; bisogna poi

calcolare le perdite di carico degli altri due circuiti in parallelo ad esso: il circuito del bagno e della camera. Per la sala il Δp_{tot} è la somma delle perdite di carico nei tratti 8-R3-7. Le perdite di carico tra questi due circuiti devono essere le medesime e quindi si monta la valvola di taratura nel circuito meno sfavorito.

In formule si deve avere:

$$\Delta p_{cucina} = \Delta p_{sala} \quad 4.4$$

esplicitando i due termini si ottiene:

$$\Delta p_{8-R2} + \Delta p_{R2-7} = \Delta p_{8-R3} + \Delta p_{R3-7} \quad 4.5$$

La valvola di taratura è stata posta in cucina poiché è il circuito meno sfavorito nel quale bisogna aumentare le perdite di carico.

4.3.2 Bilanciamento primo piano

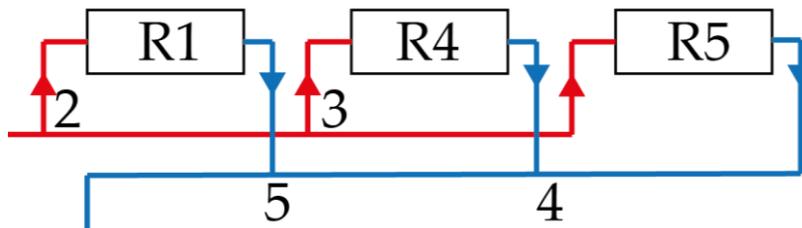


Figura 89. Schema impianto primo piano

Partendo dal radiatore del corridoio, il Δp_{tot} è la somma delle perdite di carico nei tratti 2-R1-5 comprensivo di radiatore e valvola termostatica aperta; bisogna poi calcolare le perdite di carico degli altri due circuiti in parallelo ad esso: il circuito del bagno e della camera. Per il bagno il Δp_{tot} è la somma delle perdite di carico nei tratti 2-3, 3-R4-4, 4-5, mentre per la camera il Δp_{tot} è la somma delle perdite di carico nei tratti 2-3, 3-R5-4, 4-5. Le perdite di carico tra questi tre circuiti devono essere le medesime e quindi si montano le valvole di taratura nei due circuiti che sono meno sfavoriti.

In formule, per avere il circuito bilanciato, si deve avere:

$$\Delta p_{\text{corridoio}} = \Delta p_{\text{cucina}} = \Delta p_{\text{bagno}} \quad 4.6$$

se esplicitata si ottiene:

$$\Delta p_{2-R1} + \Delta p_{R1-5} = \Delta p_{2-3} + \Delta p_{3-R4} + \Delta p_{R4-4} + \Delta p_{4-5} = \Delta p_{2-3} + \Delta p_{3-R5-4} + \Delta p_{4-5} \quad 4.7$$

Le valvole di taratura sono state poste in corridoio e in bagno poiché il circuito più è quello della camera.

4.3.3 Bilanciamento complessivo

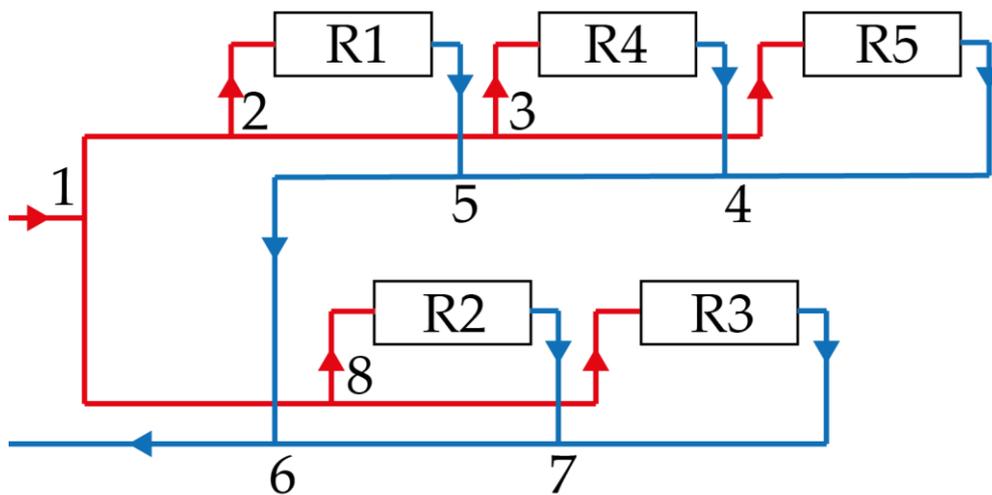


Figura 90. Schema complessivo di impianto

Per ultimare il dimensionamento dell'intero impianto è necessario che il circuito del primo piano abbia le stesse perdite di carico del piano terra.

Avendo già bilanciato i sotto circuiti è chiaro che le perdite di carico che insistono su R1, R4, R5 sono le stesse; quindi per sapere qual è la perdita di carico complessiva del primo piano si può scegliere indipendentemente uno di questi tre sotto circuiti. Analogo discorso vale per il piano terra.

Passando per il corridoio (nel caso del primo piano) e per la cucina (nel caso del piano terra) per avere un circuito bilanciato è necessario che le perdite totali Δp_{tot}

Ora è possibile dimensionare correttamente anche la pompa di circolazione. Le principali caratteristiche del circuito di distribuzione in condizioni nominali sono:

Tabella 17. Perdite di carico complessive

Δp_{TOT} [Pa]	10912
Portata [kg/s]	0.1311
Portata [kg/h]	472.23
Portata [m ³ /h]	0.48

La pompa di circolazione che serve il circuito di riscaldamento deve essere dimensionata in modo tale da riuscire a vincere le perdite di carico totali dell'impianto. Per scegliere la pompa dal catalogo bisogna considerare la portata di fluido massima richiesta dal circuito, cioè con valvole termostatiche aperte, e fare in modo che la prevalenza vinca il Δp_{TOT} .

Dopo aver trovato la perdita di carico totale è possibile scegliere la pompa necessaria per vincere tali perdite. In questo progetto di tesi la pompa non è stata scelta da catalogo ma è stata modellata interamente e le cui caratteristiche sono riportate di seguito. La curva caratteristica è la seguente:

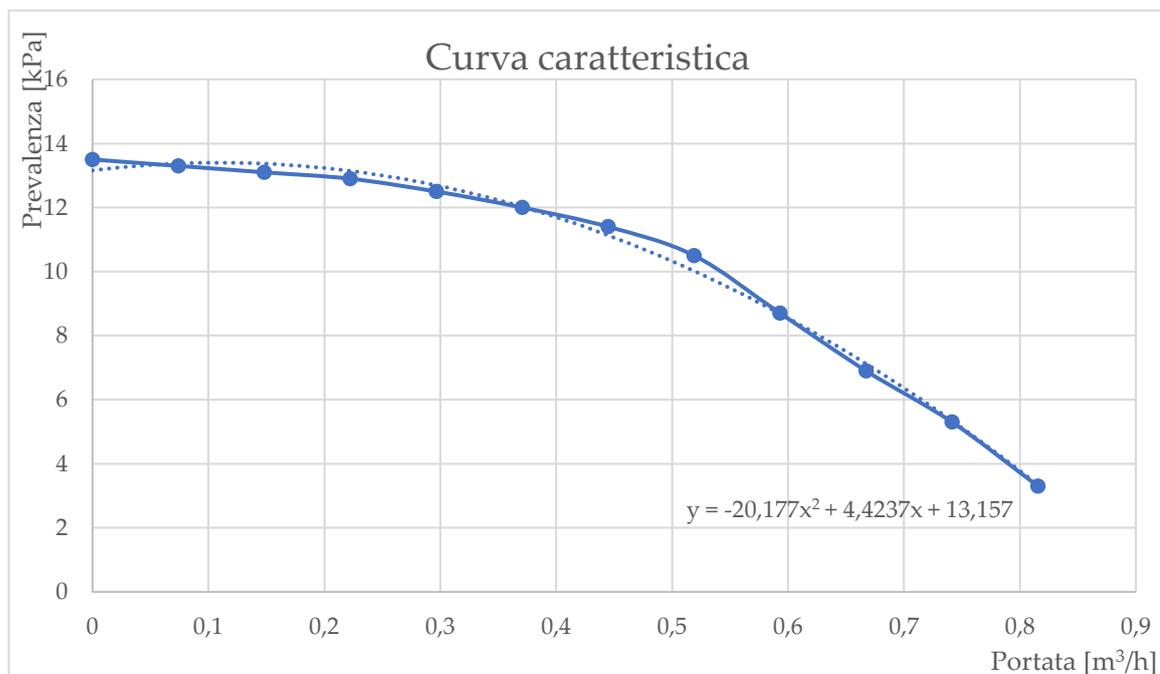


Figura 92. Curva caratteristica della pompa

L'equazione che lega la prevalenza ottenuta interpolando quadraticamente i valori ottenuti da catalogo in funzione della portata espressa in m³/h è la seguente:

$$Prevalenza = -20.177 \cdot \dot{m}^2 + 4.4237\dot{m} + 13.157 \quad [kPa] \quad 4.9$$

È stata calcolata anche la curva di rendimento per la pompa scelta:

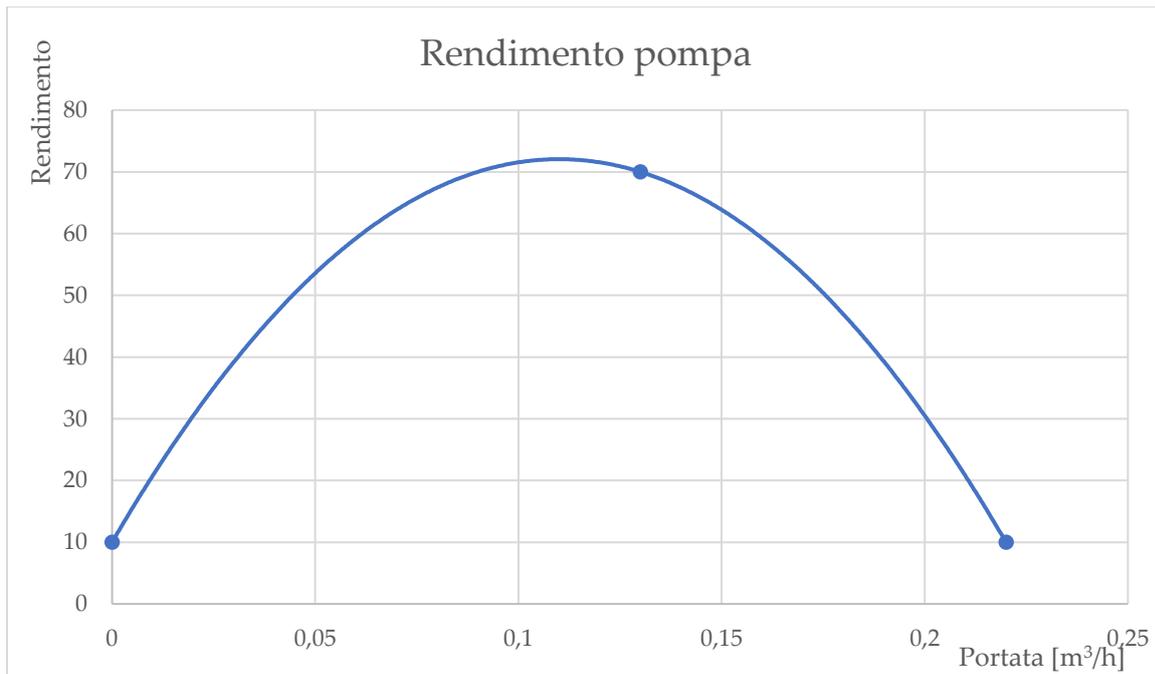


Figura 93. Rendimento della pompa

In questo lavoro di tesi si è simulato il solo riscaldamento; la pompa quindi entrerà in funzione durante il periodo invernale, ovvero dal 15 di ottobre al 15 aprile.

4.4 Sottosistema di generazione

Il sottosistema di generazione è stato modellato in maniera tale da riuscire a garantire la produzione di calore utile per sopperire alle dispersioni dell'involucro. La modellazione della caldaia in particolare si è basata sulla caldaia modello Vitodens 222-W della Viessmann alimentata con gas metano. Poiché tale caldaia è stata concepita per la produzione combinata di calore per il riscaldamento e per l'acqua sanitaria, essa risulterebbe sovradimensionata se implementata in questo progetto di tesi. In questo lavoro ci si è basati su tale modello scalandola secondo le esigenze impiantistiche. Di seguito sono riportati i seguenti valori caratteristici:

- Potenza nominale caldaia: 8,8 kW;
- Potenza nominale combustibile: 9,0 kW;
- Fattore di carico minimo: 0,1;
- Eccesso d'aria: 1%;
- Rendimento con temperatura media in caldaia di 70°C: 93,8%;
- Rendimento con temperatura media in caldaia di 30°C: 108,4%;
- Portata nominale acqua: 0,225 kg/s.

La caldaia è controllata attraverso un controllo proporzionale-integrativo (PI) come mostrato in Figura 94.

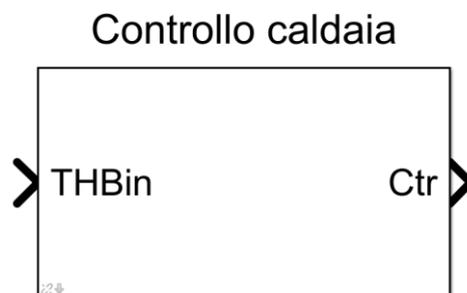


Figura 94. Blocco controllo caldaia

Nello specifico il controllo PI considera la differenza tra la temperatura di mandata della caldaia e una temperatura di set-point prefissata. Nella Figura 95 viene riportato il modello del controllo della caldaia implementato.

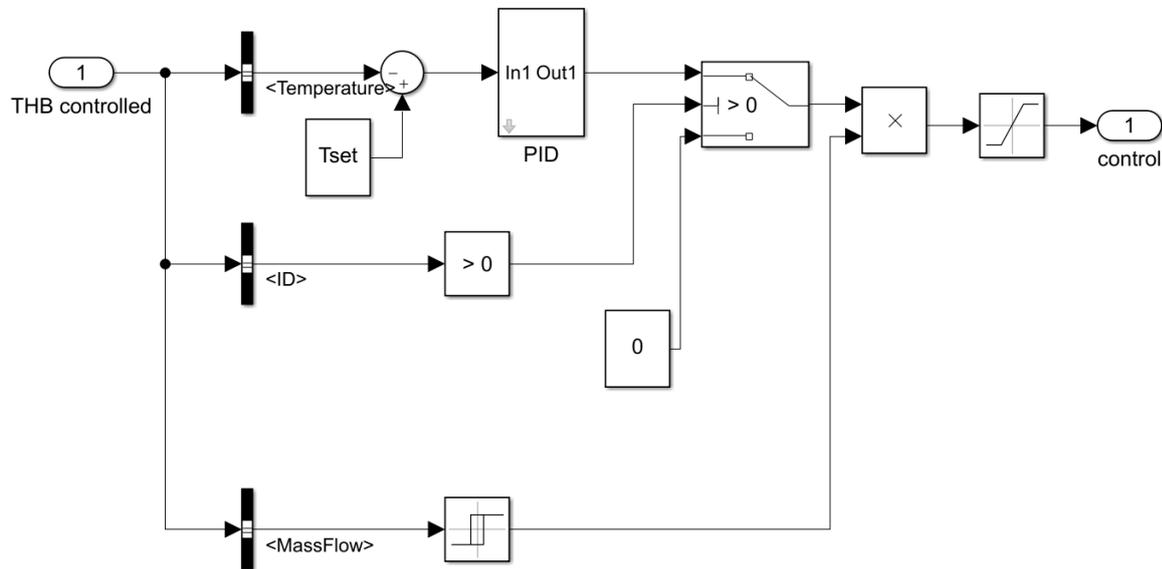


Figura 95. Schema del controllo di caldaia

È importante sottolineare che la caldaia è modellata per rimanere in condizioni di spegnimento almeno 15 minuti ogni volta che essa viene spenta. Anche se si verificassero le condizioni necessarie all'accensione della caldaia, cioè temperatura di mandata diversa da quella di set-point, la caldaia rimarrebbe spenta per almeno un tempo, pari al tempo minimo di spegnimento. Tale tempo minimo di spegnimento è stato imposto al fine di evitare cicli di accensione-spegnimento troppo elevati che possono danneggiare i componenti della caldaia, riducendone la vita utile.

Comportamento dell'impianto

In questo capitolo si analizza più approfonditamente il comportamento del solo impianto idronico, quando esso si trova a dover modulare la cessione di calore agendo sull'apertura delle valvole termostatiche presenti su ogni terminale. Di seguito vengono riportati i risultati di alcune simulazioni volte a verificare quanto si trova in letteratura riguardo il comportamento degli impianti idronici.

Nello specifico lo scopo di tale capitolo è studiare il comportamento dell'impianto ai carichi parziali. In condizioni diverse da quelle di progetto la portata che alimenta i radiatori non rispetta esattamente quella richiesta nelle singole zone termiche. In certi casi la portata che circola è maggiore di quella necessaria ed in altri è minore. Questi fenomeni di aumento o diminuzione di portata sono conosciuti in letteratura attraverso il fattore di sovra portata (anche detto fattore di sovralimentazione) e il fattore di sotto alimentazione. Nel caso della sovra portata

Di seguito vengono riportate delle immagini dell'impianto idronico, disegnate in Google SketchUp, e del suo inserimento all'interno dell'edificio.

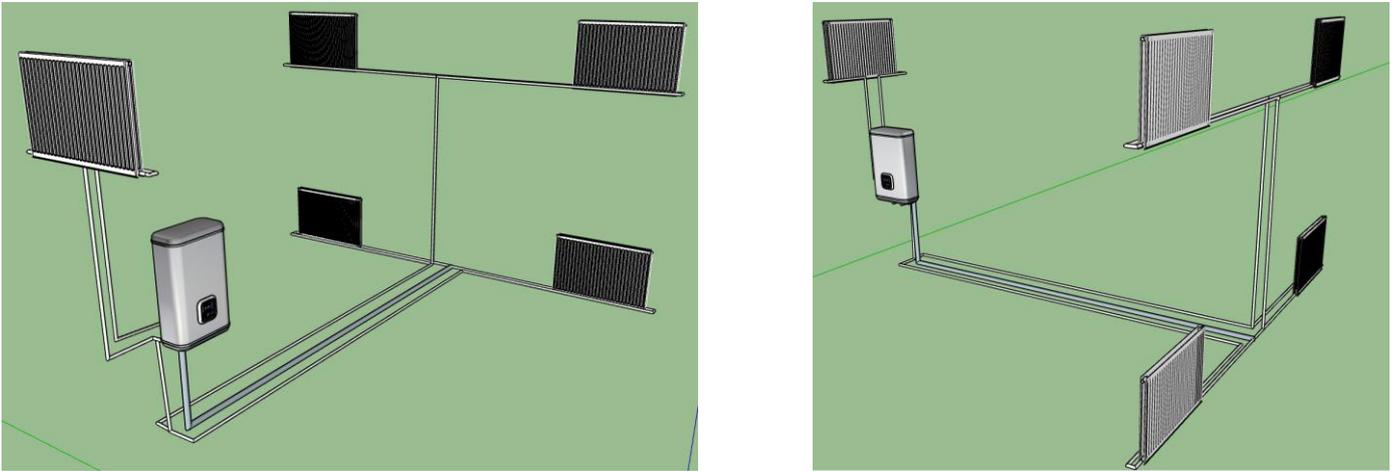


Figura 97. Circuito idronico su Google SketchUp

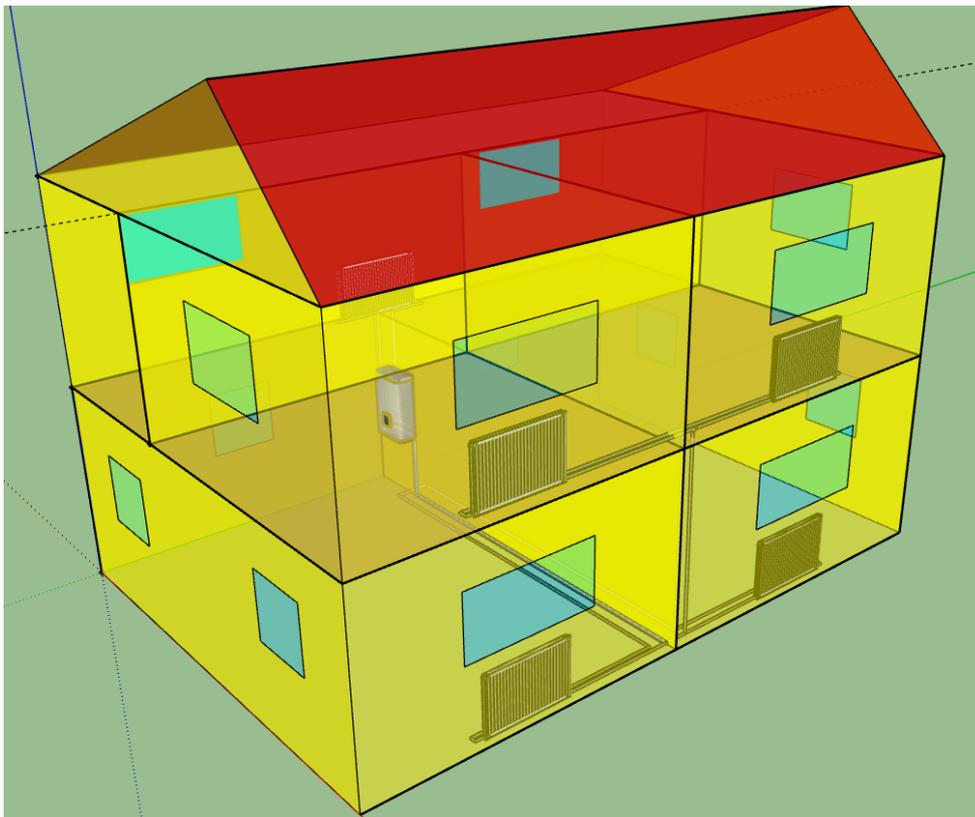


Figura 98. Schermata edificio-impianto su Google SketchUp

La pompa utilizzata nelle simulazioni di questo circuito è a giri variabili con regolazione della pressione costante. Non sono state effettuate le analisi anche con la pompa a velocità costante o a velocità variabile a regolazione della pressione

proporzionale perché tali simulazioni sono invece state svolte per il circuito poi effettivamente utilizzato nelle simulazioni annuali.

5.1.1 Circuito sbilanciato

Se il circuito non è bilanciato (si veda la Figura 99 in cui non sono presenti valvole di taratura) per garantire la portata nominale al terminale più lontano (il più sfavorito), si crea una sovralimentazione nei terminali precedenti.

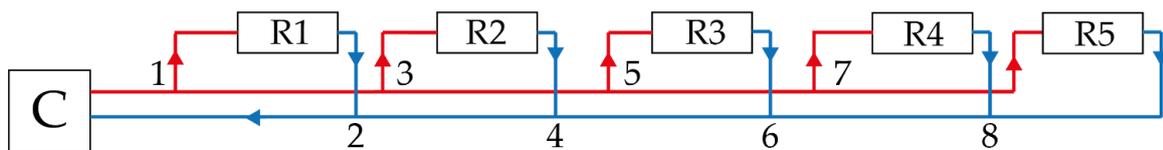


Figura 99. Schema di impianto sbilanciato

La disposizione degli emittitori nelle zone termiche nel modello di circuito a colonne montanti è: R1 corridoio, R2 cucina, R3 sala, R4 bagno e R5 camera. Nel circuito non bilanciato, la sovralimentazione sarà tanto maggiore quanto più ci si allontana dal terminale più sfavorito e ci si avvicina alla pompa. Nella Figura 100 si nota chiaramente che volendo garantire la portata nominale al terminale della camera (circuito più sfavorito) si genera nell'impianto una sovralimentazione e quindi agli altri circuiti arriva una portata ben superiore a quella richiesta.



Figura 100. Fattore di sovra portata delle zone termiche

Infatti, prendendo il circuito meno sfavorito, il corridoio, il fattore di sovra portata è pari a 1.51; questo significa che la portata al terminale del corridoio è 1.51 volte la portata nominale. Si intuisce subito come questo fenomeno causi inefficienza del sistema di distribuzione idronica, comportando anche uno spreco energetico, in quanto la sovra portata elaborata dalla pompa è stata comunque scaldata dalla caldaia fino alla temperatura di 80 °C. Come già visto in precedenza questo si traduce in una maggiore potenza assorbita dalla pompa, problemi di rumore dovuti al maggior flusso d'acqua, problemi di erosioni per la maggiore velocità del fluido, problemi di corretto funzionamento dei dispositivi di regolazione. È chiaro che in questo modo si perde la regolazione fine delle stanze e con esse anche il controllo della temperatura, la quale aumenterà maggiore è il fattore di sovra portata. Se invece cercassimo di alimentare il terminale più vicino (il corridoio) con la sua portata di progetto allora gli altri terminali risulterebbero sotto alimentati. Anche questa è una situazione che non si vuole realizzare in quanto non si riuscirebbe ad ottenere lo scambio termico necessario nei terminali dei circuiti più sfavoriti, con conseguente abbassamento della temperatura in tali zone. Nel seguente grafico si mostra quanto appena analizzato.



Figura 101. Fattore di sovra portata delle zone termiche

In questo caso gli emettitori di cucina, sala, bagno e camera ricevono una portata assai inferiore a quella necessaria per sopperire le dispersioni delle zone termiche in cui sono inseriti. Ad esempio in cucina ed in sala la portata è 0.38 volte quella che dovrebbe arrivare. Nei terminali più sfavoriti si raggiungono situazioni ancor peggiori come in camera ed in bagno che la portata 0.30 volte quella richiesta. È chiaro che in questo modo si perde la regolazione di queste stanze e con esse anche il controllo della temperatura.

5.1.2 Circuito bilanciato

L'inserimento nel circuito idronico delle valvole di bilanciamento e la loro successiva taratura ha aumentato le perdite di carico nei singoli circuiti derivati e quindi la perdita di carico complessiva di tutto il circuito.

Questo spiega lo spostamento verso l'alto della curva caratteristica del circuito, come mostrato nella Figura 102.

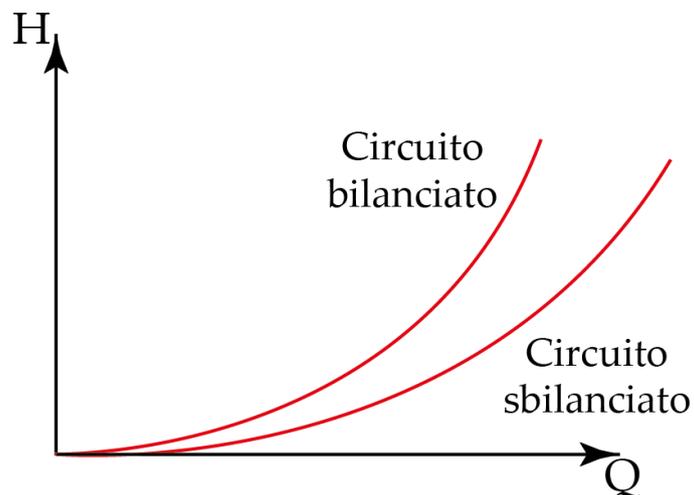


Figura 102. Curva perdite di carico del circuito

5.1.2.1 Condizioni nominali di progetto

Con le valvole di taratura si è creata una situazione tale da garantire la portata di progetto ad ogni terminale. Di seguito viene riportato lo schema del circuito bilanciato: sono infatti state poste valvole di taratura in corridoio, cucina, sala e bagno.

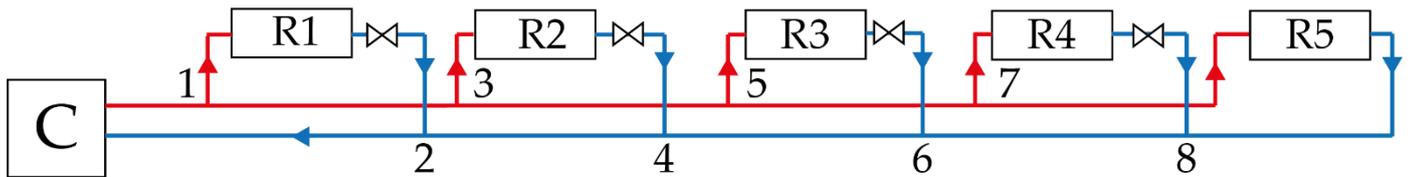


Figura 103. Schema di impianto bilanciato

Essendo il circuito bilanciato, la portata si distribuisce in maniera corretta e ogni terminale ha fattore di sovra portata pari a 1, cioè in esso scorre una portata pari a quella nominale, come si evidenzia in Figura 104.

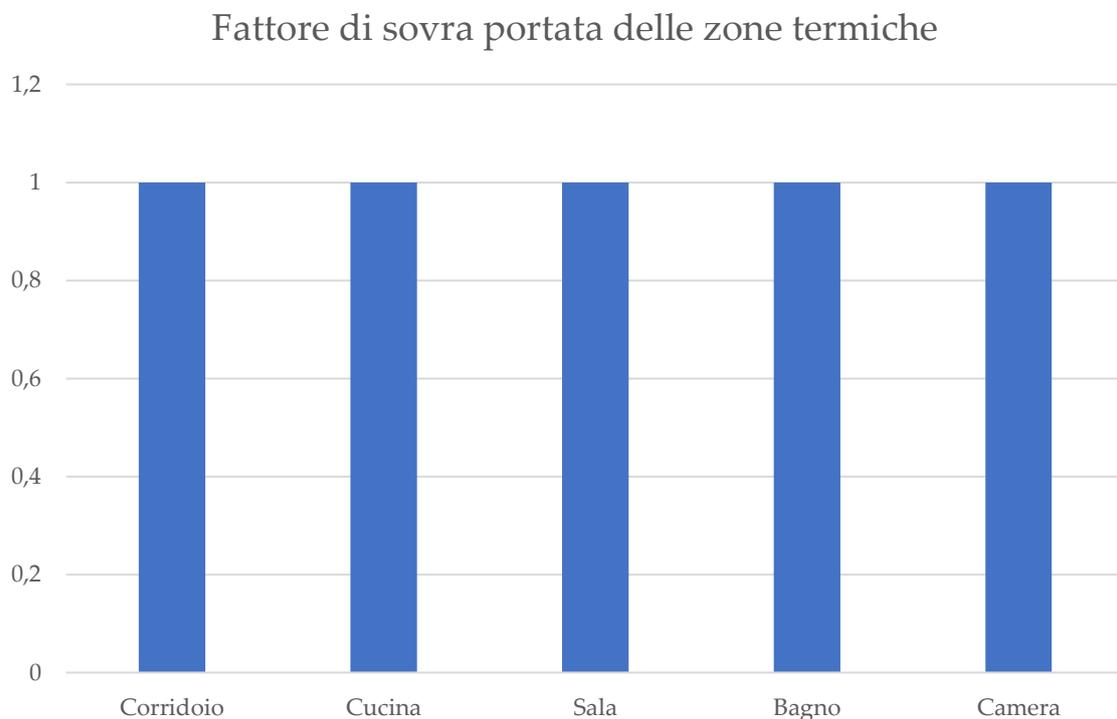


Figura 104. Fattore di sovra portata delle zone termiche

5.1.2.2 Condizioni di funzionamento ai carichi parziali

Nella realtà però il circuito non si troverà a lavorare sempre nelle condizioni di progetto anzi, si troverà soprattutto a lavorare in condizioni differenti. Ad esempio è possibile che una zona termica non richieda calore mentre un'altra abbia la valvola termostatica completamente aperta poiché la zona necessita della massima potenza termica erogabile dall'emettitore. In questo capitolo si è analizzato il comportamento dell'impianto, quando esso è sottoposto a carichi termici variabili (come nella realtà). La Figura 105 mostra, ad esempio, il caso in cui il terminale in corridoio e in sala siano chiusi mentre nelle altre zone termiche le valvole sono aperte.

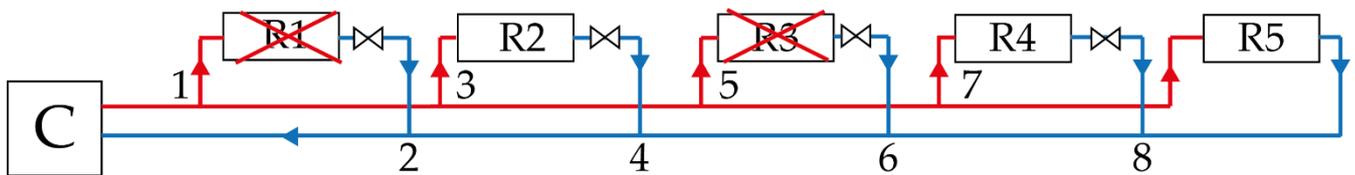


Figura 105. Schema impianto bilanciato con esclusione di alcuni terminali

Sono state effettuate delle simulazioni in cui sono state considerate tutte le possibili combinazioni di apertura/chiusura delle valvole di ogni zona termica. Avendo 5 zone termiche in cui ogni valvola può assumere 2 posizioni le combinazioni totali sono 32. La tabella delle combinazioni è stata troncata nella sua visualizzazione per renderla più compatta.

Tabella 18. Combinazioni possibili apertura/chiusura valvole

Valvola Corridoio	Valvola Cucina	Valvola Sala	Valvola Bagno	Valvola Camera
1	0	0	0	0
0	1	0	0	0
1	1	0	0	0
0	0	1	0	0
1	0	1	0	0
1	0	1	0	1
.
.
1	1	1	1	1

In Tabella 18 il numero 1 rappresenta la valvola completamente aperta, mentre 0 valvola completamente chiusa. Per ogni combinazione della posizione delle valvole sono state analizzate le sovra portate nei diversi rami del circuito idronico. L'ordine delle colonne in tabella è fondamentale per capire la logica dei grafici che seguono. Ogni barra rappresentata in ognuno dei grafici presenti nel seguito è una precisa combinazione indicata da un nome del tipo "v00010". La posizione della valvola in corridoio, essendo la prima colonna della tabella, è rappresentata dalla prima cifra nel nome del caso (nel caso v00010 la posizione è 0 = valvola completamente chiusa). Analogamente le altre zone termiche ovvero: cucina e sala completamente chiuse (0), bagno completamente aperta (1) e camera completamente chiusa (0). Nei seguenti grafici sono riportati i risultati di tali analisi.

Sovra portate bagno

In questo primo caso la valvola termostatica del bagno è stata lasciata completamente aperta (valore 1 fisso nella posizione 4 del nome di ogni caso) mentre le altre erano in posizione 0 o 1 in tutte le possibili combinazioni.

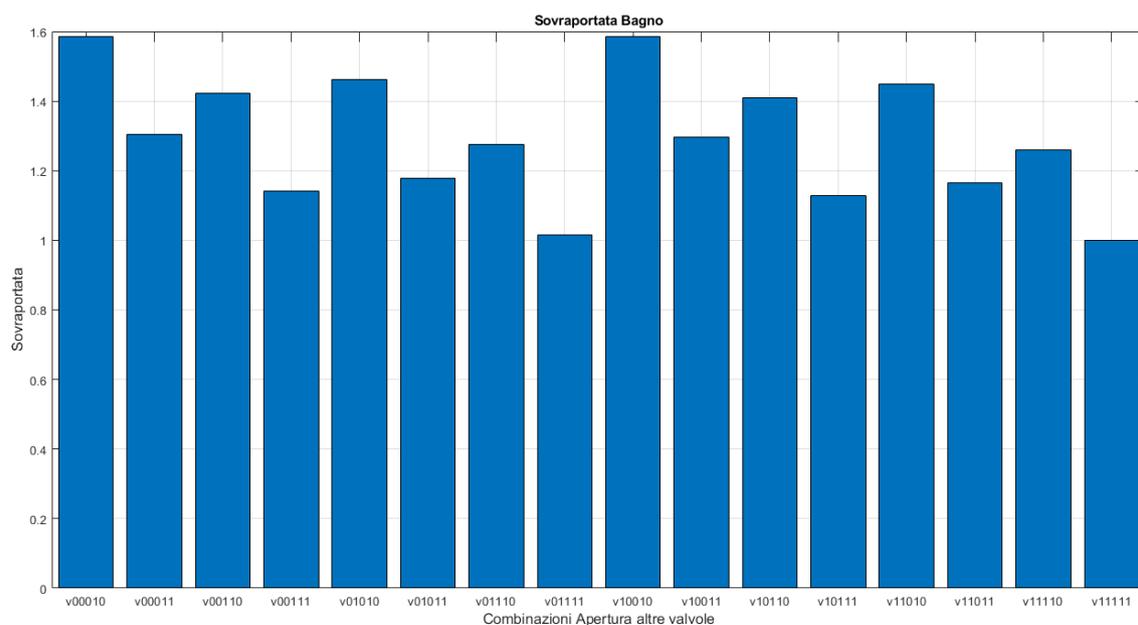


Figura 106. Fattore di sovra portata nel bagno

Nel grafico sopra riportato si nota come il caso peggiore (in cui il fattore di sovra portata è il più elevato) si verifica quando la sola valvola del bagno è aperta e le altre risultano chiuse; in tali condizioni il fattore di sovra portata vale 1.59. A mano a mano che i circuiti aprono (casi v00010 in cui gli zeri a mano a mano diventano 1) il fattore di sovra portata cala, ad esempio nel caso v00111, in cui sono aperti solo il bagno, la camera e la sala il fattore di sovra portata è pari a 1.17, condizioni molto migliore rispetto al 1.59 del caso peggiore.

Sovra portata camera

In questo caso la valvola termostatica della camera è stata lasciata completamente aperta (valore 1 fisso nella posizione 5 del nome di ogni caso) mentre le altre erano in posizione 0 o 1 in tutte le possibili combinazioni.

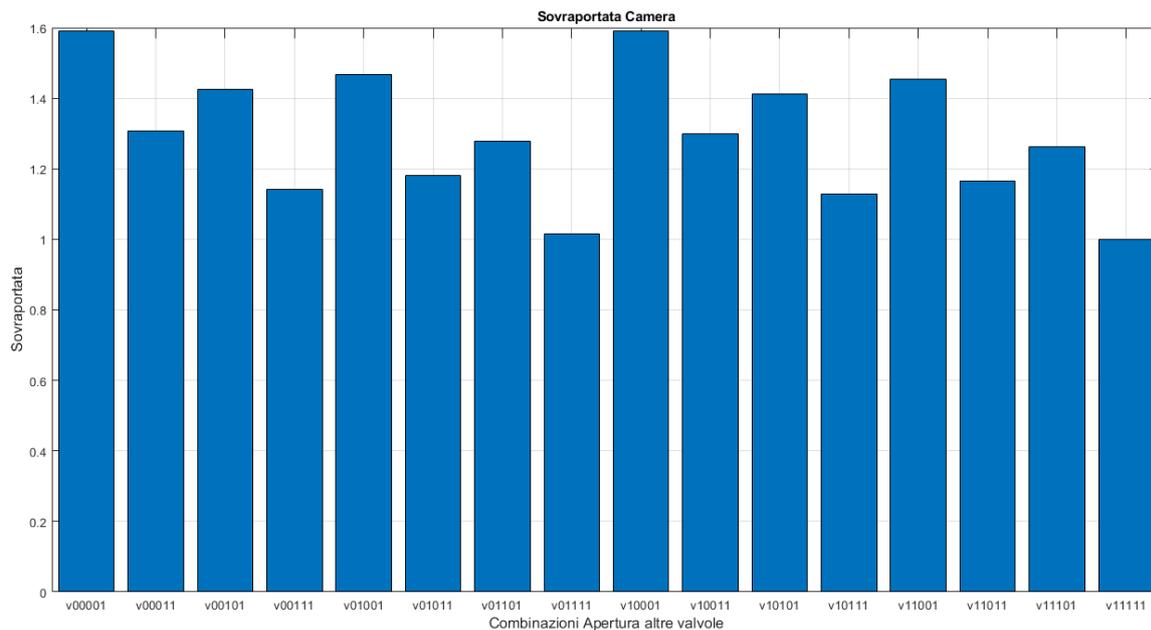


Figura 107. Fattore di sovra portata in camera

Anche in camera il fattore di sovra portata nel caso peggiore vale 1.59, poiché assieme al bagno, tali circuiti sono i più sfavoriti. Analogamente al caso precedente se gli altri derivati hanno le valvole aperte il fattore di sovra portata in camera cala.

Sovra portata corridoio

In questo caso i grafici avranno il valore 1 fisso nella posizione 1 mentre le altre valvole variano tra la posizione 0 e 1, in tutte le possibili combinazioni.

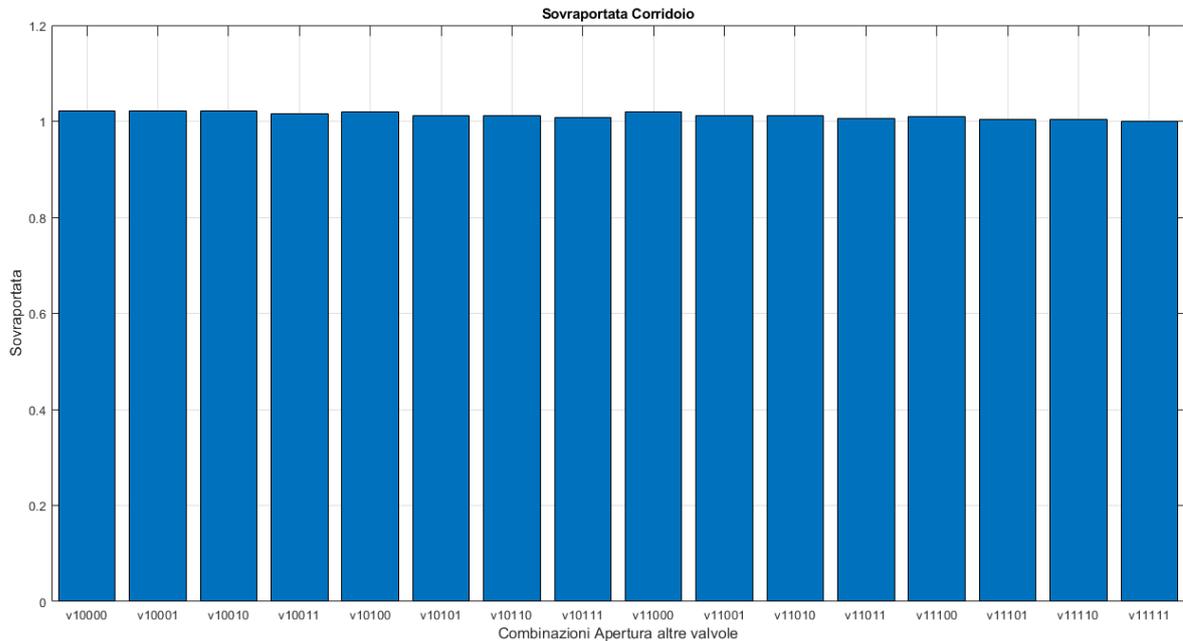


Figura 108. Fattore di sovra portata nel corridoio

Nel caso del corridoio il fattore di sovra portata è molto diverso dai casi precedentemente analizzati. Infatti, essendo il corridoio il circuito meno sfavorito, le perdite di carico sono molto minori rispetto agli altri derivati e quindi la portata in questo derivato dipende in maniera minima dallo stato del resto dell'impianto. Analizzando il grafico si nota che il caso peggiore si ottiene sempre nel caso in cui solamente il corridoio viene alimentato (caso v10000); in tale situazione il fattore di sovra portata è pari a 1.03. Si intuisce come tale circuito sia quello meno problematico dell'intero impianto.

Di seguito vengono riportati i grafici della sovra portata per la cucina e la sala.

Sovra portata cucina

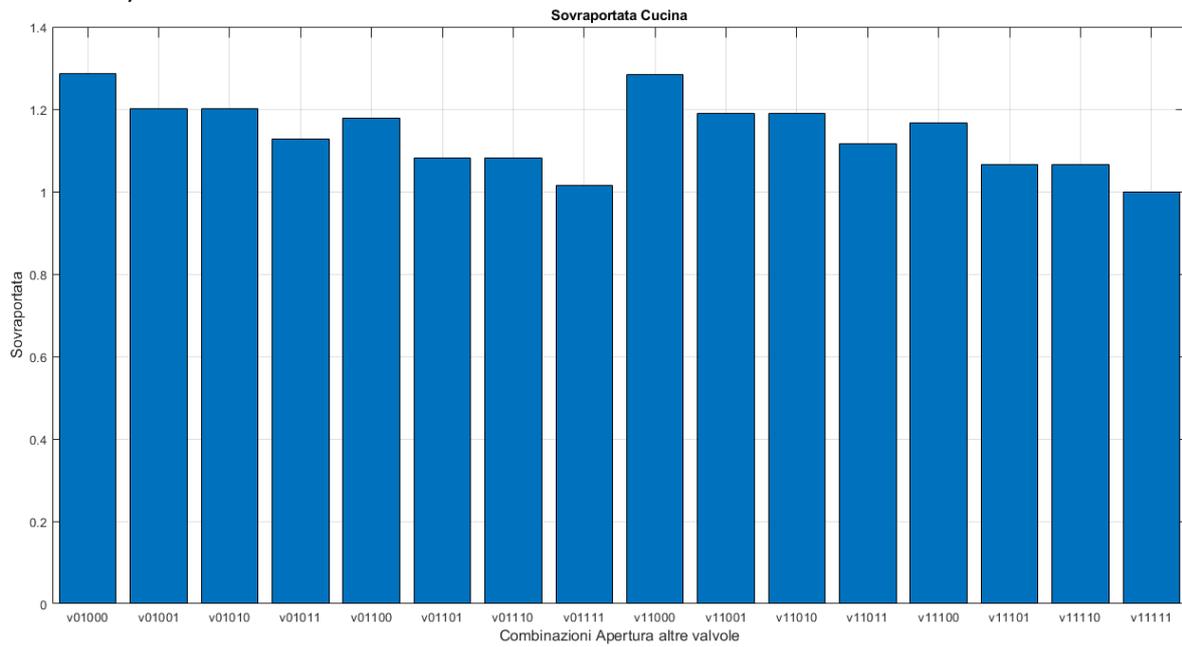


Figura 109. Fattore di sovra portata in cucina

Sovra portata sala

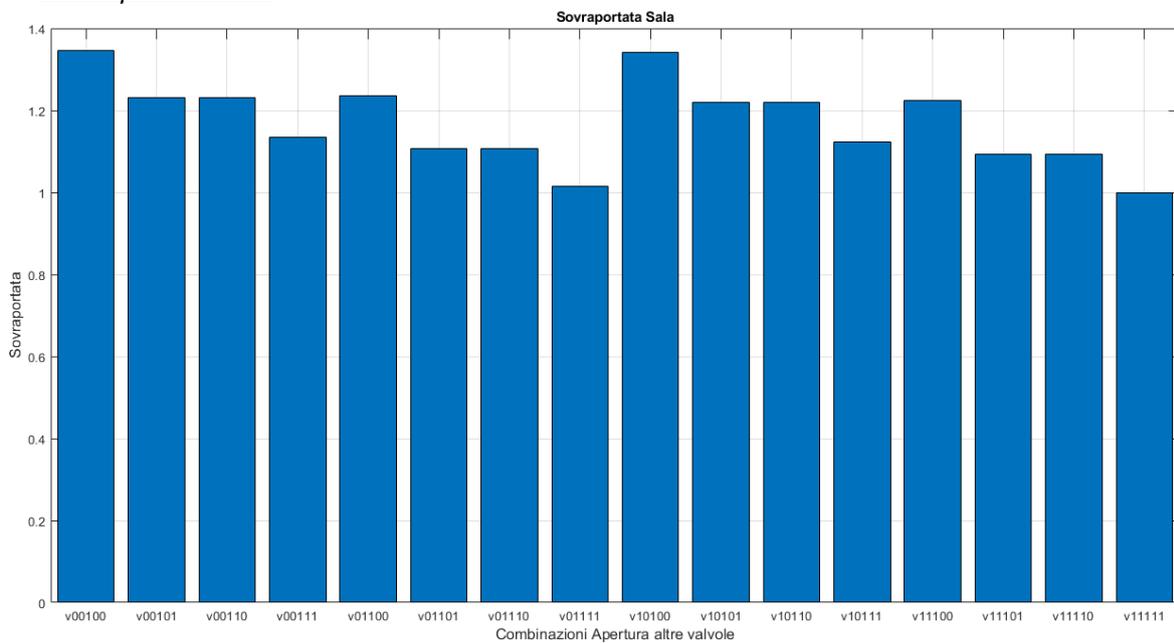


Figura 110. Fattore di sovra portata della sala

Avendo tali circuiti perdite di carico intermedie rispetto agli altri derivati, in essi il fattore di sovra portata nel caso peggiore è pari a 1.34 per la sala e 1.28 per la cucina.

In conclusione in tutti gli emettitori rimasti aperti si è avuto un aumento di portata rispetto al valore nominale. Più ci si allontana dalla pompa verso il terminale più sfavorito, più la sovralimentazione aumenta. Il motivo per il quale si ha questo comportamento è perché negli ultimi derivati la valvola di taratura presenta, rispetto agli altri derivati, una perdita di carico minore di conseguenza la prevalenza disponibile nel circuito si scarica negli ultimi circuiti generando maggior incremento di portata.

Per fare in modo che ciascun terminale sia nelle sue condizioni nominali di funzionamento occorrerebbe ritardare le valvole in ogni istante per ogni stato del circuito, operazione impossibile data dalla quantità enorme di combinazioni della posizione delle valvole modulanti ma soprattutto, a causa delle leggi di interdipendenza dei circuiti idraulici, qualsiasi modifica si faccia su di un circuito crea delle variazioni di portata negli altri circuiti.

5.1.3 Dipendenza del fattore di sovra portata dalla posizione dello stelo

In questo capitolo si riportano, per esplicito e in forma grafica, le dipendenze del fattore di sovra portata dalla posizione dello stelo. Sono state eseguite ulteriori simulazioni in cui le posizioni delle valvole potevano essere tre diverse: valvola completamente aperta (posizione a), valvola completamente chiusa (posizione c) e valvola aperta al 50% (posizione b). Di seguito non vengono riportati i grafici di tutte le zone termiche poiché sarebbero una ripetizione di quanto già analizzato nel caso delle combinazioni con valvole aperte/chiusure. Viene riportato solamente il grafico del bagno a titolo di esempio. Come si vede in Figura 111 i valori estremi (casi in cui le valvole sono in condizione a oppure c) i valori sono esattamente gli stessi delle simulazioni effettuate in precedenza.

Da questo grafico si evince come i terminali più sfavoriti siano i più dipendenti dalla posizione delle valvole delle altre zone termiche. Infatti nel caso della camera e del bagno il fattore di sovra portata vale rispettivamente 1.59 e 1.58 nel caso in cui le altre zone termiche hanno la valvola termostatica chiusa completamente. I circuiti più vicini, come la sala e la cucina, invece nel caso peggiore arrivano a fattori di sovra portata di 1.34 e 1.28 rispettivamente. Nel caso del corridoio, circuito più vicino alla pompa, si risente minimamente della posizione delle valvole termostatiche nel resto dell'impianto, avendo quindi fattori di sovra portata pari a 1.03.

5.1.4 Condizioni di funzionamento con carichi variabili

In questo capitolo si è imposto alle valvole di seguire un comportamento di apertura e chiusura dello stelo di tipo sinusoidale, in maniera da avvicinarsi maggiormente alla variabilità dei carichi reali. Nelle due seguenti figure vengono riportati i casi in cui rimane costante la posizione della valvola in cucina (Figura 113) mentre le altre valvole variano la loro posizione, e quando accade lo stesso in camera (Figura 114).

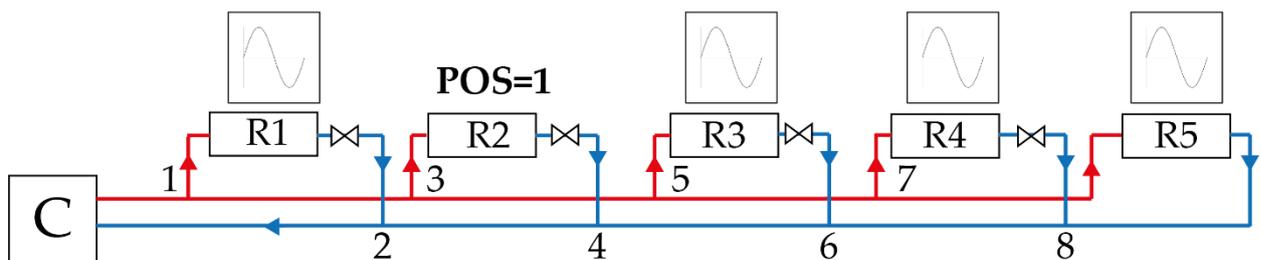


Figura 113. Schema di impianto per la valutazione del fattore di sovra portata

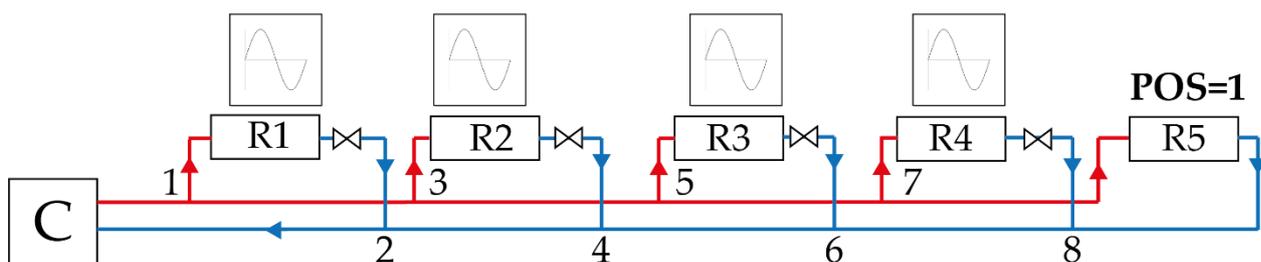


Figura 114. Schema di impianto per la valutazione del fattore di sovra portata

Sono stati imposti infatti andamenti sinusoidali alle varie stanze, sfasate tra piano terra e primo piano. Ciò significa che quando il piano terra richiede calore (condizione paragonabile al funzionamento giornaliero) il primo piano non ne richieda, e viceversa (nel caso notturno). In realtà la valvola ha un comportamento si sinusoidale quando essa deve aprire, ma quando il risultato del seno è negativo viene posto pari a 0 (valvola completamente chiusa).

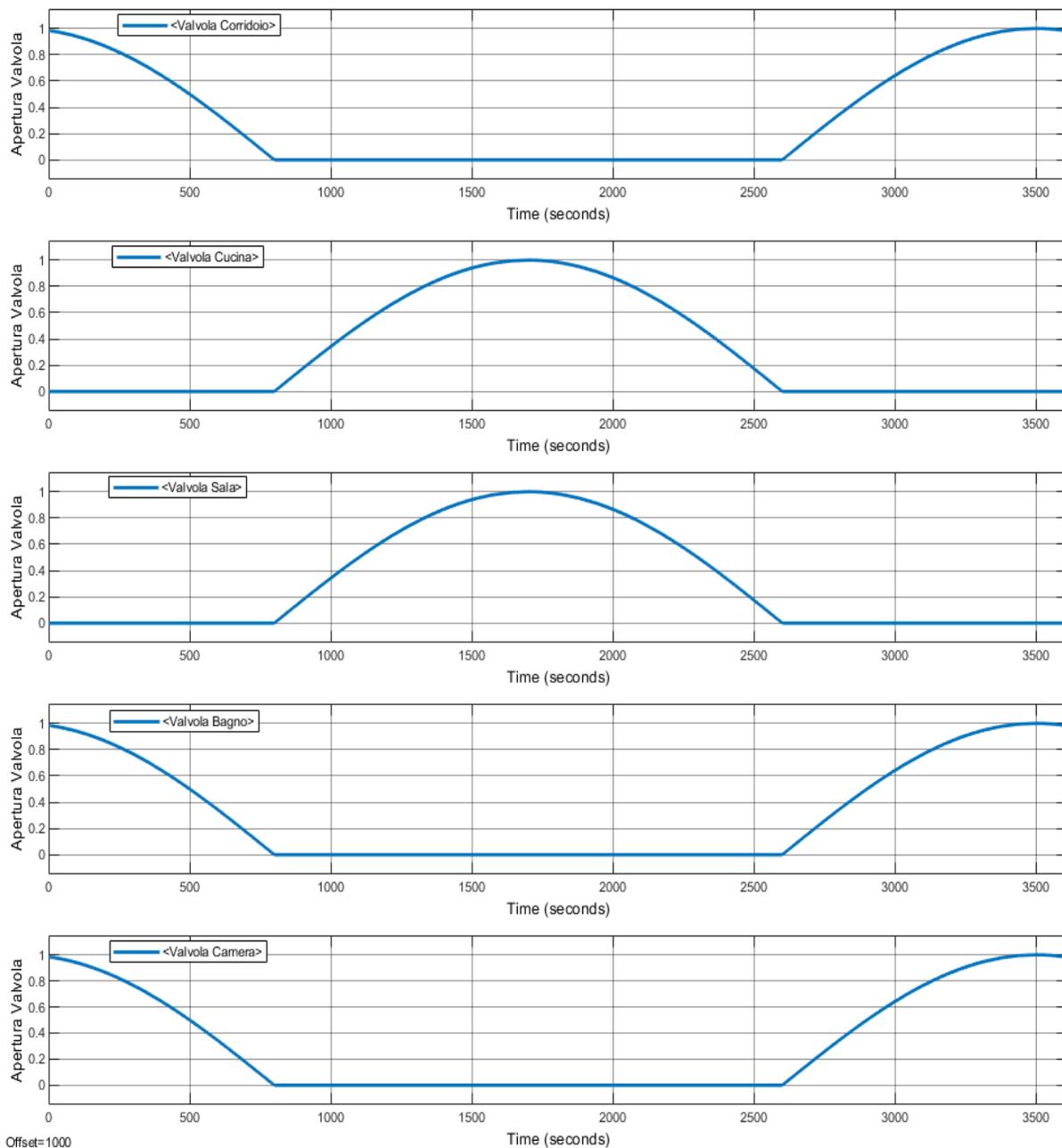


Figura 115. Variazione nella posizione dello stelo delle valvole termostatiche

Eseguendo tali simulazioni sono stati ricavati gli andamenti delle sovra portate nelle varie zone termiche. Per evidenziare meglio le differenze di tale fenomeno nelle varie stanze tali grafici sono stati uniti in un grafico unico.

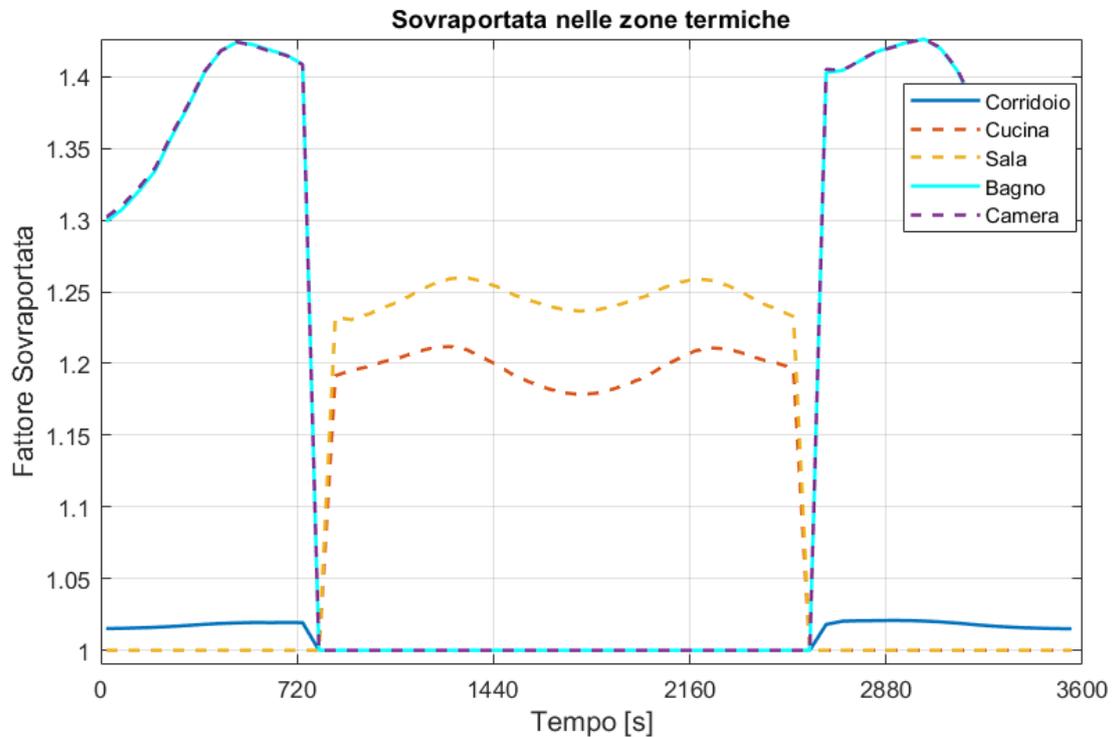


Figura 116. Sovra portata nelle zone termiche

In Figura 116 si nota come la camera ed il bagno siano, come evidenziato anche prima, le zone termiche che più risentono della sovra portata a causa delle elevate perdite di carico che insistono su tali rami. Il fattore di sovra portata arriva, nel caso peggiore, fino al valore di 1.43; questo valore è inferiore rispetto a quello ottenuto dalle simulazioni precedenti poiché in questo caso le zone come la sala, la camera ed il corridoio aprono le valvole contemporaneamente mentre nelle simulazioni precedenti il comportamento di ciascuna valvola era indipendente dalle altre.

Anche con i carichi variabili nel tempo le zone come la cucina e la sala hanno fattori di sovra portata intermedi e pari, nel caso peggiore, a 1.26. Il corridoio risente sempre molto poco della posizione delle valvole del resto di impianto; anche in

queste simulazioni il radiatore in corridoio è quello che meno risente dell'aumento di portata, avendo nel caso peggiore un fattore di sovra portata pari a 1.02.

In conclusione si può affermare che tale circuito presenta valori di sovra portata anche molto elevati (si veda il caso della camera, pari a 1.59); tali fenomeni sono da imputarsi principalmente alle elevate perdite di carico che si hanno adottando la tipologia impiantistica a colonne montanti. In Figura 117 sono riportati i casi peggiori per ognuna delle zone termiche.

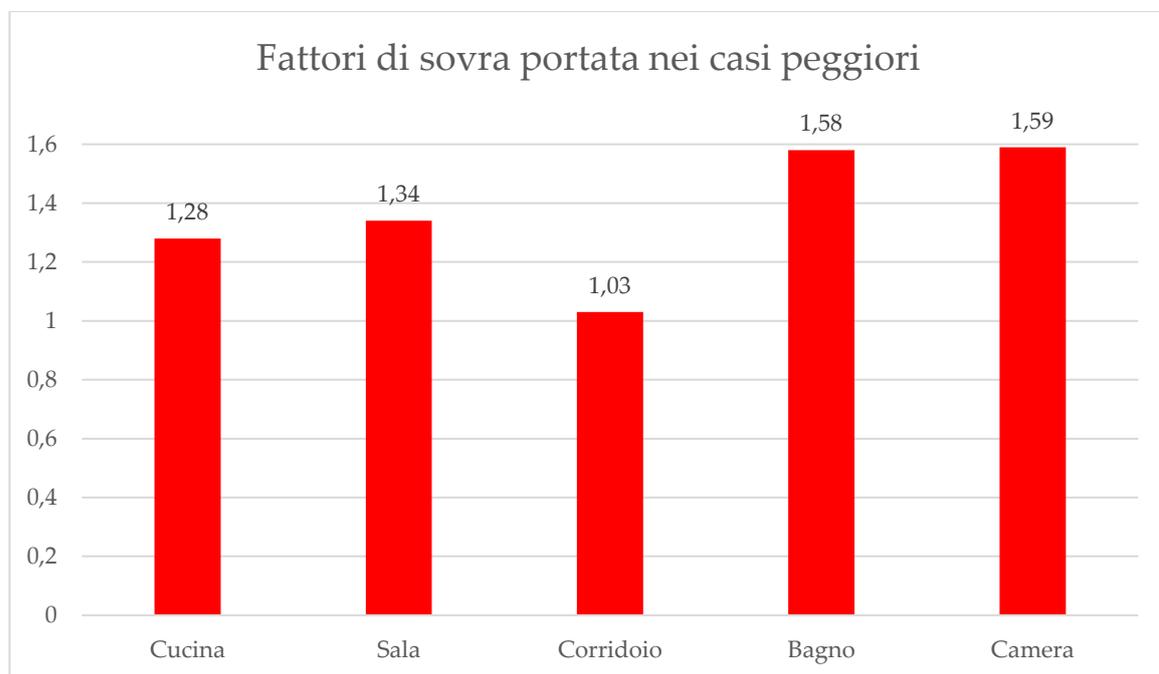


Figura 117. Fattore di sovra portata - casi critici

5.2 Fattore di sovra portata nei circuiti idronici a zone

Gli impianti termici a distribuzione orizzontale (anche detti a zone) sono la tipologia impiantistica più recente; grazie alla disponibilità di pompe di circolazione molto silenziose, negli ultimi anni hanno praticamente soppiantato la distribuzione verticale. Con questo tipo di impianti è possibile gestire in maniera diversificata le varie zone, non riscaldando, per esempio, quelle che in un dato periodo non sono occupate. Questo tipo di impianto è consigliabile specialmente quando vi sono zone con diversa utilizzazione (per esempio parti ad abitazioni e parti ad uffici o negozi).

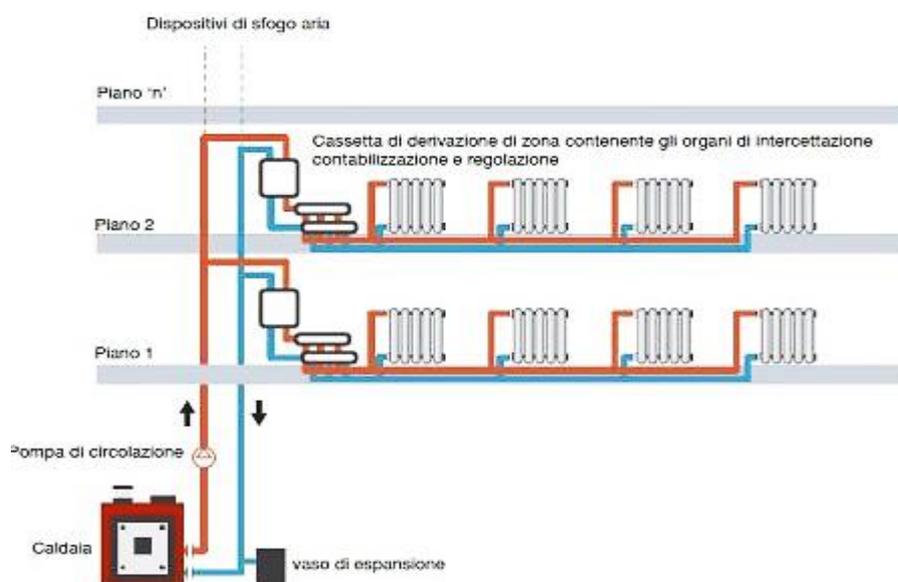


Figura 118. Schema di impianto a zone

Di seguito vengono riportate delle immagini dell'impianto idronico, disegnate in Google SketchUp, e dell'inserimento di esso all'interno dell'edificio

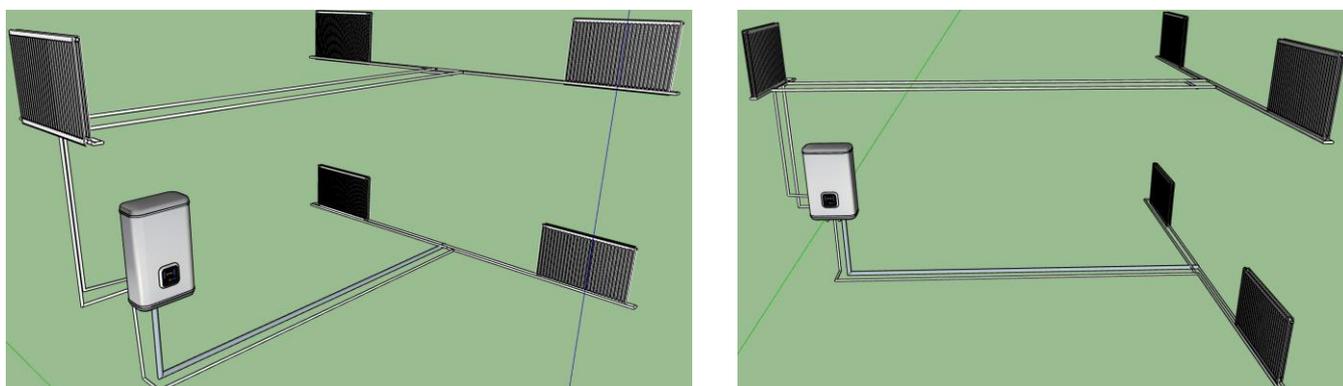


Figura 119. Schermata impianto su Google SketchUp

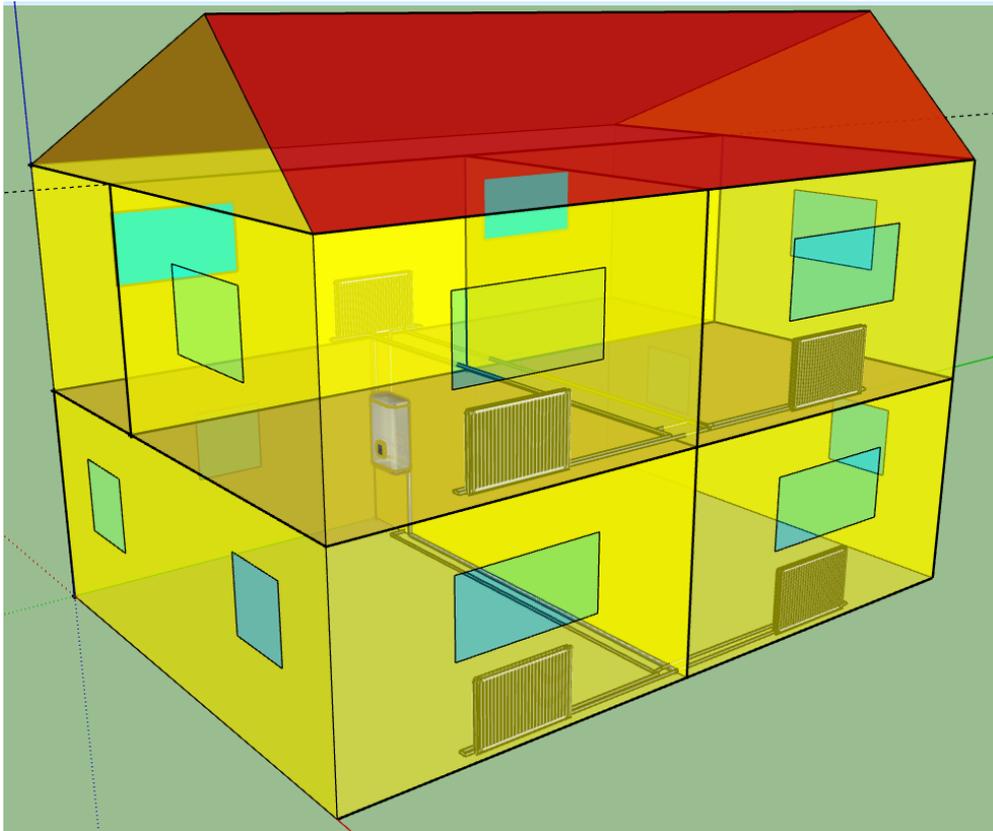


Figura 120. Schermata edificio-impianto su Google SketchUp

Per questo tipo di impianto, sul quale verranno poi eseguite le simulazioni annuali, è stato fatto uno studio più dettagliato del comportamento dell'impianto a seconda della tipologia di pompa adottata.

5.2.1 Circuito bilanciato con pompa a velocità costante

In questo primo capitolo la pompa utilizzata per simulazioni è a giri fissi. Lo scopo di tali simulazioni è quello di analizzare il comportamento dell'impianto nel quale è presente un tipo di pompa di "vecchia" generazione. Avendo già analizzato le condizioni di funzionamento in condizioni di progetto per il circuito a colonne montanti si è evitato di riportare lo stesso studio per questo caso e sono stati studiati i casi di funzionamento ai carichi parziali.

5.2.1.1 Condizioni di funzionamento ai carichi parziali

In questo capitolo, come in precedenza, si è analizzato il comportamento dell'impianto, quando esso è sottoposto a carichi termici parziali (come può accadere nella realtà). Nel seguito sono riportati i risultati delle simulazioni in forma grafico del fattore di sovra portata per ogni zona termica ipotizzando le chiusure di una o più valvole nelle stanze vicine.

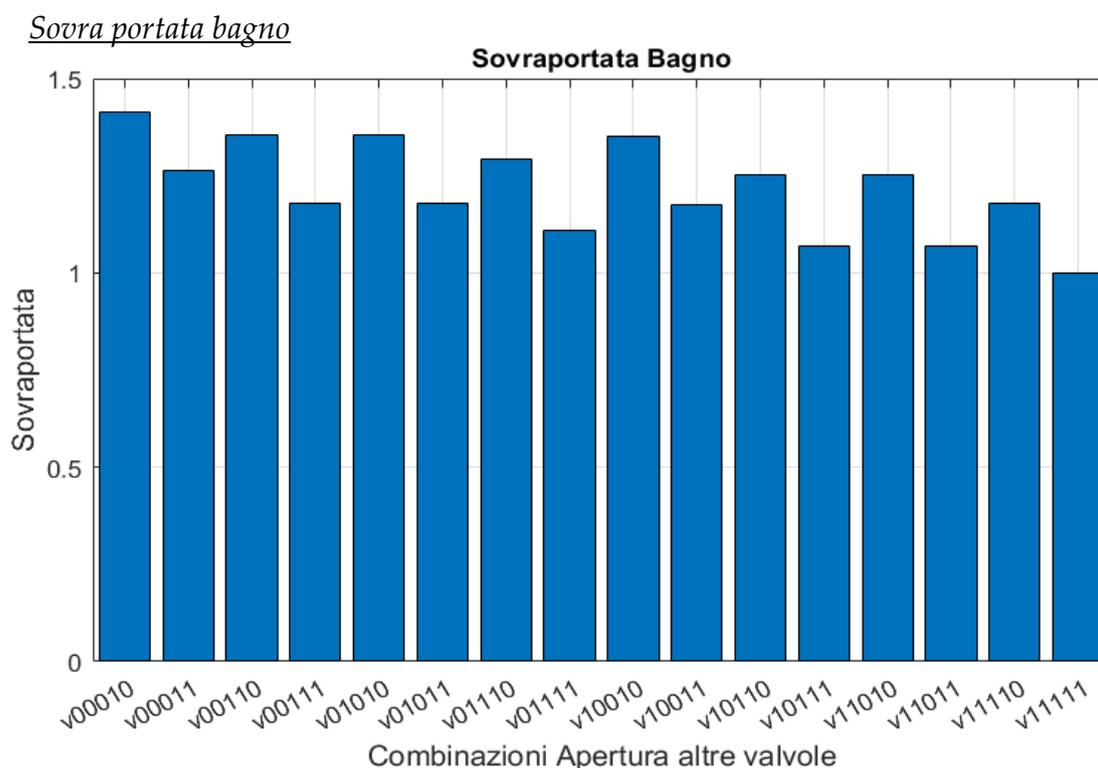


Figura 121. Fattore di sovra portata in bagno

Nel grafico sopra riportato si nota come il caso peggiore (in cui il fattore di sovra portata è il più elevato) si verifica quando la sola valvola del bagno è aperta e le altre risultano chiuse; in tali condizioni il fattore di sovra portata vale 1.47. Si nota come, per il bagno, la condizione peggiore del fattore di sovra portata nel circuito a colonne montanti era pari a 1.59. In realtà il confronto non è propriamente corretto poiché nel circuito a colonne montanti la pompa utilizzata è a giri variabili mentre in questo è a giri fissi. Il motivo per il quale si è ottenuta questa diminuzione è la riduzione delle perdite di carico complessive nell'intero circuito (si vede l'appendice per il dimensionamento dello stesso). Se fosse stata effettuata la simulazione del circuito a colonne montanti con la pompa a giri fissi la sovra

portata sarebbe stata maggiore di 1.59.

Sovra portata camera

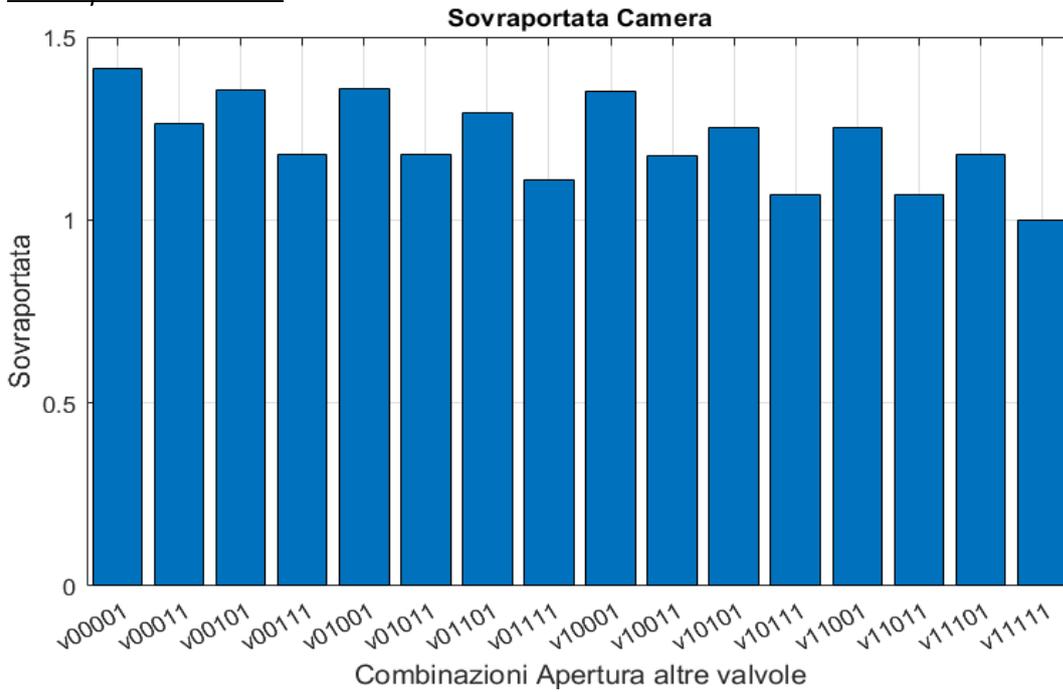


Figura 122. Fattore di sovra portata in camera

Anche in camera il fattore di sovra portata nel caso peggiore vale 1.47, poiché assieme al bagno, tali circuiti sono i più sfavoriti. Analogamente al caso precedente se gli altri derivati hanno le valvole aperte il fattore di sovra portata in camera cala.

Sovra portata corridoio

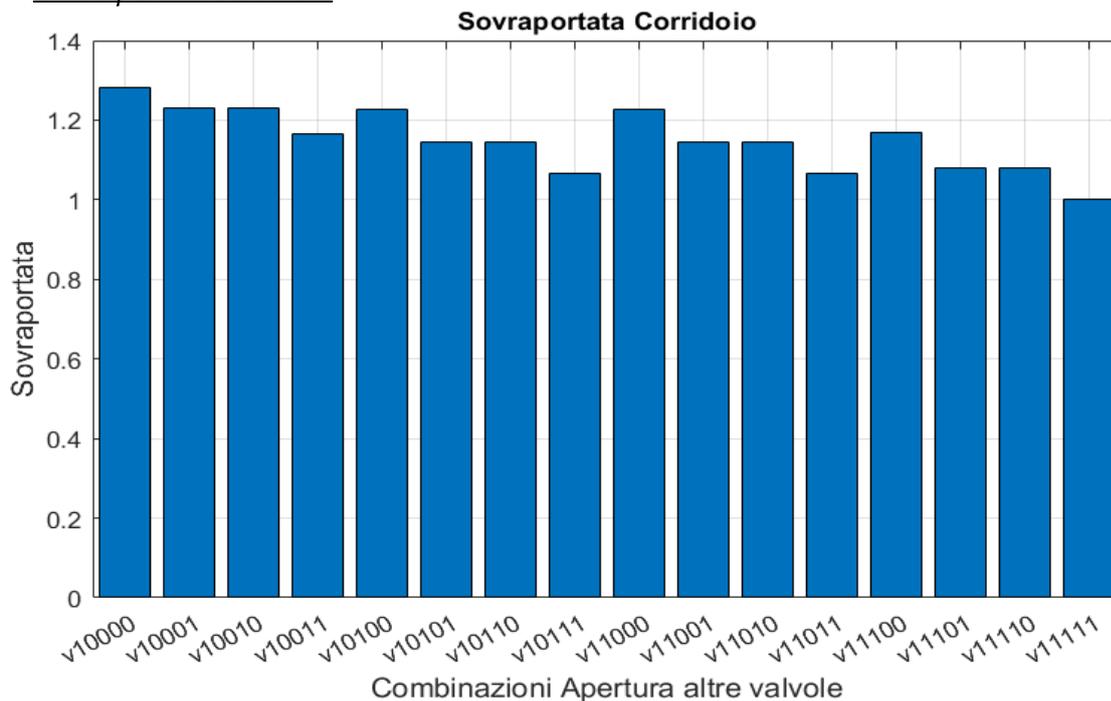


Figura 123. Fattore di sovra portata in corridoio

In questo nuovo impianto il corridoio risulta ancora essere il circuito meno sfavorito ma le perdite di carico sono minori in maniera ridotta rispetto agli altri derivati. La portata in questo derivato dipende in maniera minima dallo stato del resto dell'impianto. Analizzando il grafico si nota che il caso peggiore si ottiene sempre nel caso in cui solamente il corridoio viene alimentato (caso v10000); in tale situazione il fattore di sovra portata è pari a 1.28. Anche in tale soluzione impiantistica questo circuito è quello meno problematico dell'intero impianto.

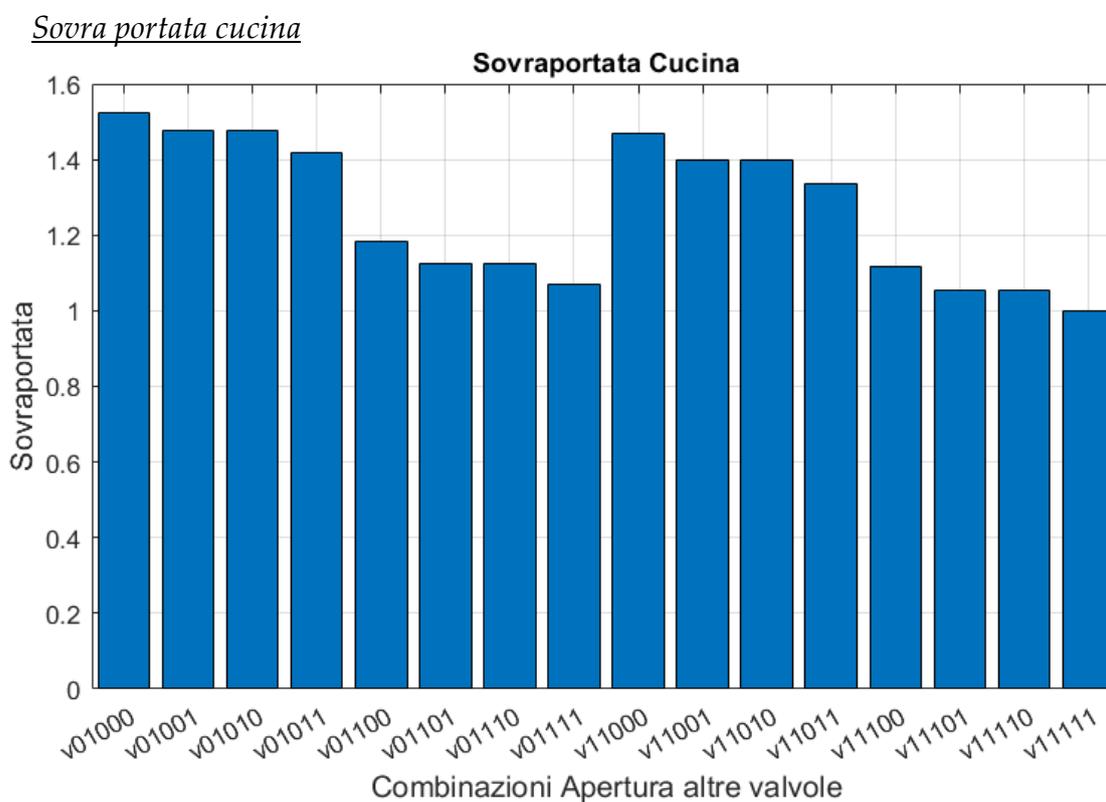


Figura 124. Fattore di sovra portata in cucina

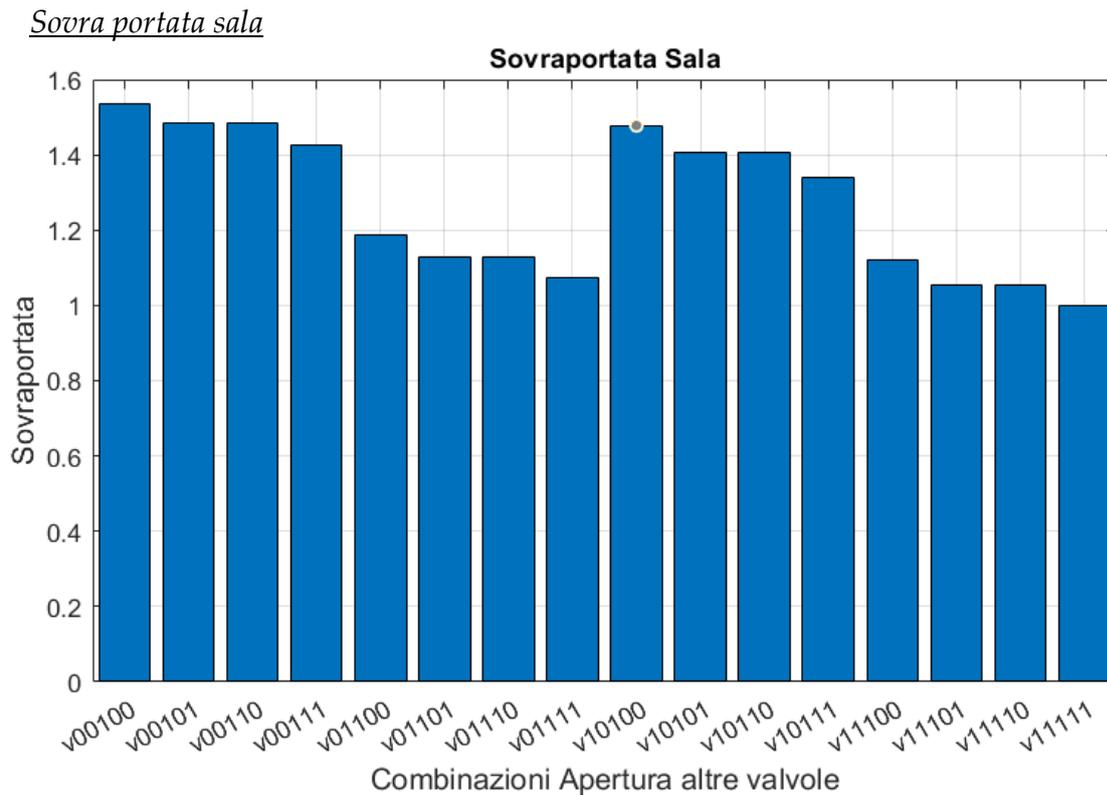


Figura 125. Fattore di sovra portata in sala

Le perdite di carico della sala e della cucina, avendo cambiato la struttura del circuito, presentano perdite di carico minori rispetto al circuito a colonne montanti. Il fattore di sovra portata nel caso peggiore è pari a 1.56 sia per la sala che per la cucina. Il motivo per il quale il fattore è aumentato rispetto al caso precedente è causato sia dalla variazione impiantistica (che comunque nel caso di sala e cucina ha diminuito leggermente le perdite di carico) ma anche dall'uso della pompa a giri fissi anziché variabili. In questo circuito il fattore di sovra portata non raggiunge i suoi valori massimi non più in bagno ed in camera ma in sala ed in cucina.

5.2.1.2 Condizioni di funzionamento con carichi variabili

In questo capitolo si è imposto alle valvole di seguire un comportamento di apertura e chiusura dello stelo di tipo sinusoidale.

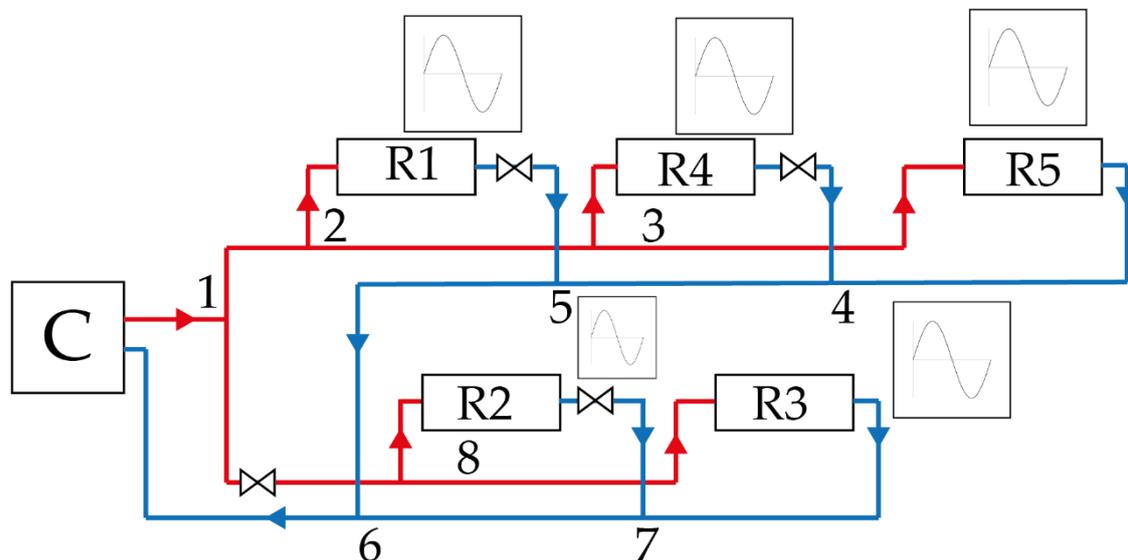


Figura 126. Schema di impianto con variazioni sinusoidali

Il comportamento delle valvole è il medesimo del caso del circuito a colonne montanti, si prende la Figura 138 come riferimento.

Nel caso del bagno, ad esempio, la simulazione è stata effettuata, con la valvola del bagno completamente aperta, mentre le altre valvole seguivano un andamento sinusoidale di apertura e chiusura dello stelo.

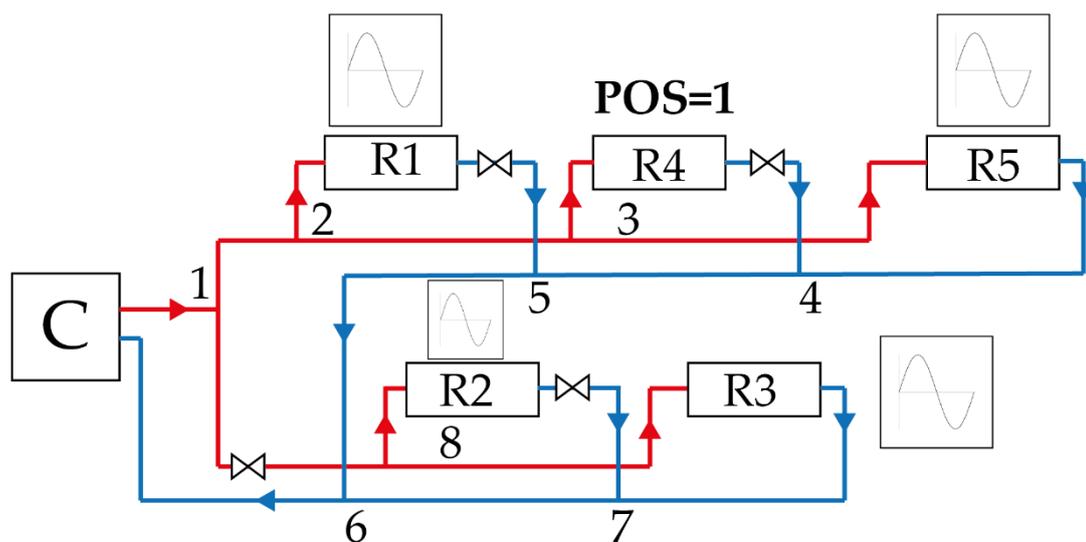


Figura 127. Schema impianto analisi sovra portata in bagno

Il comportamento delle valvole è il medesimo del caso del circuito a colonne montanti, si prende la Figura 138 come riferimento. Eseguendo le simulazioni per tutte le zone termiche sono stati ricavati gli andamenti delle sovra portate nelle varie zone termiche. Per evidenziare meglio le differenze di tale fenomeno nelle varie stanze tali grafici sono stati uniti in un grafico unico.

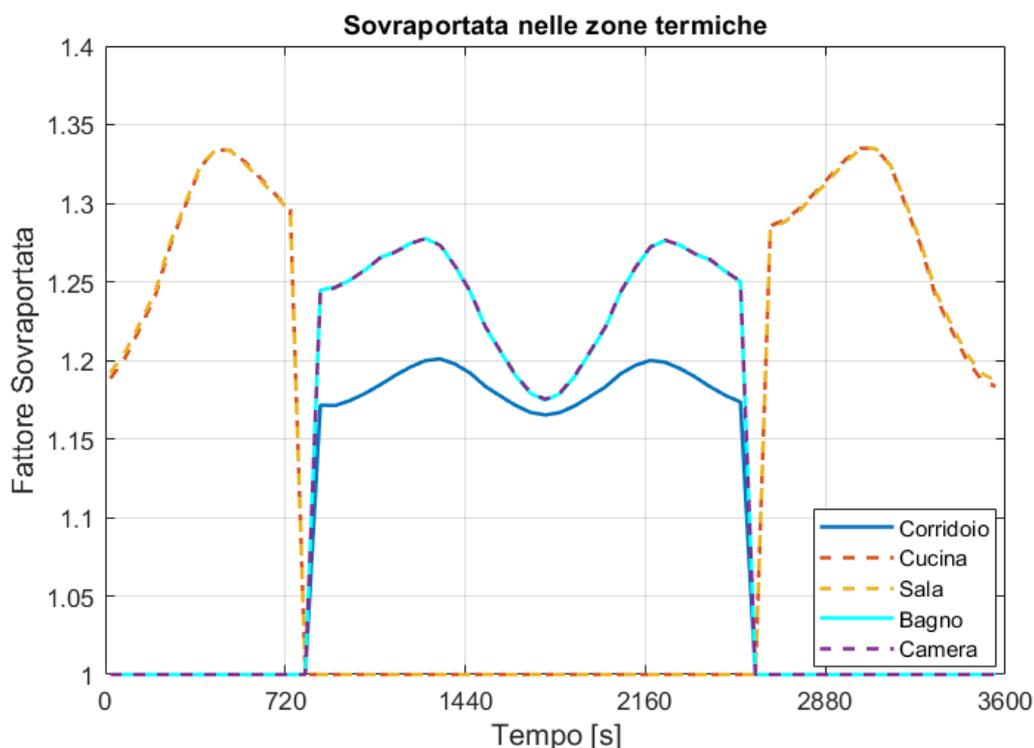


Figura 128. Fattore di sovra portata nelle zone termiche

In Figura 128 si nota come il corridoio è la zona termica che risente meno dell'aumento di portata, avendo nel caso peggiore un fattore di sovra portata pari a 1.2. Il fattore di sovra portata arriva, nel caso peggiore, fino al valore di 1.33 in cucina ed in sala; questo valore è così elevato a causa della tipologia di pompa utilizzata. Con i carichi variabili nel tempo le zone come la bagno e la camera hanno fattori di sovra pari, nel caso peggiore, a 1.27.

In conclusione si può affermare che tale soluzione impiantistica presenta valori di sovra portata ancora elevati (si veda il caso della cucina e della sala in cui si raggiunge il valore di 1.56). Di seguito sono riportati in Figura 129 i casi peggiori per ognuna delle zone termiche.

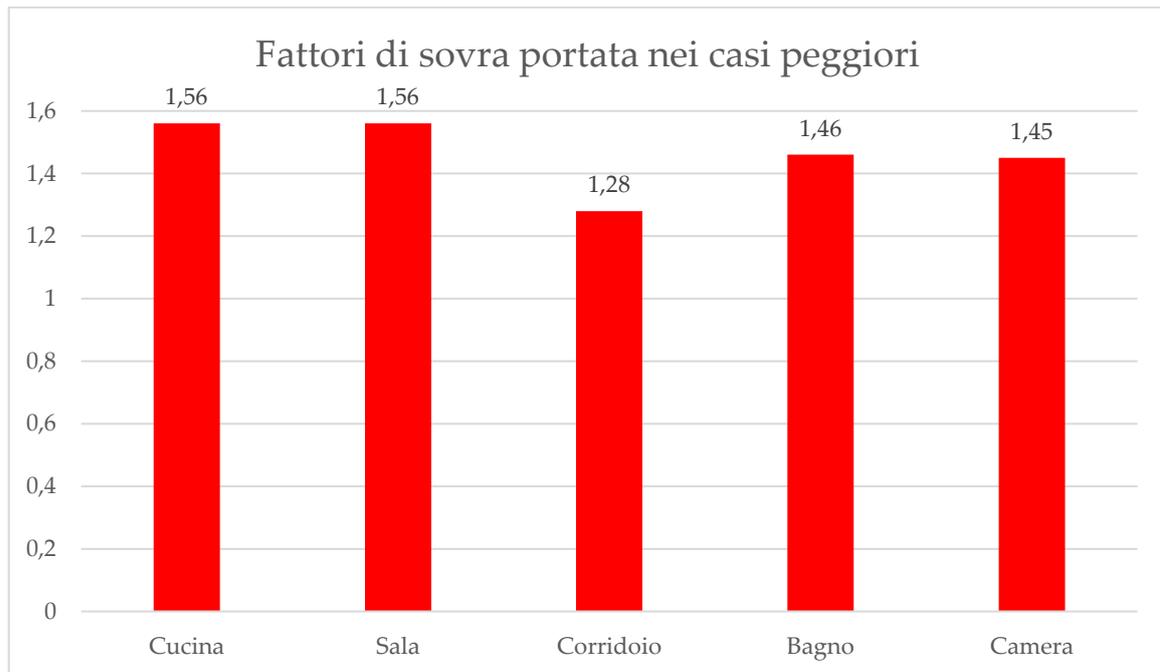


Figura 129. Fattori di sovra portata - casi peggiori

È chiaro che non è possibile fare un paragone tra il circuito a colonne montanti con la pompa a giri variabili e regolazione della pressione costante ed il circuito con distribuzione a zone e pompa a giri fissi poiché cambiano troppi parametri contemporaneamente. In questi capitoli si è quindi approfondito il solo circuito con distribuzione a zone. Come si vedrà nel seguito, rispetto alle altre tipologie di pompa (pompa a velocità variabile con regolazione a pressione costante e pompa a velocità variabile con regolazione a pressione proporzionale) la pompa a giri fissi causa fattori di sovralimentazione nei vari derivati più elevati.

5.2.2 Circuito con pompa a velocità variabile con regolazione della pressione costante

5.2.2.1 Condizioni nominali di progetto

Con le valvole di taratura si crea una situazione tale da garantire la portata di progetto ad ogni terminale.

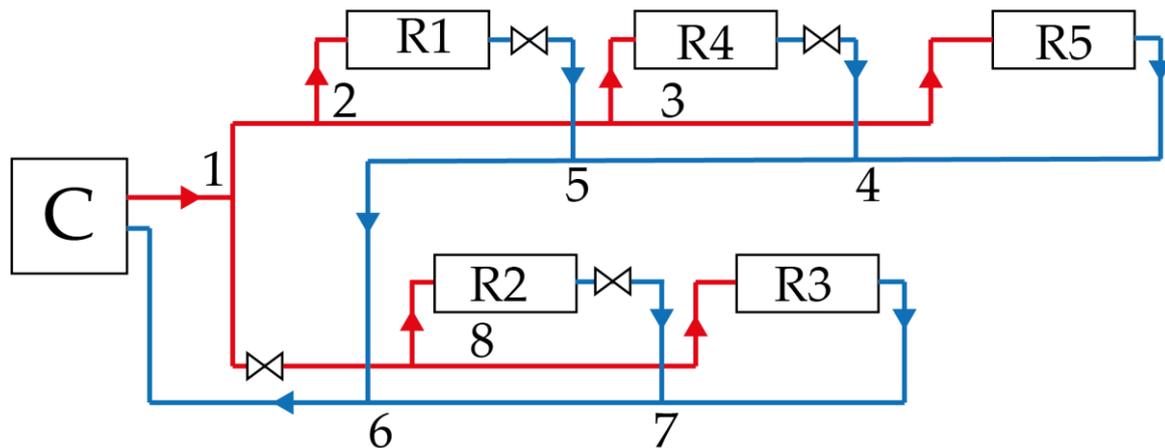


Figura 130. Schema di impianto a zone

Anche in questo caso la portata si distribuisce in maniera corretta e ogni terminale ha fattore di sovra portata pari a 1, come si evidenzia in Figura 131.



Figura 131. Fattore di sovra portata delle zone termiche

5.2.2.2 Condizioni di funzionamento ai carichi parziali

Anche in queste simulazioni sono state considerate tutte le possibili combinazioni di apertura/chiusura delle valvole di ogni zona termica.

Per ogni combinazione della posizione delle valvole sono state analizzate le sovra portate nei diversi rami del circuito idronico. La Figura 132 mostra, ad esempio, il caso in cui il terminale in corridoio e in sala siano chiusi mentre nelle altre zone termiche le valvole sono aperte.

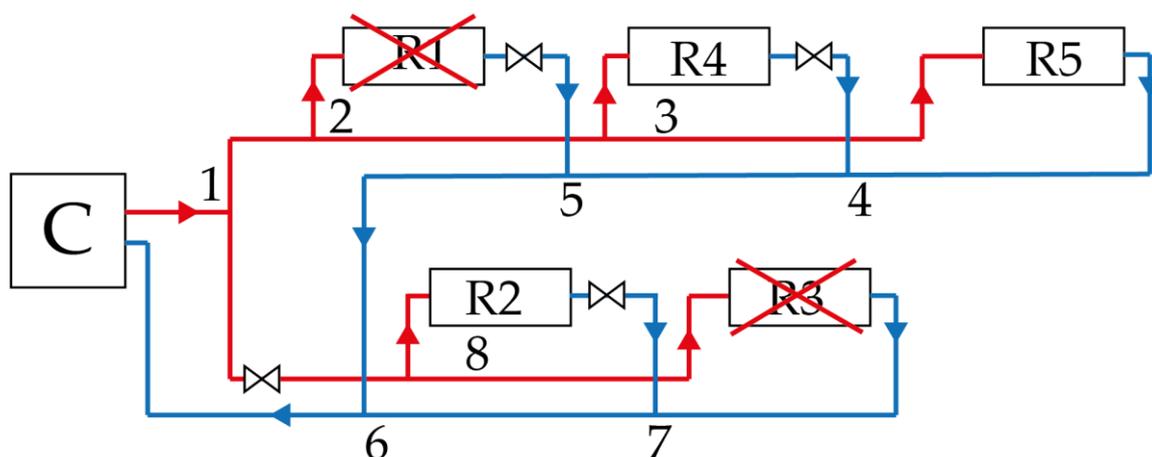


Figura 132. Schema di impianto con esclusione di alcuni terminali

Nei seguenti grafici sono riportati i risultati di tali analisi.

Sovra portata bagno

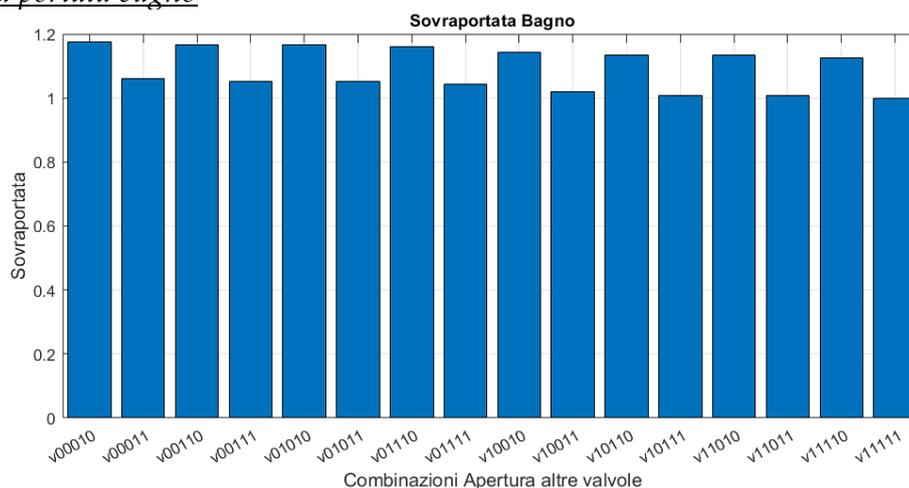


Figura 133. Fattore di sovra portata in bagno

Si nota come nel bagno il fattore di sovra portata, nel caso peggiore, valga 1.18 mentre con la pompa a giri fissi era pari a 1.46. Si intuisce da tali valori numerici l'importanza della pompa installata nel circuito. Grazie alla pompa a giri variabili

il fattore di sovra portata è calato molto, riducendo le possibili situazioni di discomfort e riducendo notevolmente lo spreco energetico.

Sovra portata camera

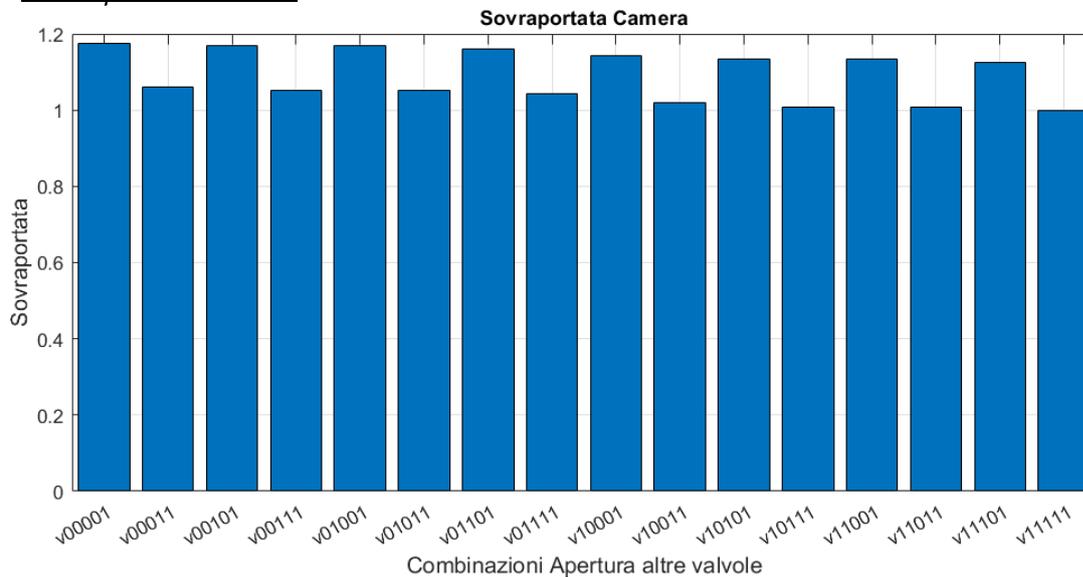


Figura 134. Fattore di sovra portata in camera

Sovra portata corridoio

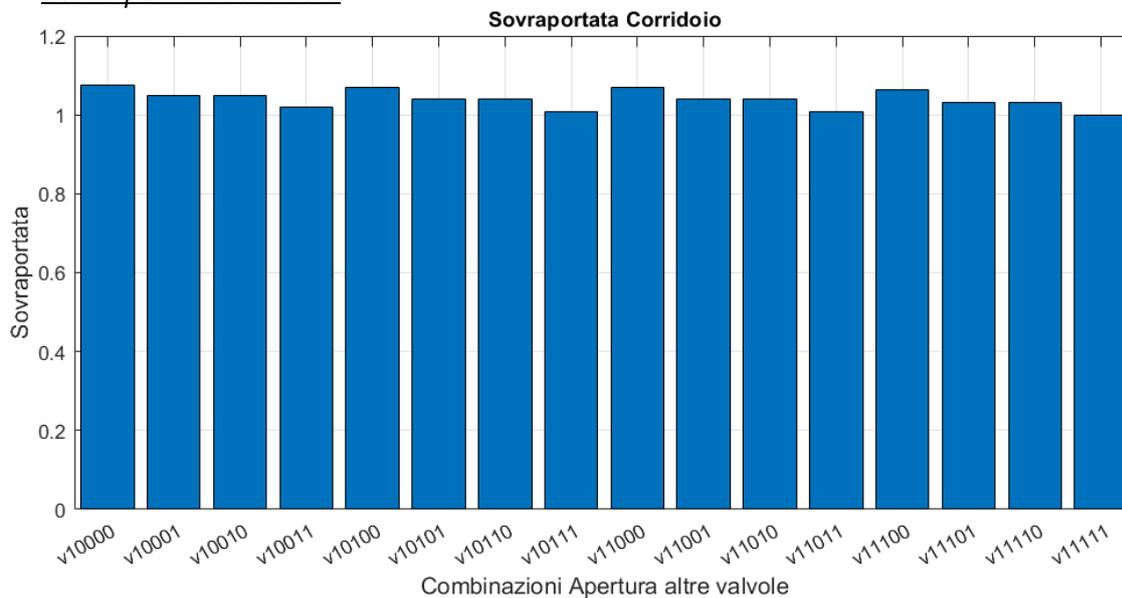


Figura 135. Fattore di sovra portata in corridoio

Analizzando il grafico si nota che il fattore di sovra portata, nel caso peggiore, è pari a 1.14, rispetto a 1.28 nel caso di utilizzo della pompa a giri fissi.

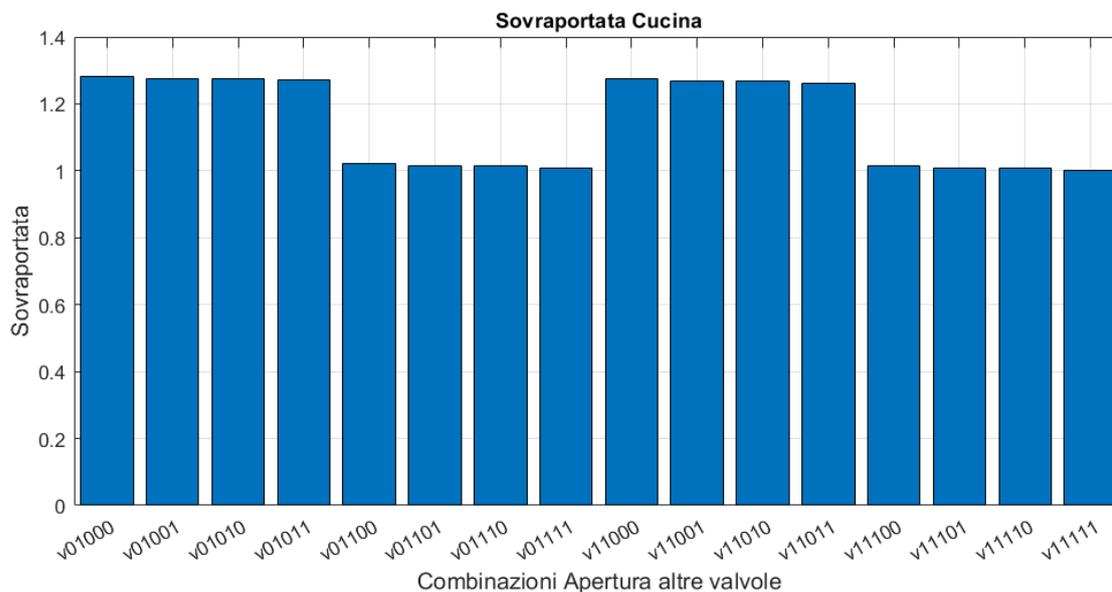
Sovra portata cucina

Figura 136. Fattore di sovra portata in cucina

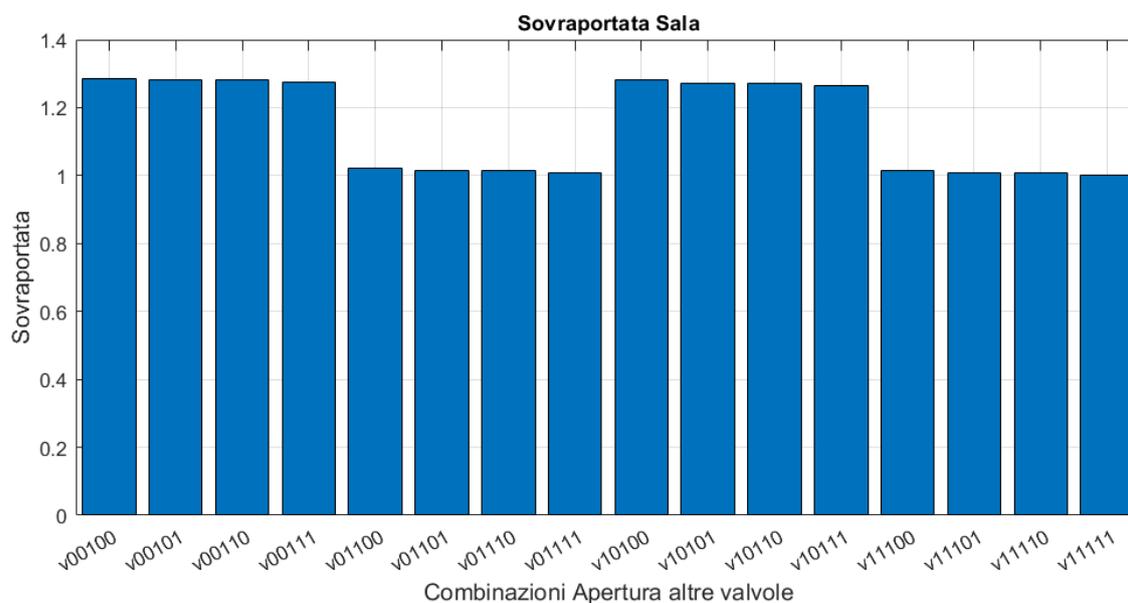
Sovra portata sala

Figura 137. Fattore di sovra portata in sala

In della sala e della cucina, avendo una valvola di taratura nel parallelo in cui sono inserite, presentano valori più elevati del fattore di sovra portata non rispetto al bagno ed alla camera. L'utilizzo della pompa a giri variabili consente, anche in questi derivati, di ottenere un valore minore del fattore di sovra portata nel caso peggiore, pari a 1.29 rispetto a 1.56.

Si noti come nel circuito a distribuzione orizzontale il fattore di sovra portata ha, anche nel caso peggiore, valori inferiori rispetto al circuito a distribuzione verticale (si passa da 1.59 della camera a 1.28 per la cucina). Tale comportamento è da imputarsi alle minori perdite di carico totali presenti nel circuito a distribuzione orizzontale. Infatti, anche per la conformazione geometrica stessa del circuito, il ramo della sala e cucina presenta perdite di carico minori rispetto al circuito del primo piano; è stata infatti posta una valvola di taratura in maniera da bilanciare i due circuiti ed assicurare che l'acqua non avesse una direzione preferenziale. Le simulazioni in cui sono state modellate le valvole secondo tre posizioni sono state svolte ma non sono riportate per non rendere la trattazione ripetitiva. È stato invece analizzato il comportamento dell'impianto in con carichi ad andamento sinusoidale, perché risulta più prossimo alla realtà.

5.2.2.3 Condizioni di funzionamento con carichi variabili

In questo capitolo si è imposto alle valvole di seguire un comportamento di apertura e chiusura dello stelo di tipo sinusoidale.

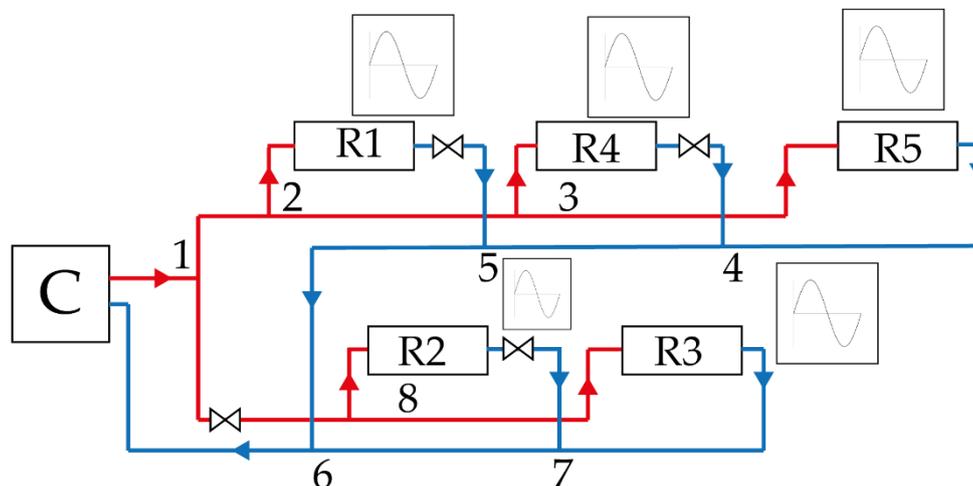


Figura 138. Schema di impianto con variazioni sinusoidali

Il comportamento delle valvole è il medesimo del caso del circuito a colonne montanti, si prende la Figura 138 come riferimento. Eseguendo le simulazioni per tutte le zone termiche sono stati ricavati gli andamenti delle sovra portate nelle varie zone termiche. Per evidenziare meglio le differenze di tale fenomeno nelle varie stanze tali grafici sono stati uniti in un grafico unico.

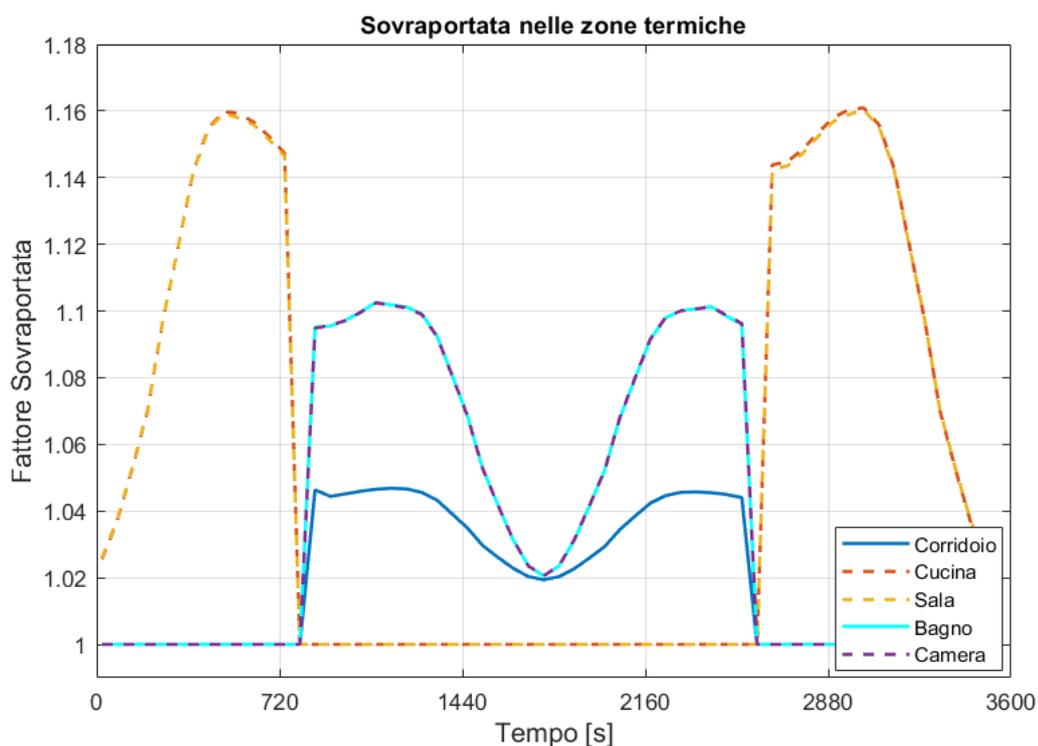


Figura 139. Fattore di sovra portata nelle zone termiche

In Figura 139 si nota come la camera ed il bagno siano, come evidenziato anche prima, le zone termiche, in questo circuito, risentono meno la sovra portata rispetto al circuito a colonne montanti. Il fattore di sovra portata arriva, nel caso peggiore, fino al valore di 1.16 in cucina ed in sala; questo valore è inferiore rispetto a quello ottenuto dalle simulazioni precedenti poiché non ho in tale punto le valvole delle altre zone completamente chiuse. Con i carichi variabili nel tempo le zone come la bagno e la camera hanno fattori di sovra pari, nel caso peggiore, a 1.11. Anche in queste simulazioni il radiatore in corridoio è quello che meno risente dell'aumento di portata, avendo nel caso peggiore un fattore di sovra portata pari a 1.05.

Di seguito sono riportati in un grafico i casi peggiori per le singole zone termiche.

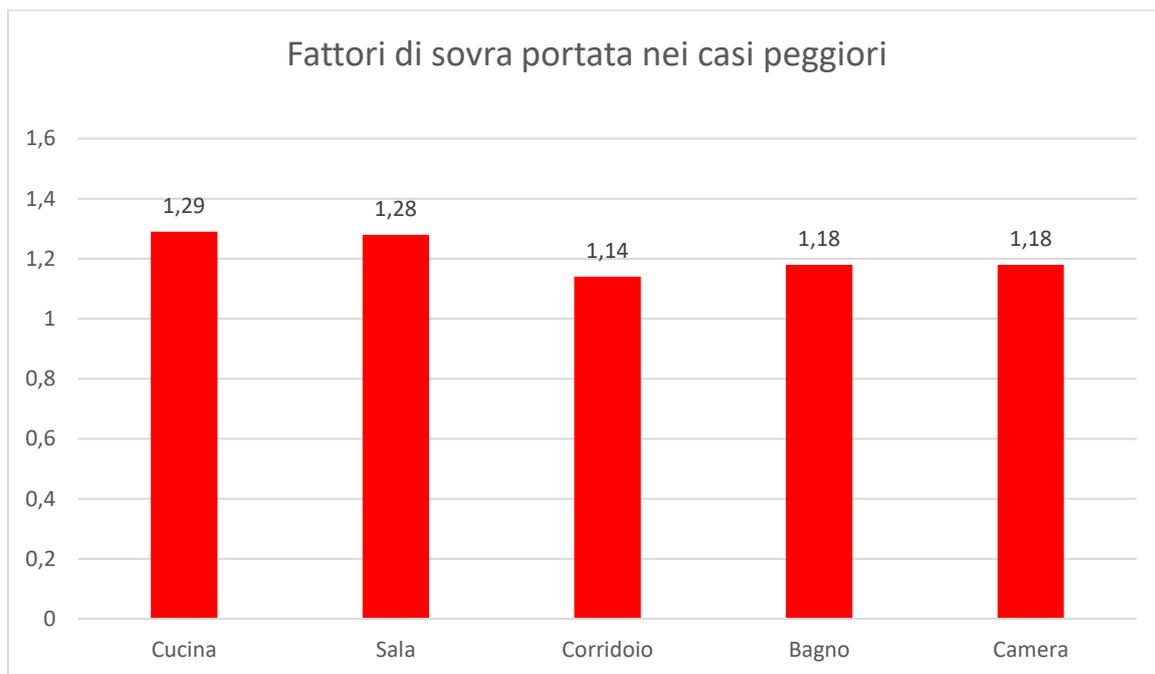


Figura 140. Fattori di sovra portata - casi peggiori

Si nota dal grafico che i fattori di sovralimentazione diminuiscono rispetto al caso di pompa a giri fissi; c'è quindi un vantaggio rispetto alla pompa a velocità costante anche se non si è ancora risolto il fenomeno delle sovra portate.

5.2.3 Circuito con pompa a velocità variabile con regolazione della pressione proporzionale

5.2.3.1 Condizioni di funzionamento con carichi parziali

Anche in queste simulazioni sono state considerate tutte le possibili combinazioni di apertura/chiusura delle valvole di ogni zona termica. Nei seguenti grafici sono riportati i risultati di tali analisi.

Sovra portata bagno

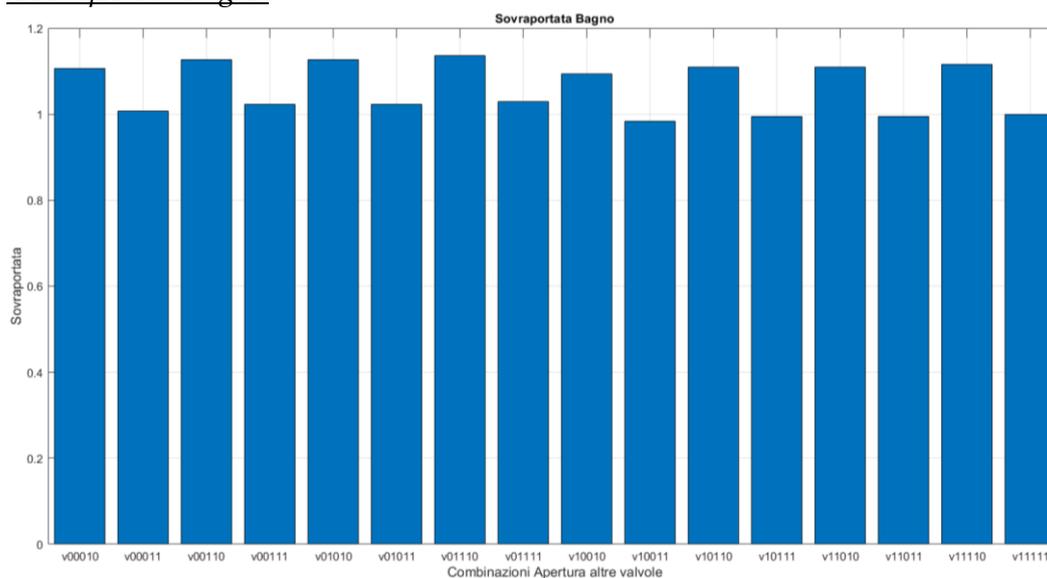


Figura 141. Fattore di sovra portata in bagno

Nel bagno il fattore di sovra portata, nel caso peggiore, valga 1.15 mentre con la pompa a giri variabili con regolazione della pressione costante era pari a 1.18.

Sovra portata camera

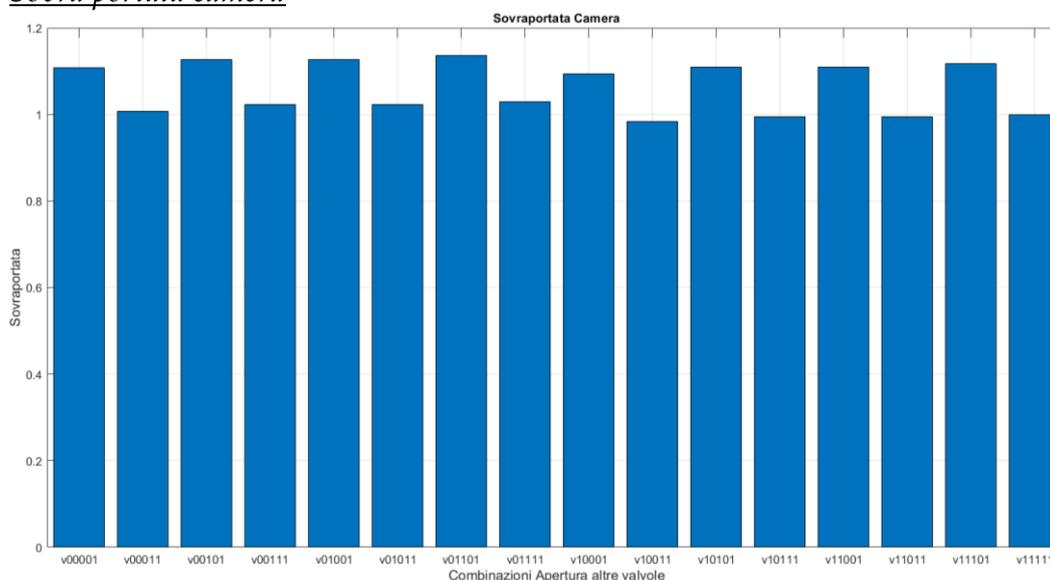


Figura 142. Fattore di sovra portata in camera

Anche in camera il fattore di sovra portata cala leggermente rispetto al caso in cui si utilizzava la pompa a giri variabili con regolazione della pressione costante, si è infatti passati da fattore di sovra portata di 1.18 a 1.15 anche in questo caso.

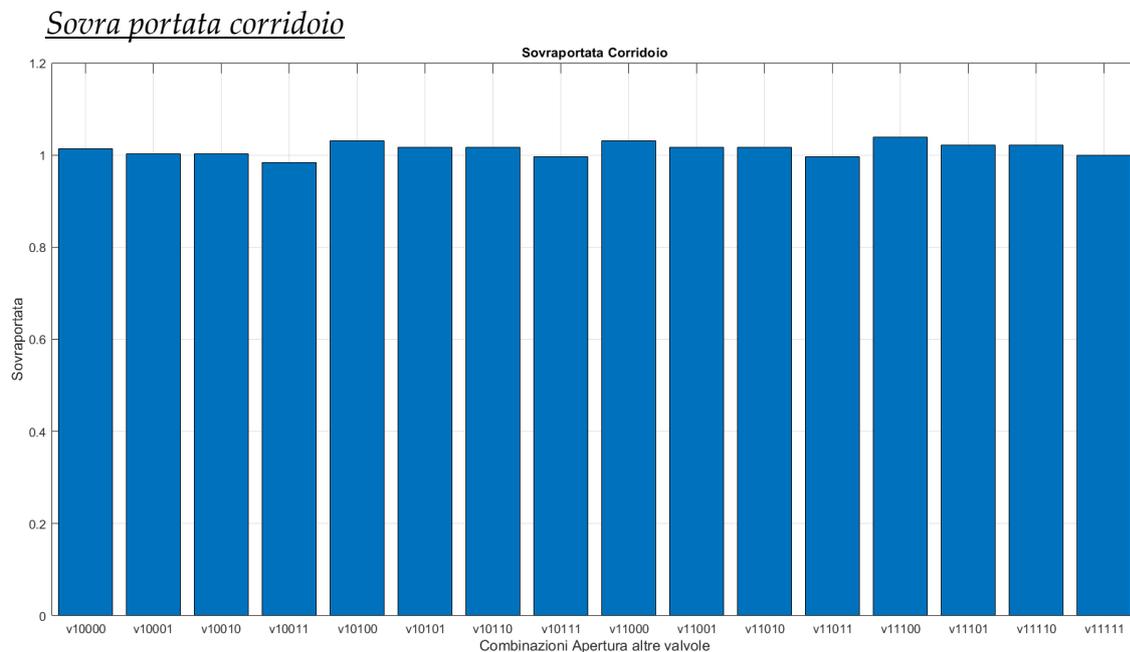


Figura 143. Fattore di sovra portata in corridoio

Nel caso del corridoio il fattore di sovra portata è molto diverso dai casi precedentemente analizzati. Infatti analizzando il grafico si nota che il caso peggiore il fattore di sovra portata è pari a 1.01. Si intuisce come tale circuito sia quello meno problematico dell'intero impianto dal punto di vista delle sovra portate. Infatti verrà dimostrato come la pompa a giri variabili con regolazione della pressione proporzionale causi il fenomeno, oltre a quello della sovra portata, della sotto alimentazione dei terminali.

Sovra portata cucina

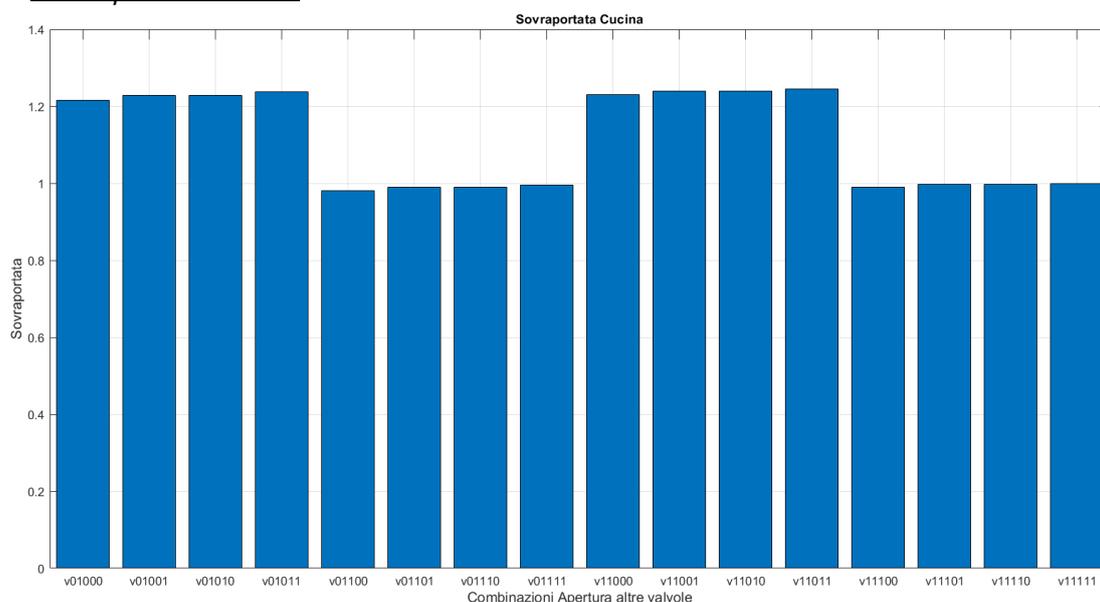


Figura 144. Fattore di sovra portata in cucina

Sovra portata sala

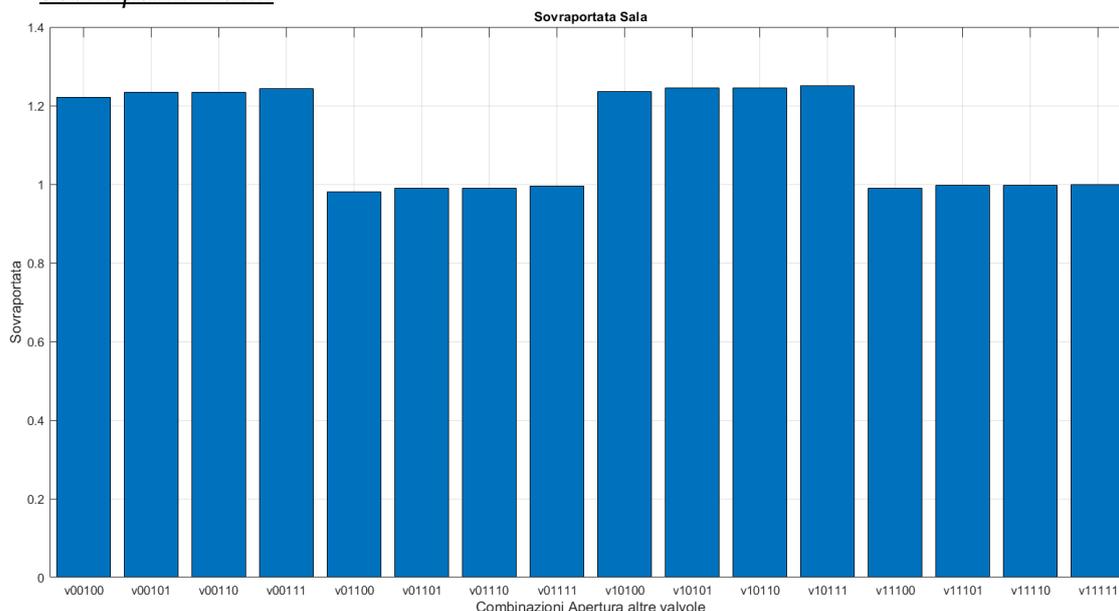


Figura 145. Fattore di sovra portata in sala

Anche per la sala e la cucina i valori di sovra portata sono calati; sono infatti passati, nei casi peggiori, da 1.29 a 1.22.

In generale si noti come nel circuito a distribuzione orizzontale con regolazione a pressione variabile il fattore di sovra portata ha valori inferiori rispetto al circuito a con la pompa a regolazione della pressione costante.

5.2.3.2 Condizioni di funzionamento con carichi parziali

In questo capitolo si è imposto alle valvole di seguire un comportamento di apertura e chiusura dello stelo di tipo sinusoidale.

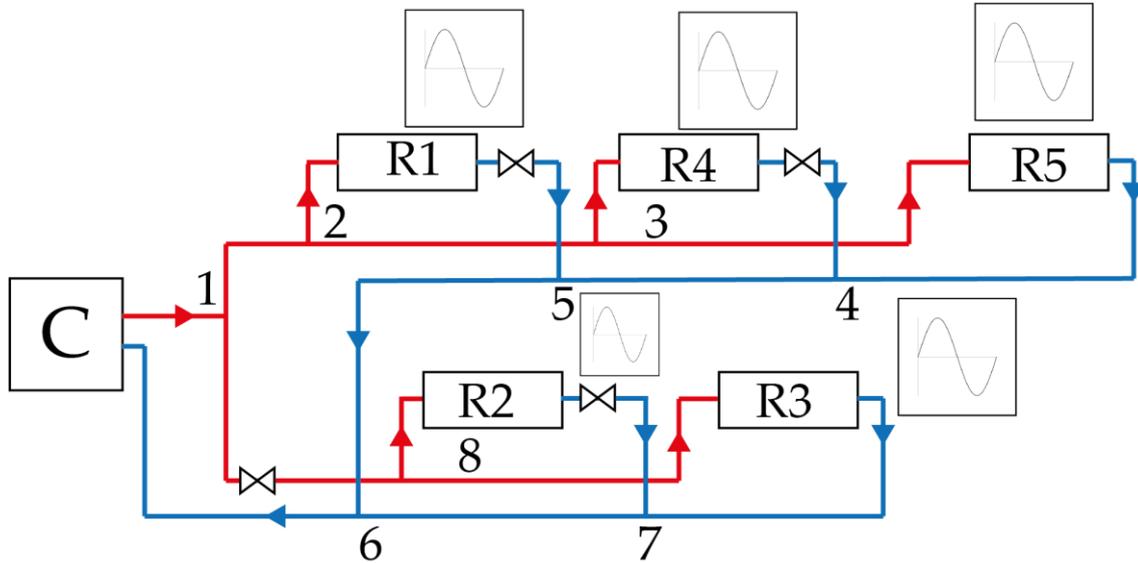


Figura 146. Schema di impianto soggetto a carichi variabili

Il comportamento delle valvole termostatiche è il medesimo del caso del circuito a colonne montanti ed è mostrato in Figura 115. Di seguito sono riportati gli andamenti della sovra portata nelle zone termiche, raggruppati anche in questo caso.

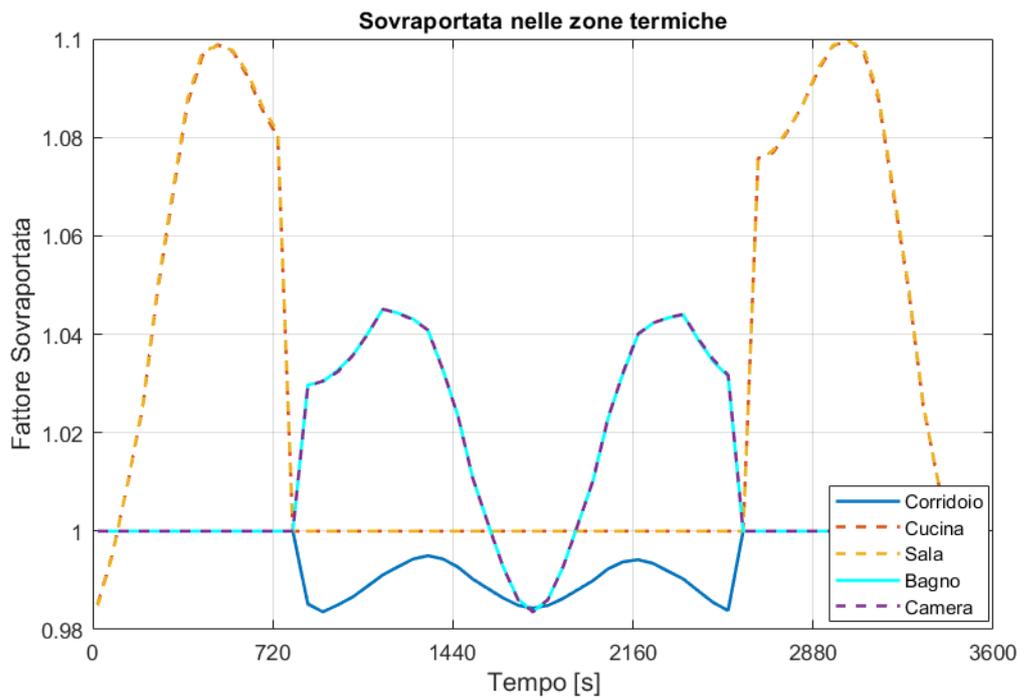


Figura 147. Sovra portata nelle zone termiche

Dal grafico si nota che non si ottengono i valori di progetto delle portate ai circuiti derivati. Anzi, non solo sono presenti problemi di sovralimentazione, ma anche problemi di sottoalimentazione sui primi terminali (si veda il grafico relativo al corridoio). La ragione di questo comportamento è da ricercarsi nel fatto che il bilanciamento del circuito è avvenuto manualmente facendo riferimento a dei valori nominali di portata e di Δp .

La regolazione della pompa a pressione proporzionale in qualche maniera “risolve” il problema delle sovra portate su ciascun terminale ma dal momento che, a seguito di una riduzione di portata, la pompa diminuisce proporzionalmente anche la propria prevalenza, sarò presente una pressione residua a cavallo di ciascun radiatore sicuramente minore. In realtà il fenomeno delle sovra portate sarà ancora presente seppure con entità minore e con il rischio di non avere prevalenza sufficiente per raggiungere alcuni terminali.

Di seguito sono riportati in un grafico i casi peggiori per le singole zone termiche.

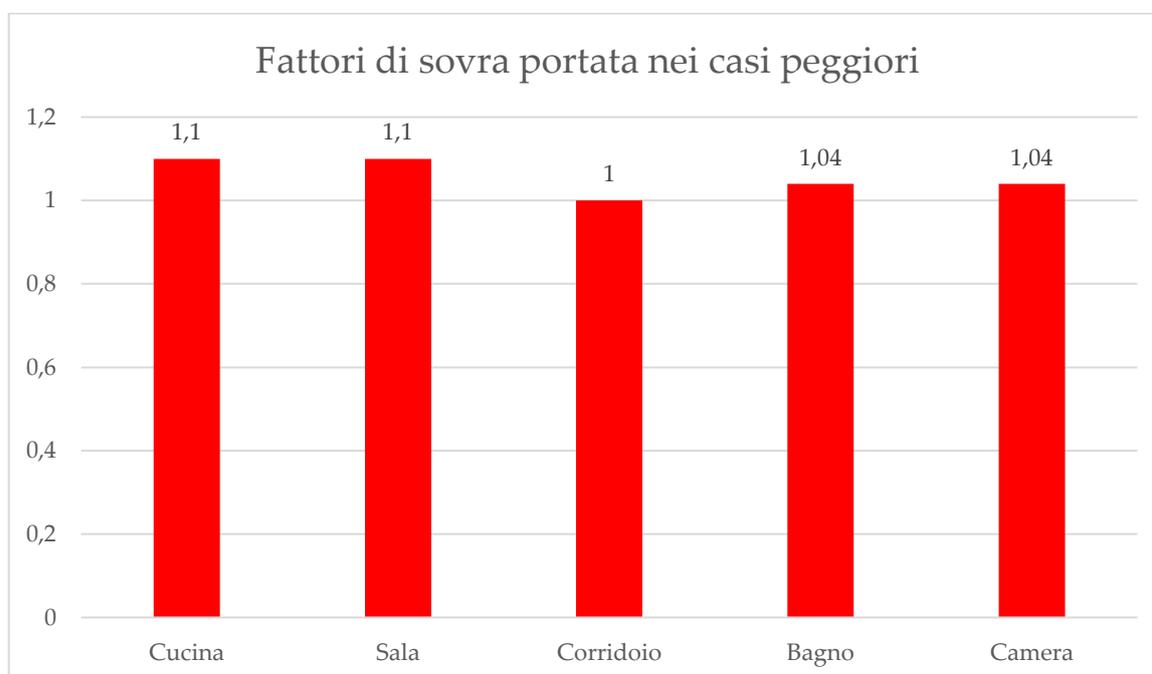


Figura 148. Fattore di sovra portata - casi peggiori

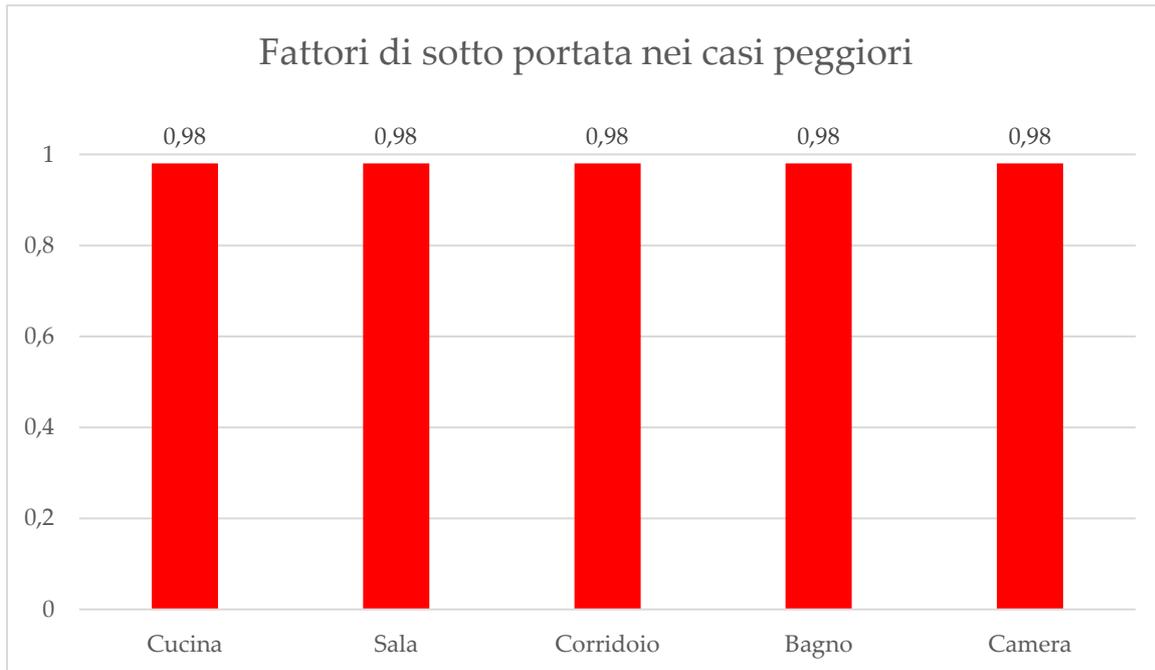


Figura 149. Fattore di sotto portata - casi peggiori

Quindi, anche utilizzando una pompa a velocità variabile in un impianto bilanciato manualmente, ritroviamo problemi di mantenimento della portata di progetto al variare delle condizioni di funzionamento.

Simulazioni annuali sistema edificio-impianto

6.1 Accoppiamento edificio-impianto

In questa breve sezione viene mostrato come è costituito l'intero modello usato nelle simulazioni annuali. Nello schema del modello sono presenti dei collegamenti funzionali tra edificio e impianto.

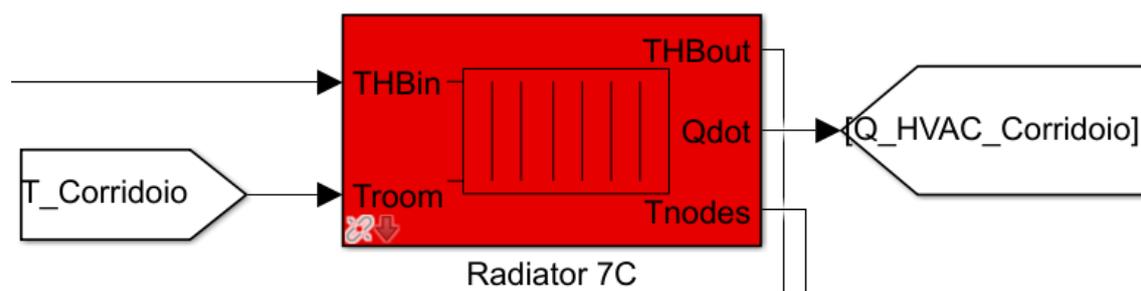


Figura 150. Collegamento edificio-impianto con blocchi From e Goto

Il radiatore del corridoio, ad esempio, ha in ingresso il Bus del THB e la temperatura del corridoio, temperatura trovata dal bilancio termico dell'edificio.

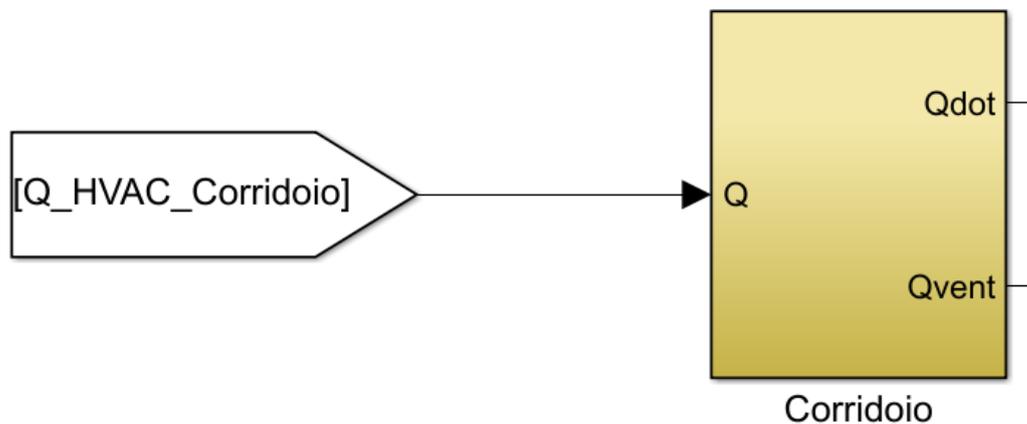


Figura 151. Collegamento potenza termica radiatore con la zona termica

In uscita dal radiatore è presente la potenza fornita alla zona termica, potenza che sarà segnale di ingresso per il blocco dell'edificio. Anche tutti gli altri elementi dell'impianto sono a loro volta collegati con l'edificio e viceversa.

In questo capitolo si analizza più approfonditamente il comportamento del sistema edificio impianto durante il periodo di riscaldamento. Le simulazioni effettuate ricoprono il periodo a partire dal 15 ottobre al 15 aprile. Per fare ciò è necessario specificare in Simulink l'inizio e la fine in secondi, tenendo conto che il 15 aprile è il giorno 107, ma essendo nell'anno dopo l'inizio della simulazione è al giorno 470. In realtà la simulazione non è stata fatta partire dal 15 ottobre ma da 10 giorni prima, eseguendo quindi un periodo pre-simulazione, con lo scopo di ridurre al 15 ottobre la presenza delle condizioni iniziali che il programma impone. Il vantaggio delle simulazioni dinamiche effettuate con ALMABuild è quello di poter osservare l'evoluzione temporale dello stato dei vari sistemi, analizzandone i parametri caratteristici (Temperatura, apertura valvole, rendimento di pompa o caldaia, ecc.), anche per lunghi intervalli di tempo (come l'intera stagione di riscaldamento, considerata in questo caso) mantenendo però un elevato grado di accuratezza di valutazione dello stato dei sistemi più veloci. Infatti, operando in

SIMULINK, è possibile adottare dei solutori a passo variabile, che raffinano il time step fino all'ordine del secondo, qualora il sistema fisico che si analizza stia evolvendo molto velocemente. In questa maniera i tempi di simulazione sono contenuti, garantendo al tempo stesso l'accuratezza della simulazione.

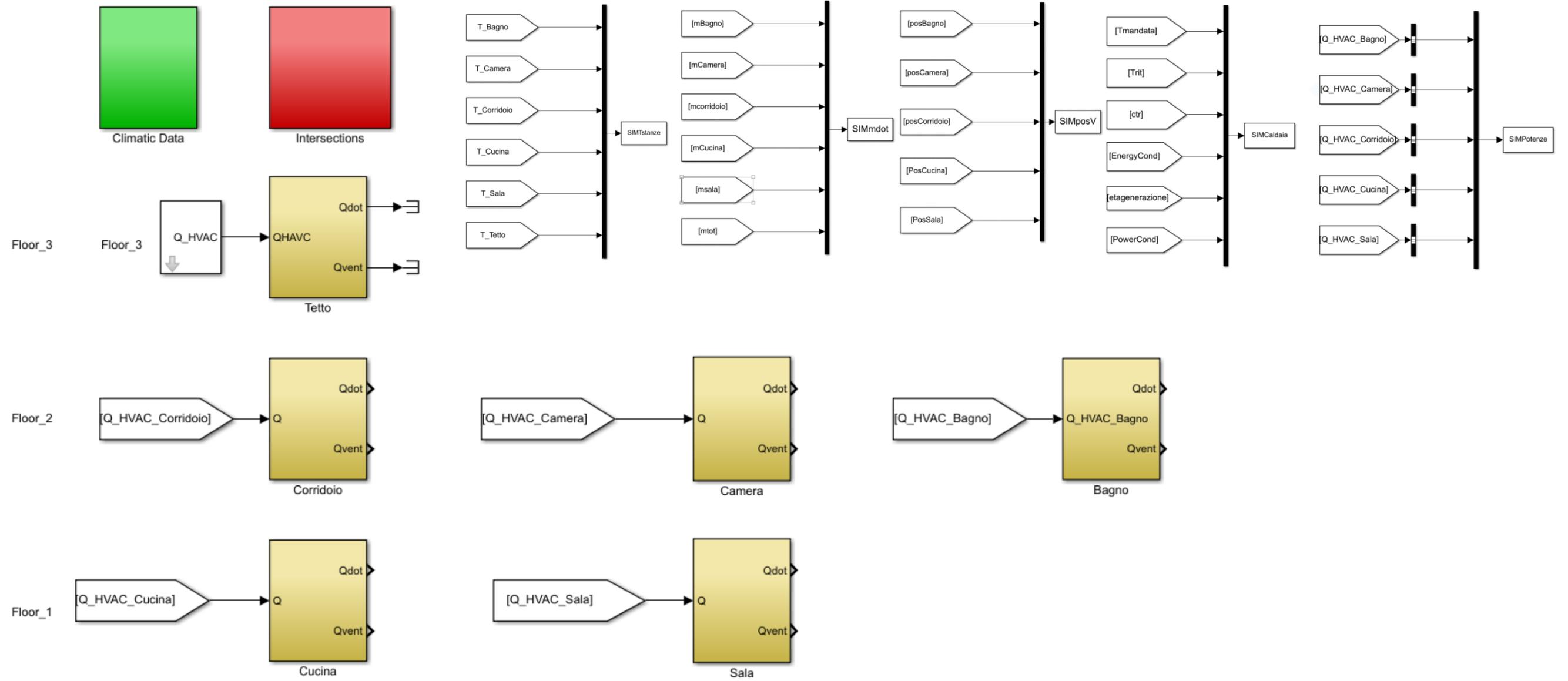
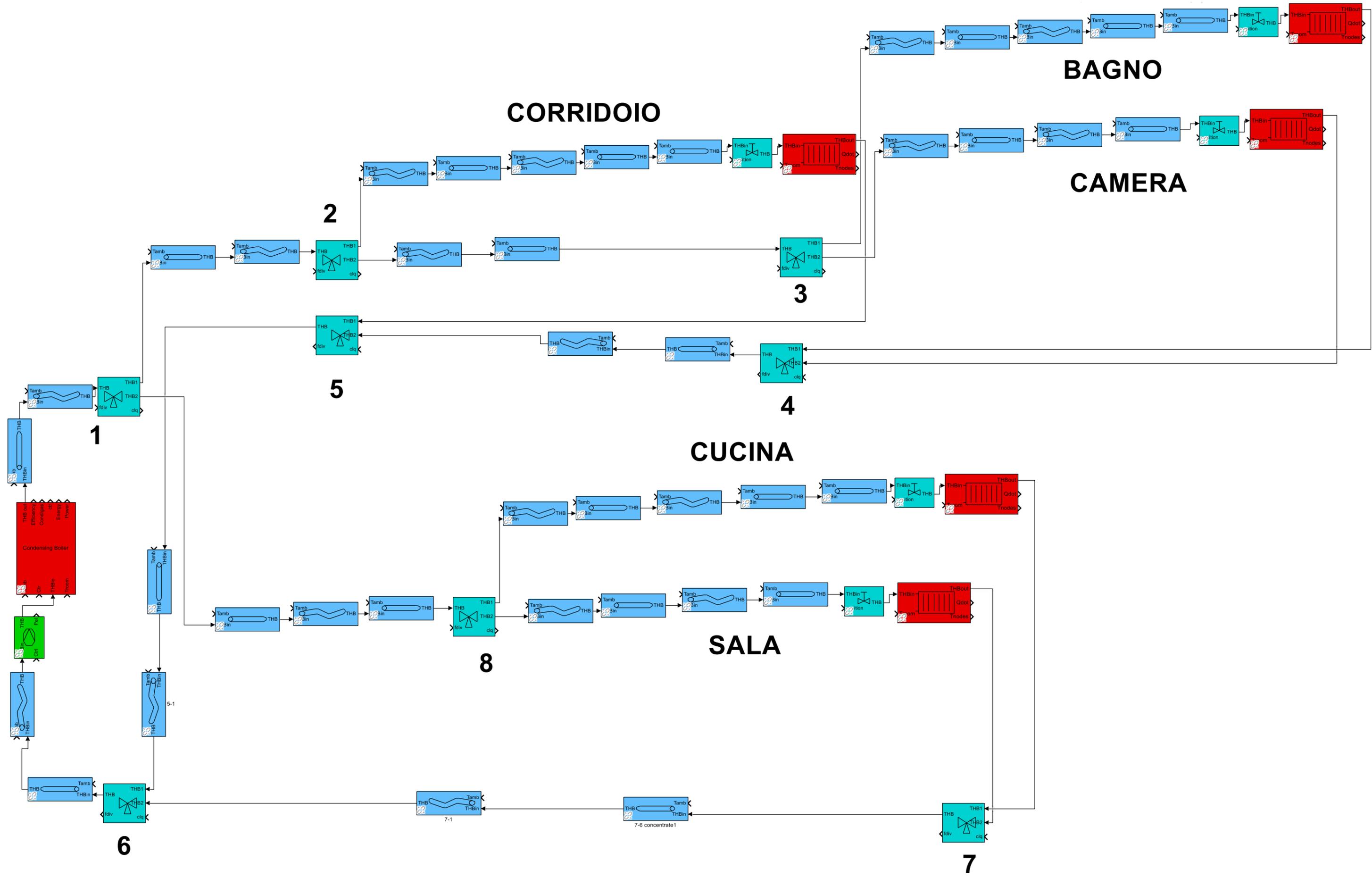


Figura 152. Schema dell'edificio implementato in Simulink e blocchi esportazione dati



CORRIDOIO

BAGNO

CAMERA

CUCINA

SALA

2

3

4

5

8

7

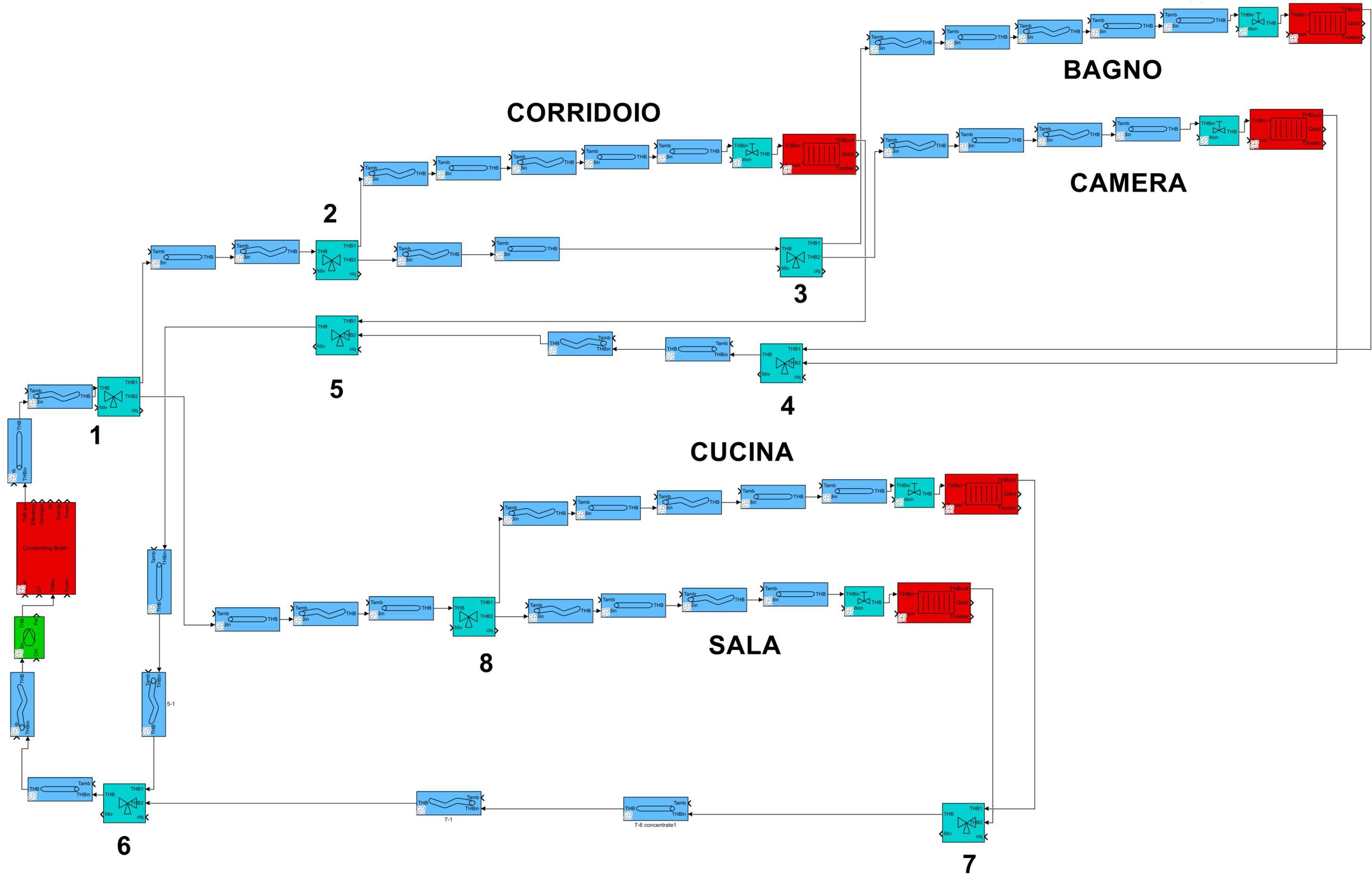
1

6

5-1

7-1

7-6 concentrate 1



Risultati simulazioni annuali variando località e carichi interni

In questo capitolo si analizzerà il comportamento del sistema edificio-impianto idraulico descritti nei capitoli precedenti, ubicando l'edificio sia a Strasburgo sia a Bologna. Nello specifico sono state cambiate, nelle varie simulazioni effettuate, le condizioni ambientali posizionando in un primo momento l'edificio a Strasburgo

e successivamente a Bologna. Tali simulazioni hanno lo scopo di evidenziare come il sistema integrato edificio-impianto si comporti in maniera differente al variare delle condizioni al contorno (appunto ad esempio variando l'irraggiamento, la temperatura esterna, ecc.).

Sono state poi analizzate le differenze nel comportamento del sistema edificio-impianto nel caso in cui siano presenti i carichi interni e nel caso in cui essi siano assenti. Per tutte queste simulazioni è stata utilizzata la pompa, modellata secondo quanto visto nei capitoli precedenti, a velocità variabile con controllo della pressione costante. Lo scopo di questo ultimo confronto è quello di mostrare come ogni parametro del sistema causi delle conseguenze che vanno a ripercuotersi su tutti gli elementi dell'impianto, variando così rendimenti, le potenze cedute, i consumi.

7.1 CASO 1

In questo primo caso nelle simulazioni svolte il sistema edificio-impianto è situato a Strasburgo e sono stati considerati gli apporti interni pari a quelli dell'edificio di riferimento. L'andamento orario dei carichi interni è stato analizzato nel capitolo 3 e tali carichi proposti dall'IEA sono stati suddivisi equamente nelle zone termiche, in maniera tale che ogni stanza abbia $\frac{1}{5}$ del carico interno totale. La suddivisione dei carichi interni nelle zone termiche non è indicata sul report IEA e per semplicità è stata ripartita equamente nei vari ambienti.

7.1.1 Temperatura delle zone termiche

Nel periodo di simulazione (invernale) l'impianto di riscaldamento ha come scopo quello di mantenere la temperatura di set-point impostata nelle varie stanze. Di seguito viene riportata la temperatura esterna con una curva cumulativa, la quale considera tutta la durata del tempo di riscaldamento e mostra la percentuale di tempo a cui le varie stanze rimangono a diverse temperature.

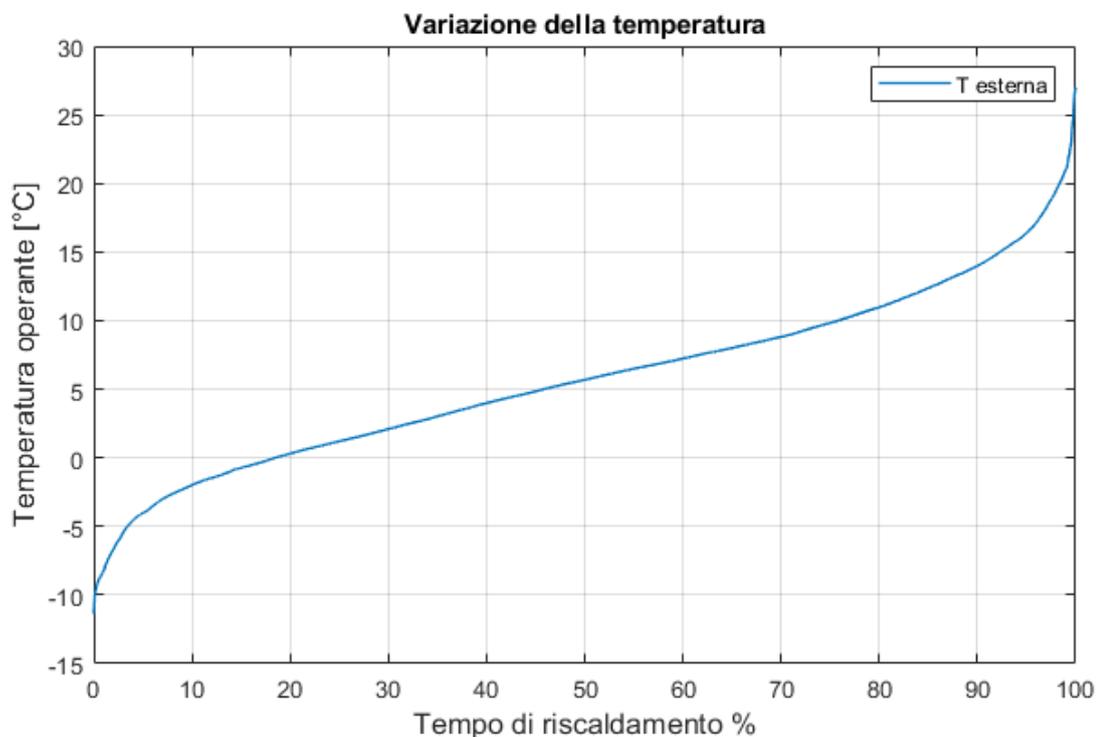


Figura 153. Curva cumulata della temperatura esterna

Per controllare la temperatura all'interno delle zone termiche si è monitorata la temperatura operante ovvero la media tra la temperatura dell'aria e la temperatura media radiante, in formula:

$$g_p = \frac{T_{air} + T_{rad}}{2} \quad 4.10$$

In Figura 153 si nota come la temperatura esterna operante sia per circa il 90% al di sotto di 15 °C. Strasburgo infatti presenta temperature molto minori rispetto

a Bologna. La temperatura media che si verifica a Strasburgo è di 9.8 °C mentre a Bologna è di 13.7 °C.

In Figura 154 vengono riportate le curve cumulative della temperatura operante nelle varie zone termiche.

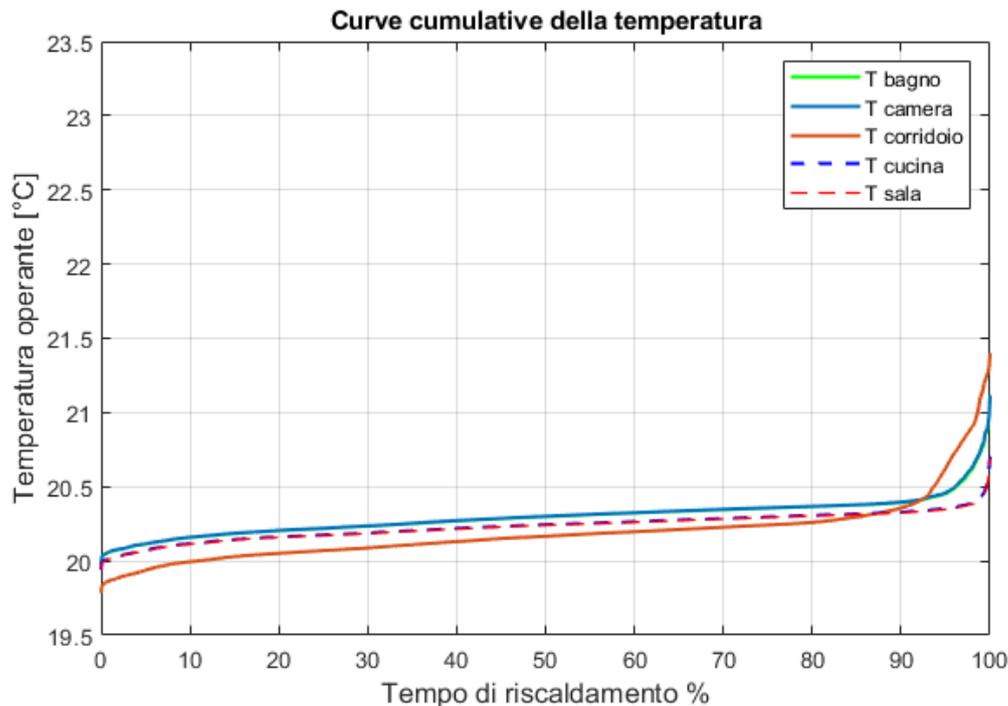


Figura 154. Curve cumulative della temperatura interna delle zone termiche

La temperatura di set-point è stata impostata sui 20.5°C ed il regolatore ha un guadagno pari a 1, dal quale ne deriva una banda di regolazione di 1 °C. Da tali curve si nota come per tutte le zone termiche la temperatura sta per circa il 50% del tempo a circa 20.4 °C, condizione molto vicina a quella di set-point. Si nota come alcune zone termiche, come cucina e sala, la cumulata della temperatura operante è pressoché medesima; il motivo di tale somiglianza è data dalla geometria identica, dalla stessa area finestrata, dai terminali identici, dai carichi interni identici. In realtà se si analizza il profilo di temperatura in un range di qualche giorno si nota come la temperatura delle due zone è diversa a causa della differente esposizione.

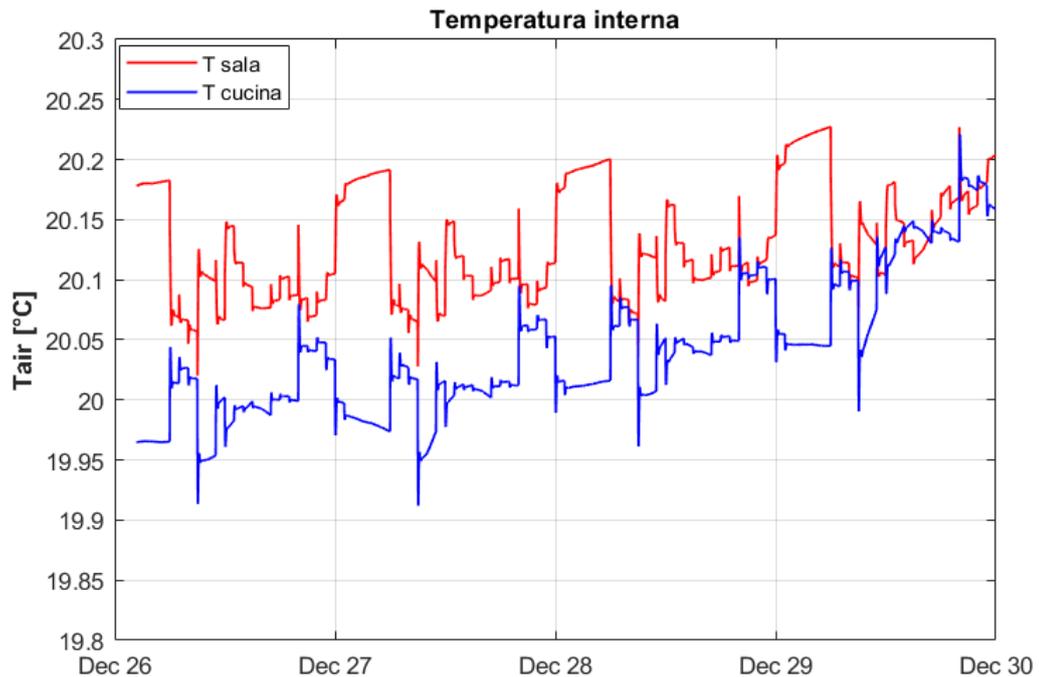


Figura 155. Temperatura interna di sala e cucina

7.1.2 Apertura delle valvole e altri parametri delle zone termiche

In Figura 156 sono graficate le curve cumulate di apertura delle valvole nelle varie zone termiche.

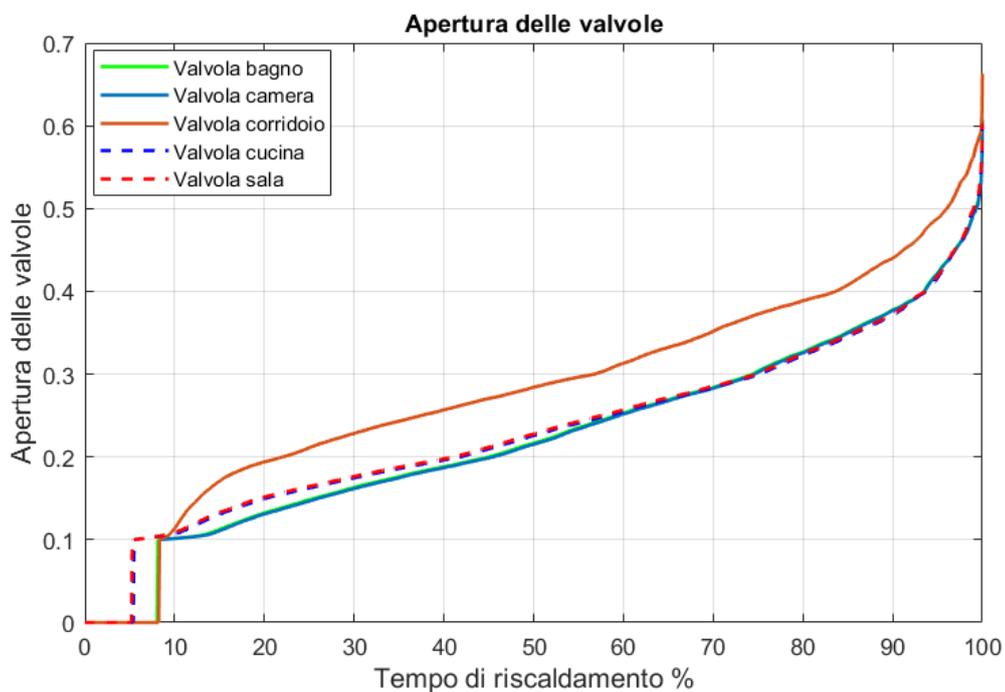


Figura 156. Curve cumulate apertura valvole

Come visto in Figura 156 la temperatura nel corridoio è leggermente inferiore delle altre zone termiche, a causa dell'esposizione di tale zona verso nord, e da questo

ne deriva anche la posizione della valvola termostatica di tale stanza; infatti in questa zona termica la valvola termostatica si mantiene aperta maggiormente rispetto alle altre zone termiche. Tutte le zone termiche hanno un le valvole aperte per circa il 93% del tempo di riscaldamento. Il grado di apertura medio delle stanze è di 0.3. Come si vede l'apertura massima delle valvole è pari a 0.7, ciò significa che non si è mai verificata una condizione per cui fosse necessario fornire la massima potenza erogabile dai terminali. È interessante analizzare cosa accade ai vari parametri di una zona termica; prendendo il bagno, per esempio, vengono riportati di seguito gli andamenti della potenza al radiatore, della portata di fluido che lo attraversa, della temperatura interna della stanza e della posizione della valvola termostatica.

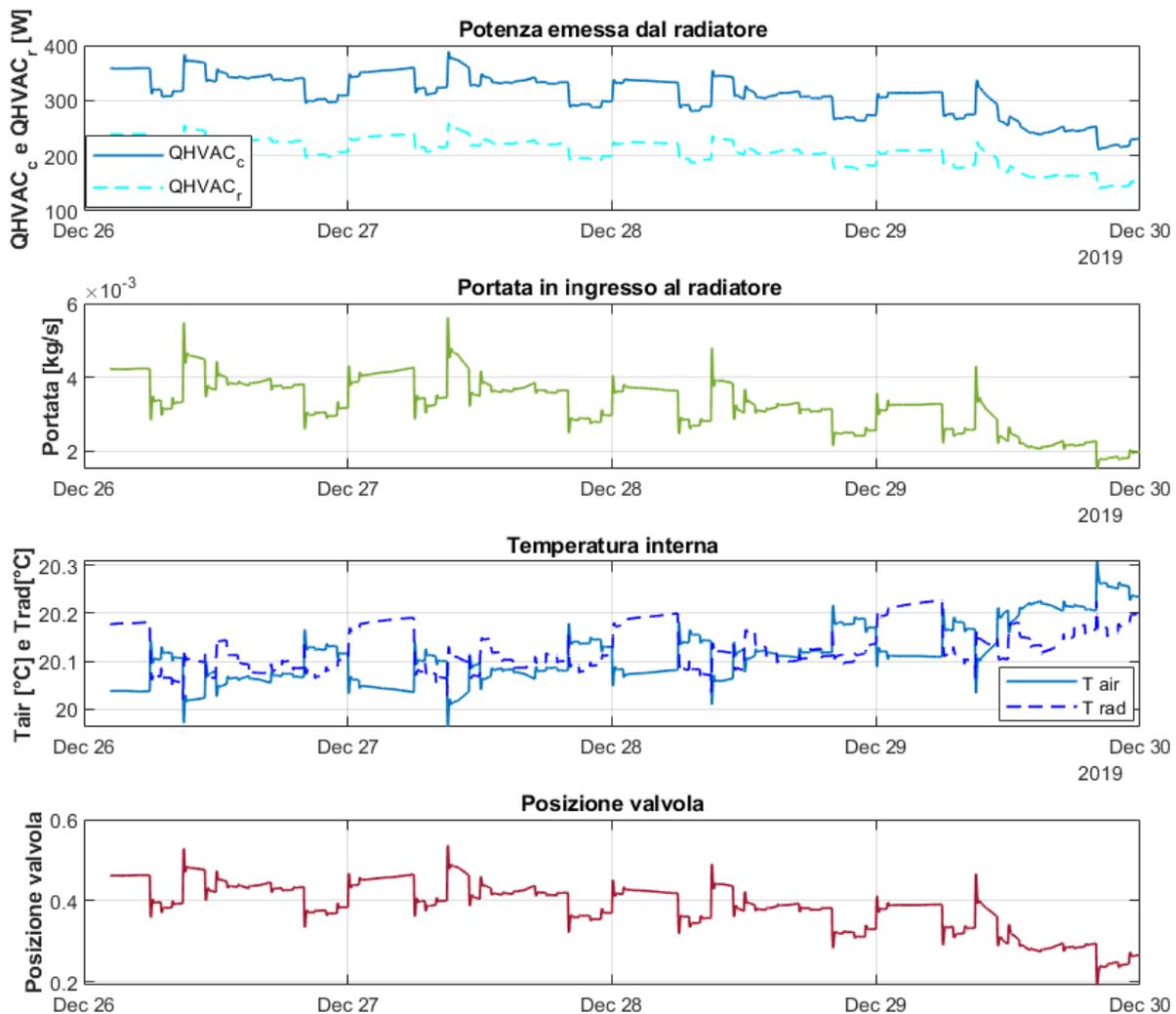


Figura 157. Variazione giornaliera di alcuni parametri

Dalla Figura 157 si nota, come nei giorni esaminati, la temperatura del bagno è mantenuta intorno ai 20.2 °C. La portata in ingresso al radiatore media è pari a 0.004 kg/s e che ovviamente l'andamento di tale grandezza sia il medesimo di quello dell'apertura della valvola. Infatti quando la valvola aumenta la sua apertura, passando il 26 dicembre da 0.4 a 0.5, la portata passa da 0.003 kg/s a 0.005 kg/s. Chiaramente anche la potenza al radiatore dipende dal grado di apertura della valvola termostatica; la potenza media erogata dal radiatore è pari a 250 W per la parte radiativa e 350 W per quella convettiva.

Si può esplicitare nel dettaglio perché la valvola termostatica, e quindi di conseguenza la portata al radiatore, da cui dipende la temperatura della stanza, abbiano l'andamento descritto dai grafici appena riportati.

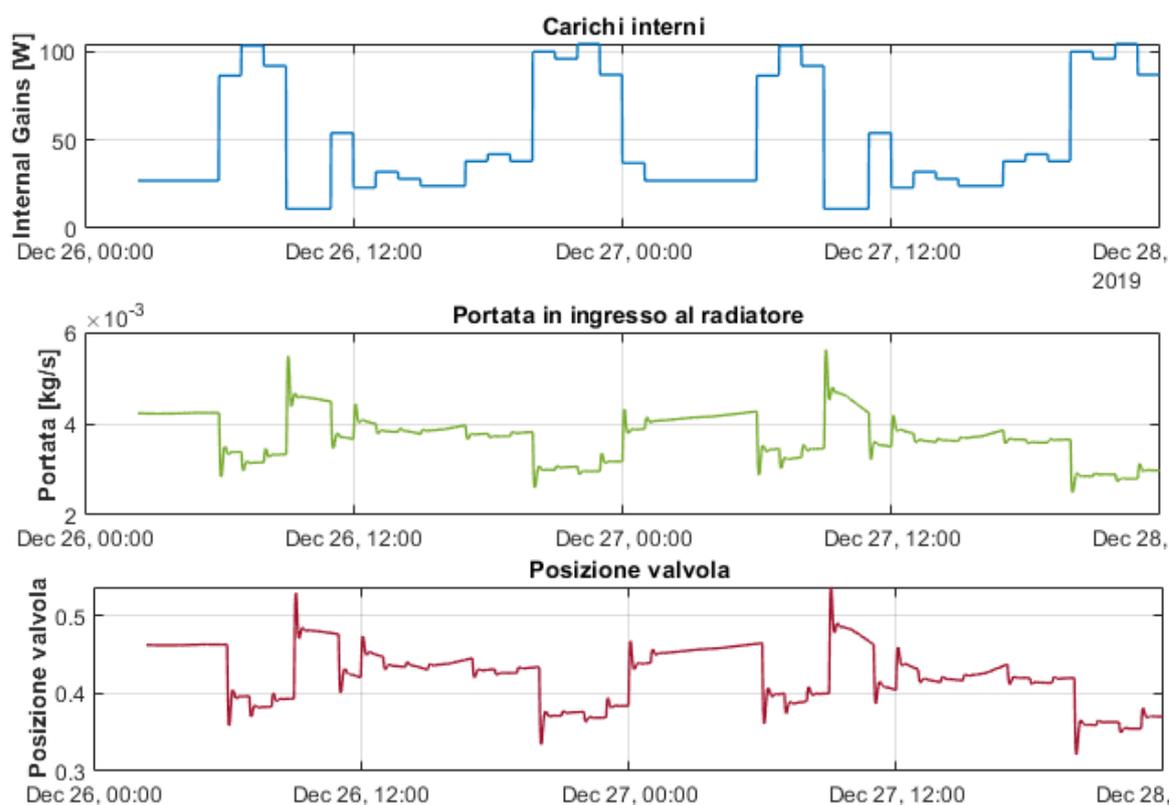


Figura 158. Dipendenza del sistema di emissione dai carichi interni

Il motivo per il quale si hanno queste fluttuazioni della posizione della valvola termostatica è la presenza dei carichi interni che forniscono un apporto di

calore tale per cui la temperatura aumenta e di conseguenza la valvola riduce l'apertura dello stelo, come si vede nella Figura 158. Infatti, ad esempio il 26 dicembre verso le 9 la mattina, si nota che il carico interno fornisce circa 100 W mentre nei momenti precedenti era circa 30 W. Istantaneamente la valvola passa da un'apertura di 0.45 a 0.38 riducendo così la portata nel radiatore e conseguentemente anche la potenza da esso generato.

7.1.3 Prestazioni della caldaia

Le prestazioni della caldaia a condensazione sono strettamente legate alla temperatura di ritorno. Una caldaia a condensazione alimentata a metano ha bisogno di una temperatura di ritorno del fluido termovettore inferiore al punto di rugiada dei fumi, intorno ai 56°C , per poter sfruttare la condensazione dei fumi ed incrementare il rendimento di generazione.

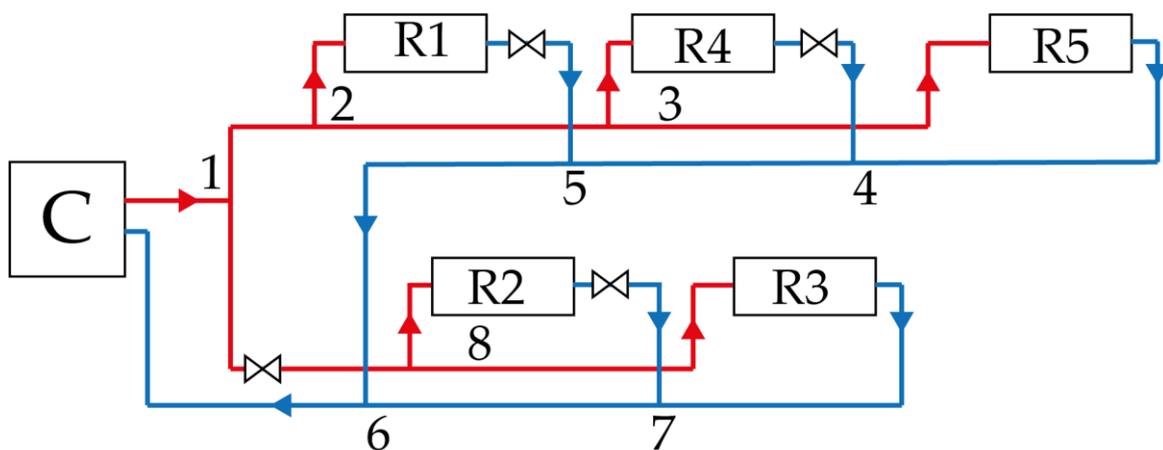


Figura 159. Schema di impianto a zone bilanciato

Al nodo 6, dove si riuniscono tutte le uscite dai vari radiatori dell'impianto, è quindi indispensabile che la temperatura sia più bassa di tale valore al fine di ottenere successiva condensa in caldaia.

La temperatura di ritorno dai radiatori dipende dalla posizione delle valvole termostatiche; in Figura 160 si mostra tale dipendenza.

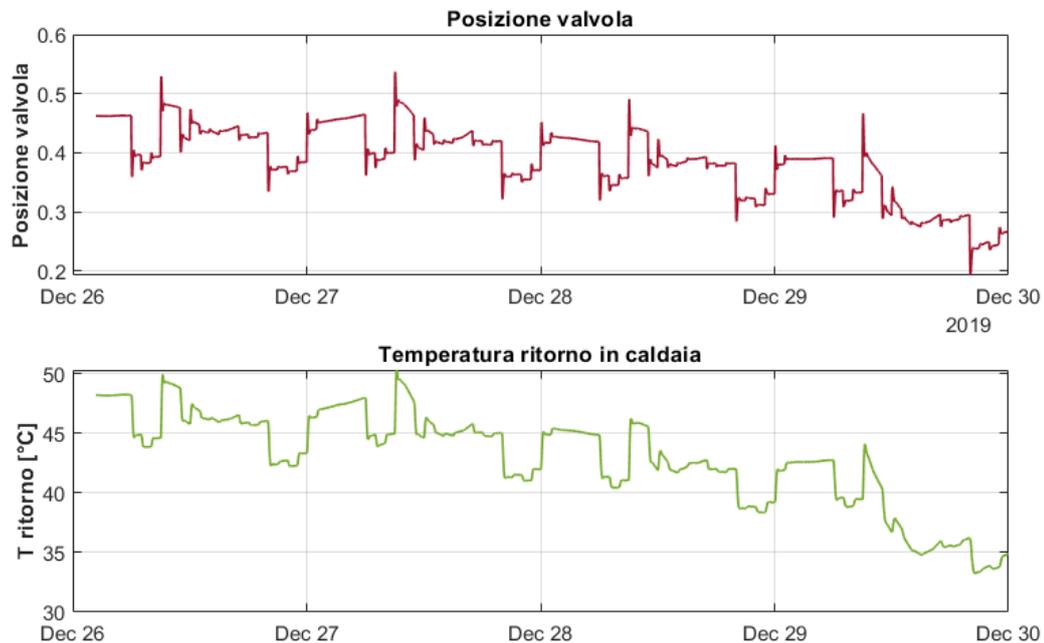


Figura 160. Dipendenza della temperatura di ritorno dalla posizione della valvola

Dalla Figura 160 sopra riportata si nota come quando la valvola aumenta il suo grado di apertura la temperatura di ritorno aumenta, ad esempio verso le 24 del 26 dicembre la valvola apre e di conseguenza la temperatura di ritorno passa 42 °C a 48 °C.

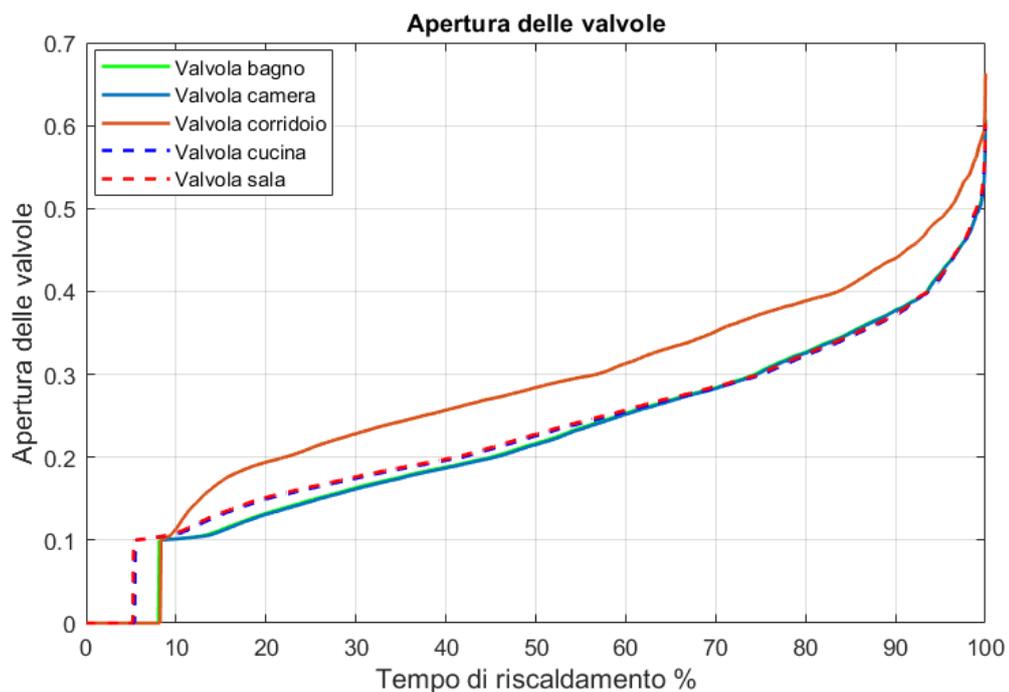


Figura 161. Curve cumulative dell'apertura delle valvole

Le stanze come il bagno e la camera, avendo mediamente delle valvole più chiuse, avranno delle temperature di ritorno dai radiatori inferiori rispetto alle altre stanze. Di seguito viene riportata la curva cumulativa della temperatura di ritorno in caldaia, come si nota la temperatura di ritorno è sempre inferiore alla temperatura di rugiada dei fumi.

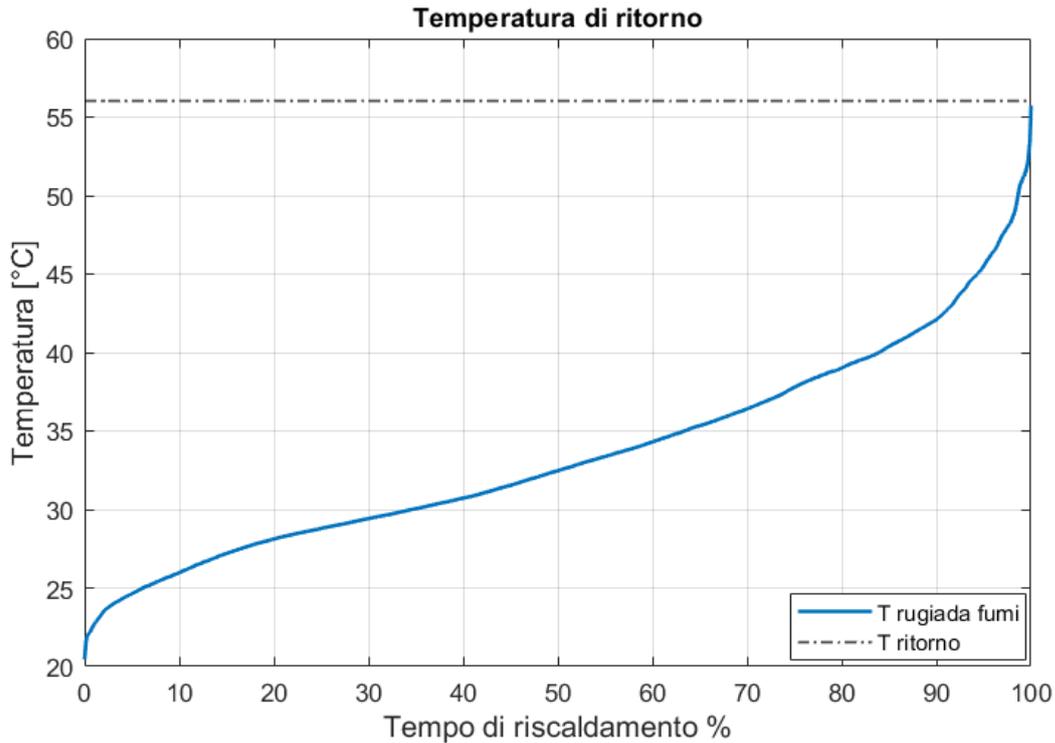


Figura 162. Curva cumulata della temperatura di ritorno

Nei grafici sottostanti si riassumono le principali grandezze che interessano le prestazioni della caldaia a condensazione.

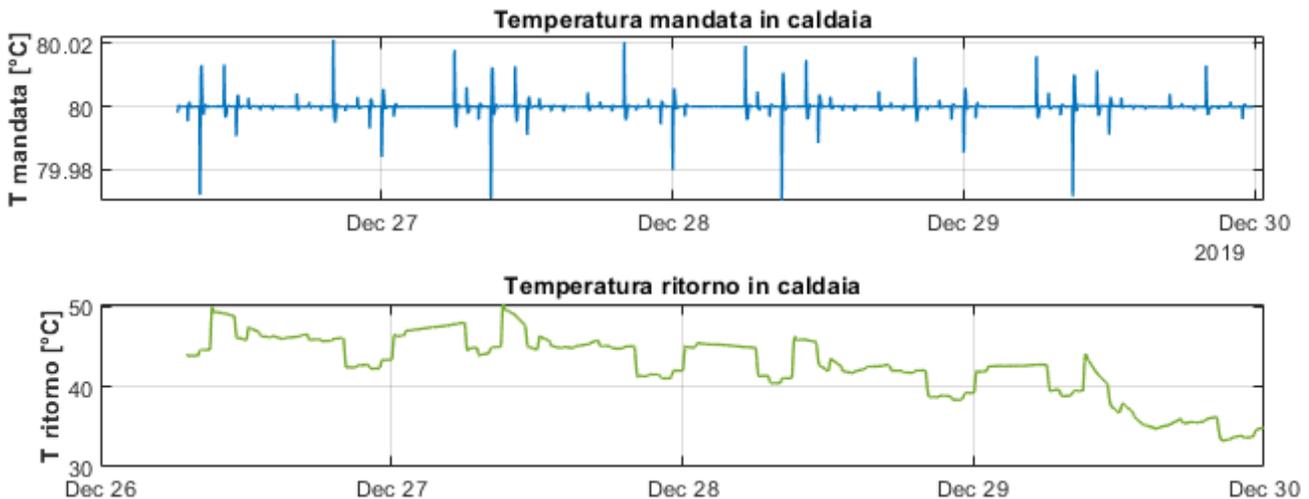


Figura 163. Temperatura di mandata e ritorno in caldaia

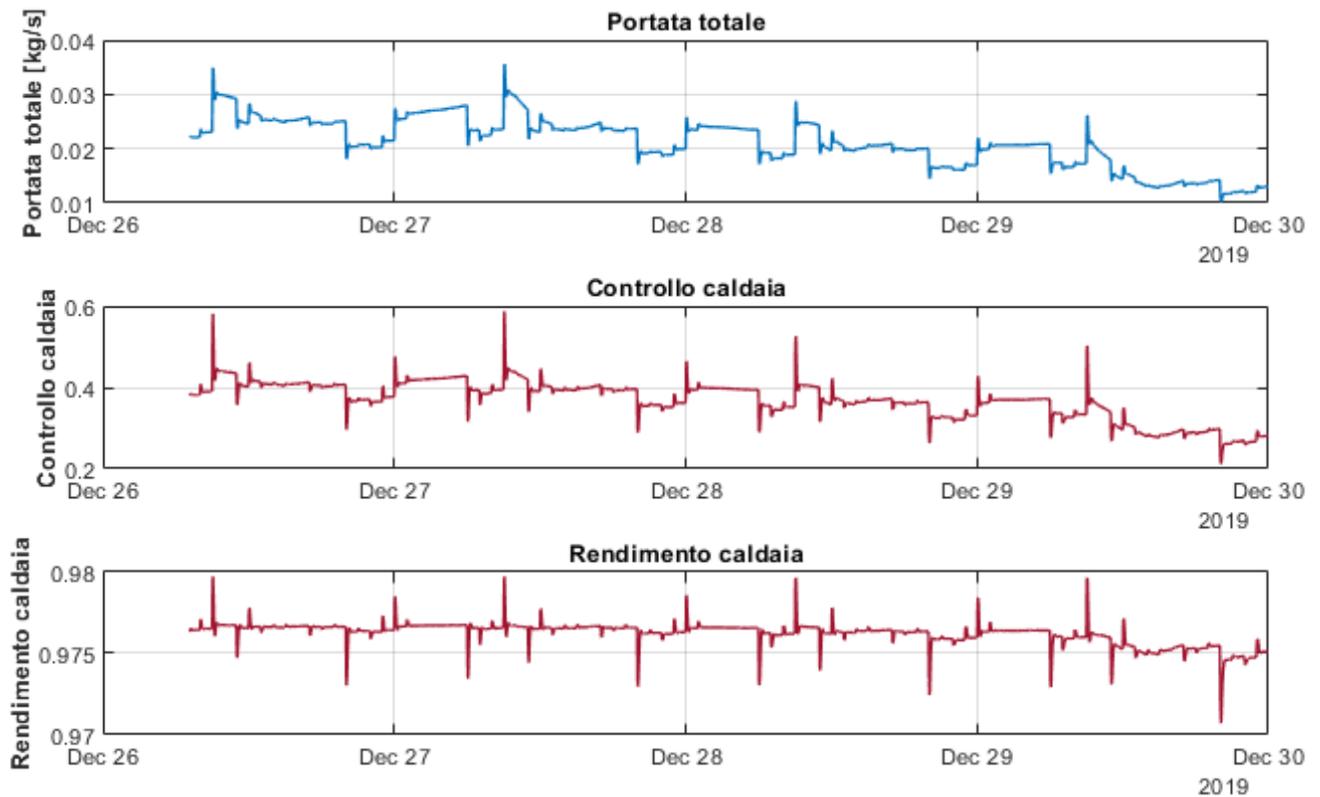


Figura 164. Portata totale e rendimento in caldaia

Grazie alla simulazione dinamica si nota, grazie alla figura sopra riportata, che la caldaia non effettua cicli ON-OFF ma riesce invece ad attuare una normale modulazione. Il rendimento stagionale della caldaia perciò non è negativamente influenzato dalle perdite dovute agli ON-OFF. Dalla Figura 164 però si vede anche che, nel periodo considerato, il rendimento della caldaia è piuttosto basso, pari al 97.6%. Questo comportamento in realtà è piuttosto strano perché se si nota la temperatura di ritorno essa è compresa tra 25-50 °C, permettendo così alla caldaia a condensazione di condensare. Il rendimento della caldaia è basso a causa di come è stata modellata la caldaia. Come detto nel capitolo 2, si sono scalate le caratteristiche di una caldaia commerciale adattandole per il caso esaminato. In questo procedimento però non sono state ridimensionate le perdite al camino, che risultano abbastanza elevate per la caldaia che è stata poi utilizzata; da queste appunto i bassi valori del rendimento.

7.2 CASO 2

In questo secondo caso il sistema edificio-impianto è situato sempre a Strasburgo ma gli apporti interni sono stati considerati nulli anziché prendere i valori suggeriti dal report IEA. Non sono presenti i carichi interni per valutare la loro incidenza sul comportamento del sistema edificio-impianto.

I risultati ottenuti sono sostanzialmente i medesimi del caso precedente, si riportano per brevità alcuni dei grafici già visti in precedenza.

7.2.1 Temperatura delle zone termiche

In questo caso, durante il periodo di simulazione, la temperatura nelle zone termiche è caratterizzata da un valore leggermente più basso rispetto al caso 1. Infatti per il 95% del tempo la temperatura è inferiore ai 20.4 °C, mentre nel caso precedente la temperatura era inferiore a tale valore per circa 80 % del tempo. Inoltre il valore di temperatura massimo è di 21 °C per questo caso, mentre per il precedente era pari a 21.5 °C.

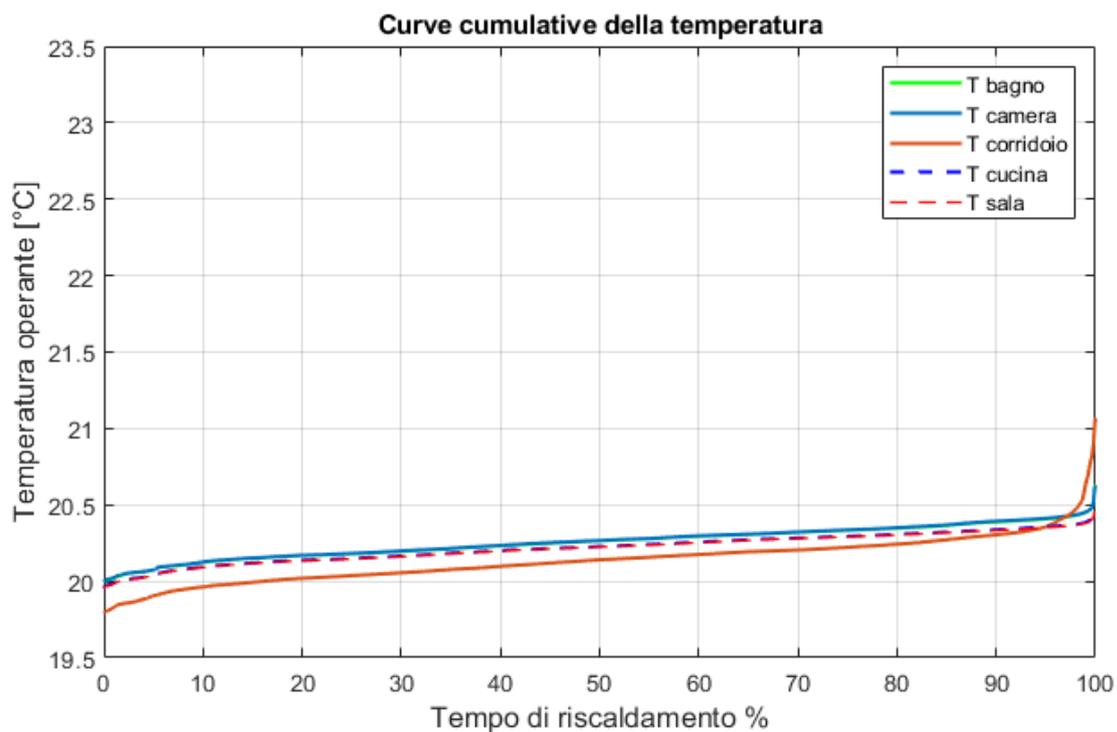


Figura 165. Curve cumulate temperatura nelle zone termiche

Come si nota, non essendoci i carichi interni e la loro continua variazione nel corso della giornata, il sistema riesce meglio a controllare la temperatura, perché non ha la continua variabilità dei carichi interni. Inoltre è chiaro che i carichi interni apportino calore che fa innalzare la temperatura anche oltre al valore di set-point (fenomeno che accade nei periodi di fine simulazione, coincidenti con il mese di aprile).

7.2.2 Apertura delle valvole e altri parametri delle zone termiche

In Figura 166 vengono mostrate le curve cumulative dell'apertura delle valvole nelle varie zone termiche.

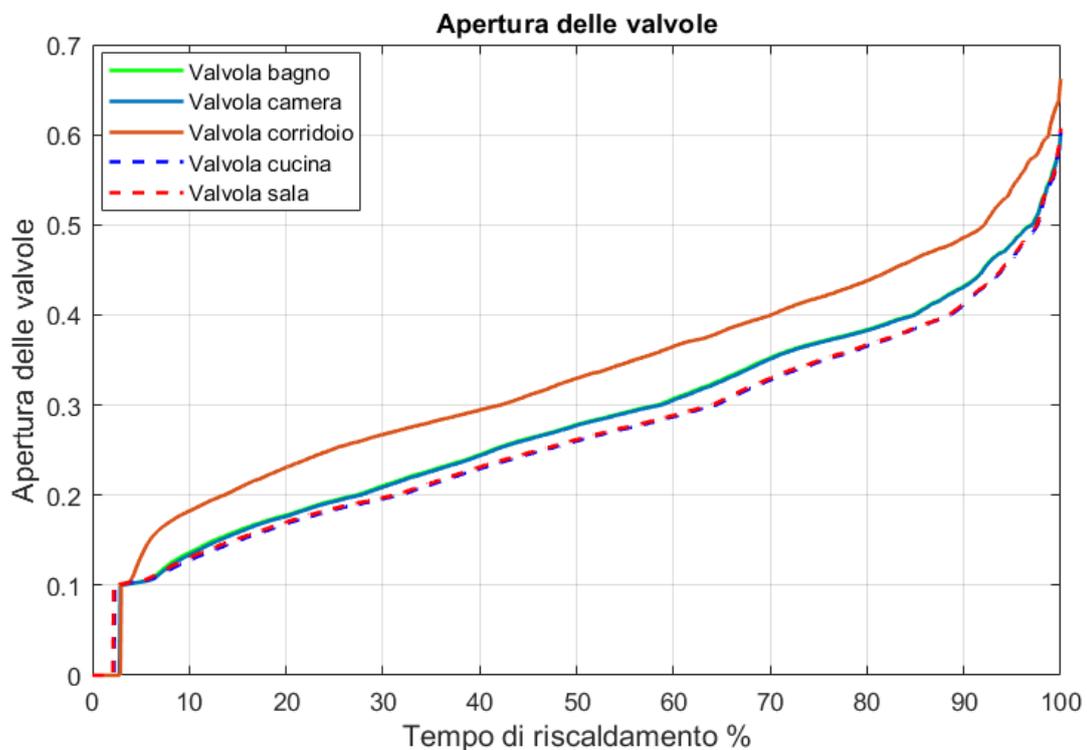


Figura 166. Curva cumulata apertura delle valvole

Il comportamento delle valvole è pressoché invariato rispetto al caso precedente. Paragonando il caso 1 e il caso 2 si ottiene il seguente grafico, in cui con curva continua si riporta il caso in cui sono presenti i carichi interni, in linea tratteggiata il caso senza carichi interni.

Le valvole, nel caso 2, sono aperte per un tempo leggermente maggiore durante il periodo di funzionamento dell'impianto di riscaldamento.

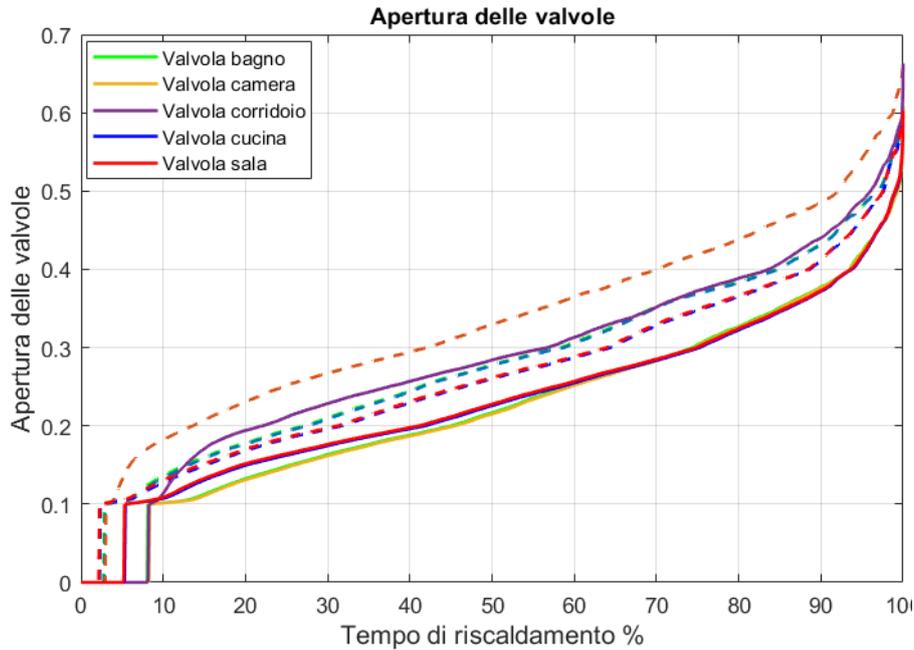


Figura 167. Confronto curve cumulate casi 1 e 2

Nella seguente figura si esplicita la variazione del comportamento delle valvole in bagno ed in camera per entrambi i casi.

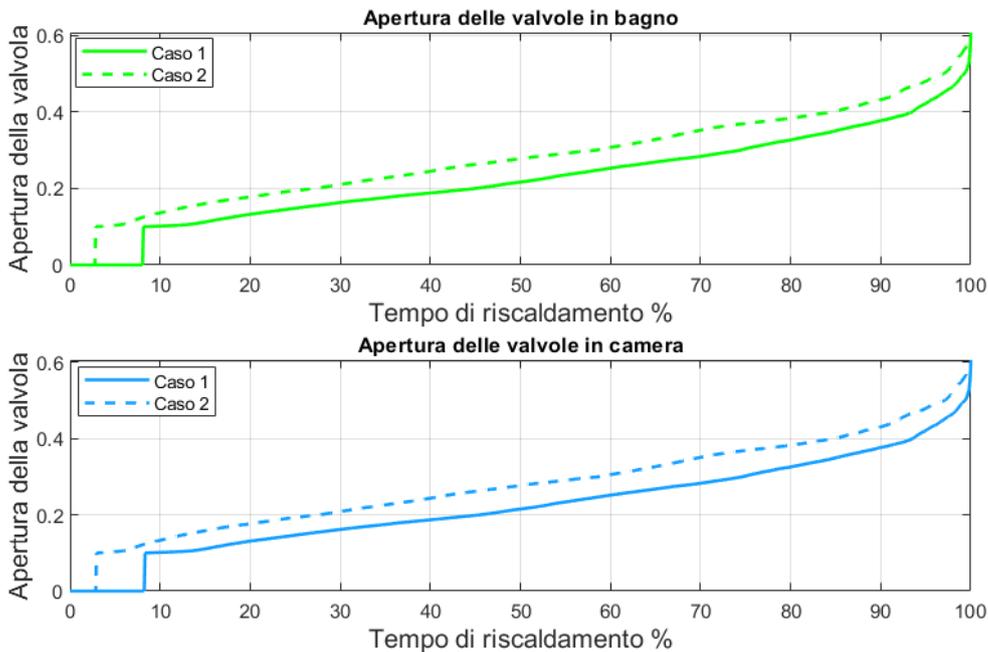


Figura 168. Confronto curva cumulata apertura valvola in bagno e camera

Nel caso senza carichi interni, oltre ad aprire prima, vi è una maggior apertura delle valvole, pari allo di 0.05 in più rispetto al caso con i carichi interni, per tutto il periodo di riscaldamento. Le prestazioni della caldaia e le altre grandezze di sistema non sono state analizzate per l'elevata somiglianza dei due casi.

7.3 CASO 3

In quest'ultimo caso si è voluto analizzare il comportamento del sistema edificio-impianto quando esso si trova in condizioni climatiche differenti da quelle nelle quali è stato progettato. Nello specifico si sono scelte le condizioni climatiche di Bologna e sono stati considerati gli apporti rispettando il report IEA. Queste simulazioni hanno lo scopo di dimostrare come un edificio progettato per il clima di Strasburgo non si comporti in maniera ottimale se soggetto a differenti condizioni climatiche (che comportano una variazione della temperatura, dell'irraggiamento, dell'umidità, ecc.). Strasburgo presenta temperature molto minori rispetto a Bologna, infatti la temperatura media che si verifica a Strasburgo è di 9.8 °C mentre a Bologna è di 13.7 °C. A Strasburgo la minima è di -11.4 °C mentre per Bologna è di -5.5 °C.

7.3.1 Temperatura delle zone termiche

Di seguito vengono riportate le curve cumulative della temperatura. In questo caso si nota come per il 10% del tempo non si riesca a mantenere la temperatura al valore di set-point.

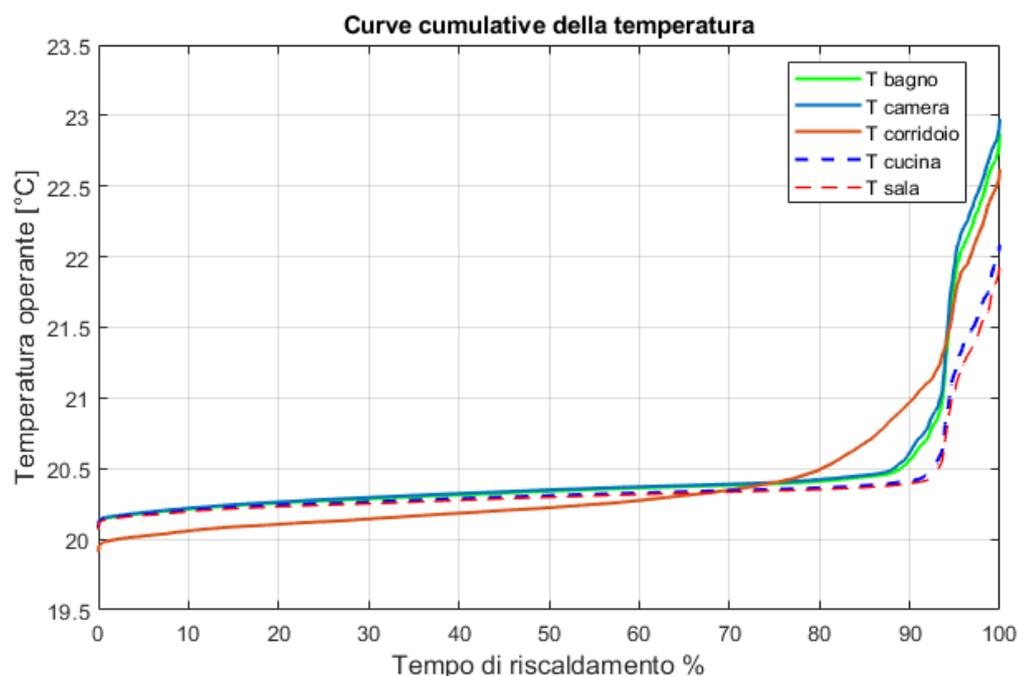


Figura 169. Curve cumulate della temperatura nelle zone termiche

Tale comportamento è dovuto all'aumento della temperatura esterna e anche dalla maggior quantità di radiazione solare presente a Bologna rispetto a Strasburgo.

Facendo un confronto tra il caso 1 (Strasburgo con carichi interni) e il caso 3 (Bologna con carichi interni), nel primo si perde il controllo della temperatura solo per il 2% del tempo mentre nel secondo circa il 10%; questo è dovuto proprio a causa dei valori maggiori di irraggiamento e temperatura esterna. Quanto appena analizzato viene riportata nella seguente figura, in cui con linea tratteggiata vengono rappresentate le curve cumulative della temperatura del caso 3, mentre con linea continua quelle del caso 1.

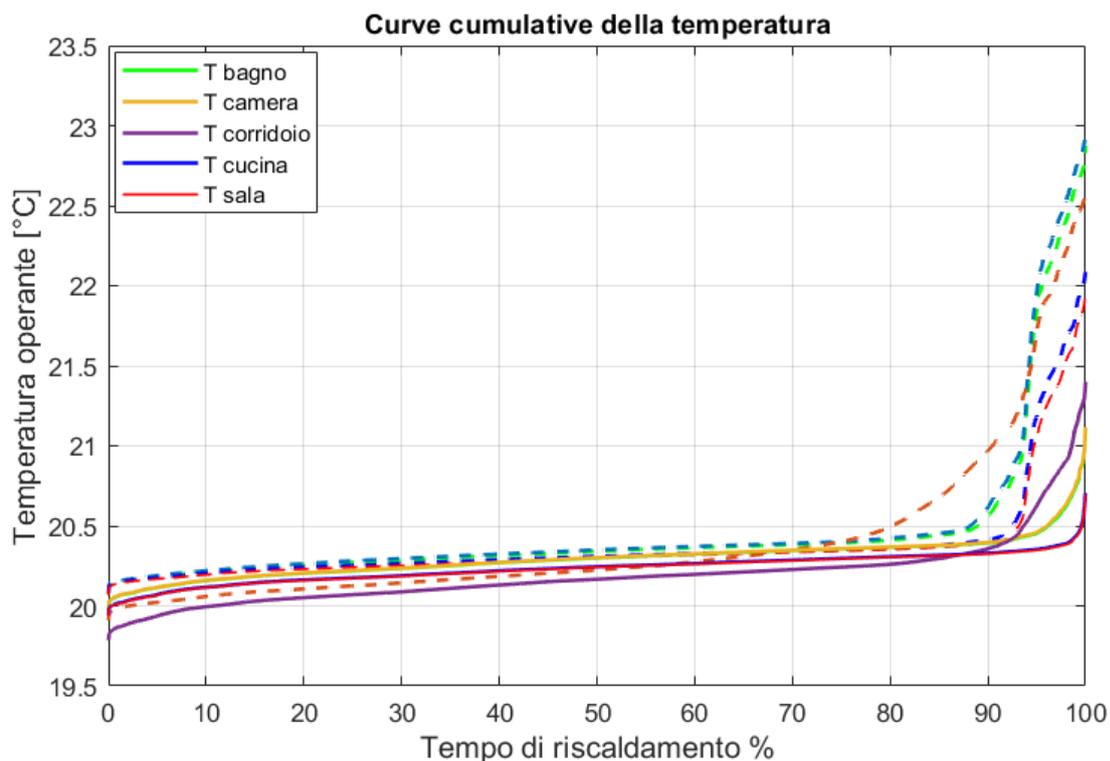


Figura 170. Curve cumulative della temperatura nelle zone termiche

7.3.2 Apertura delle valvole nelle zone termiche

Anche per questo caso sono state tracciate le curve cumulative dell'apertura delle valvole e vengono riportate nella seguente figura.

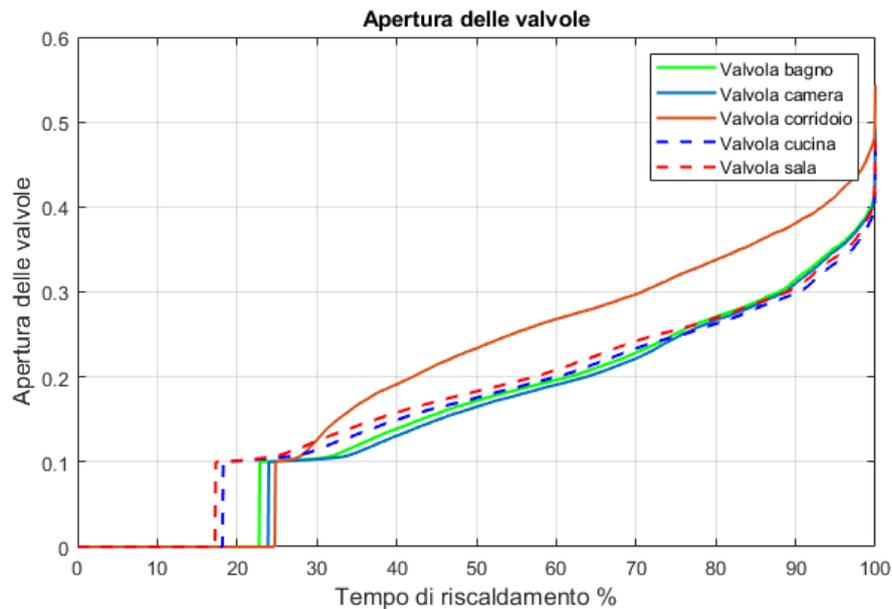


Figura 171. Curve cumulative apertura delle valvole nelle zone termiche

In questo caso si vede come tutte le valvole termostatiche rimangano chiuse per circa il 18-25% del periodo di riscaldamento, in ragione del fatto che nelle mezze stagioni, l'irraggiamento solare è sufficiente per mantenere e superare la temperatura di set-point di 20.5°C.

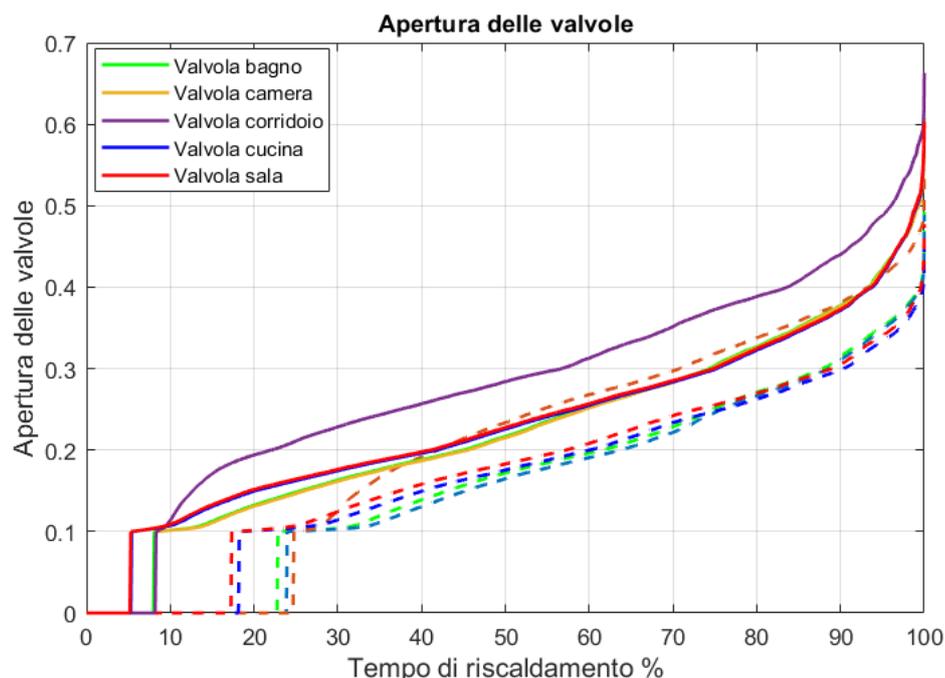


Figura 172. Confronto curve cumulative apertura valvole

Nella Figura 172 sono state riportate le curve cumulative di apertura delle valvole sia per il caso 1 (in linea continua) sia per il caso 3 (in linea tratteggiata).

Anche per questo caso vale lo stesso discorso del caso 1: i carichi interni sono la causa della continua chiusura delle valvole termostatiche nelle zone termiche, come si può notare dalla figura seguente.

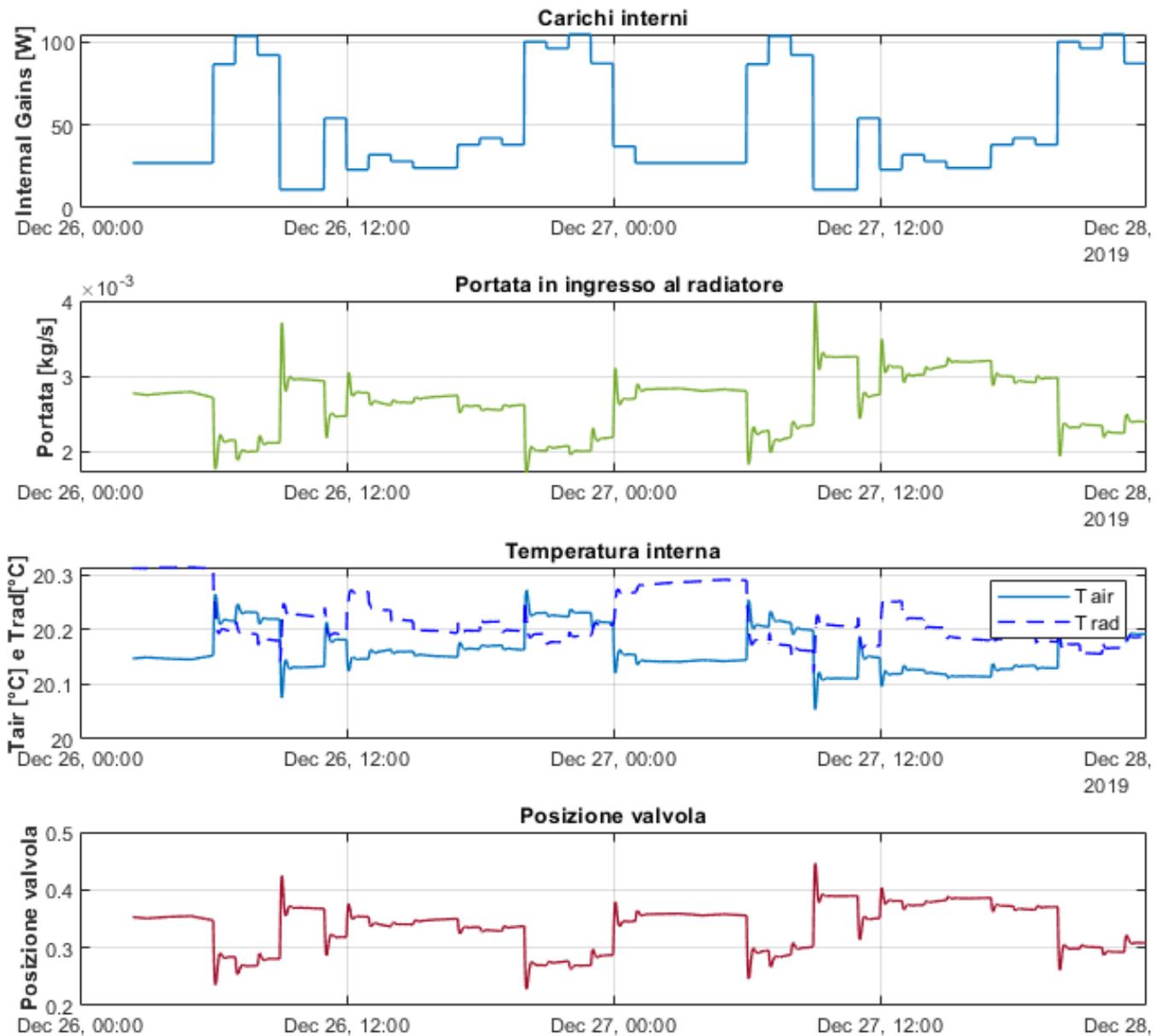


Figura 173. Variazione giornaliera di alcuni parametri

Il motivo per il quale si hanno queste fluttuazioni della posizione della valvola termostatica è la presenza dei carichi interni che forniscono un apporto di

calore tale per cui la temperatura aumenta e di conseguenza la valvola riduce l'apertura dello stelo, come si vede nella Figura 173. Infatti, ad esempio il 26 dicembre verso le 9 la mattina, si nota che il carico interno fornisce circa 100 W mentre nei momenti precedenti era circa 30 W. Istantaneamente la valvola passa da un'apertura di 0.35 a 0.28 riducendo così la portata nel radiatore e conseguentemente anche la potenza da esso generato.

7.3.3 Prestazioni della caldaia

Di seguito vengono riportati gli andamenti delle stesse grandezze analizzate nei casi precedenti per il caso 3.

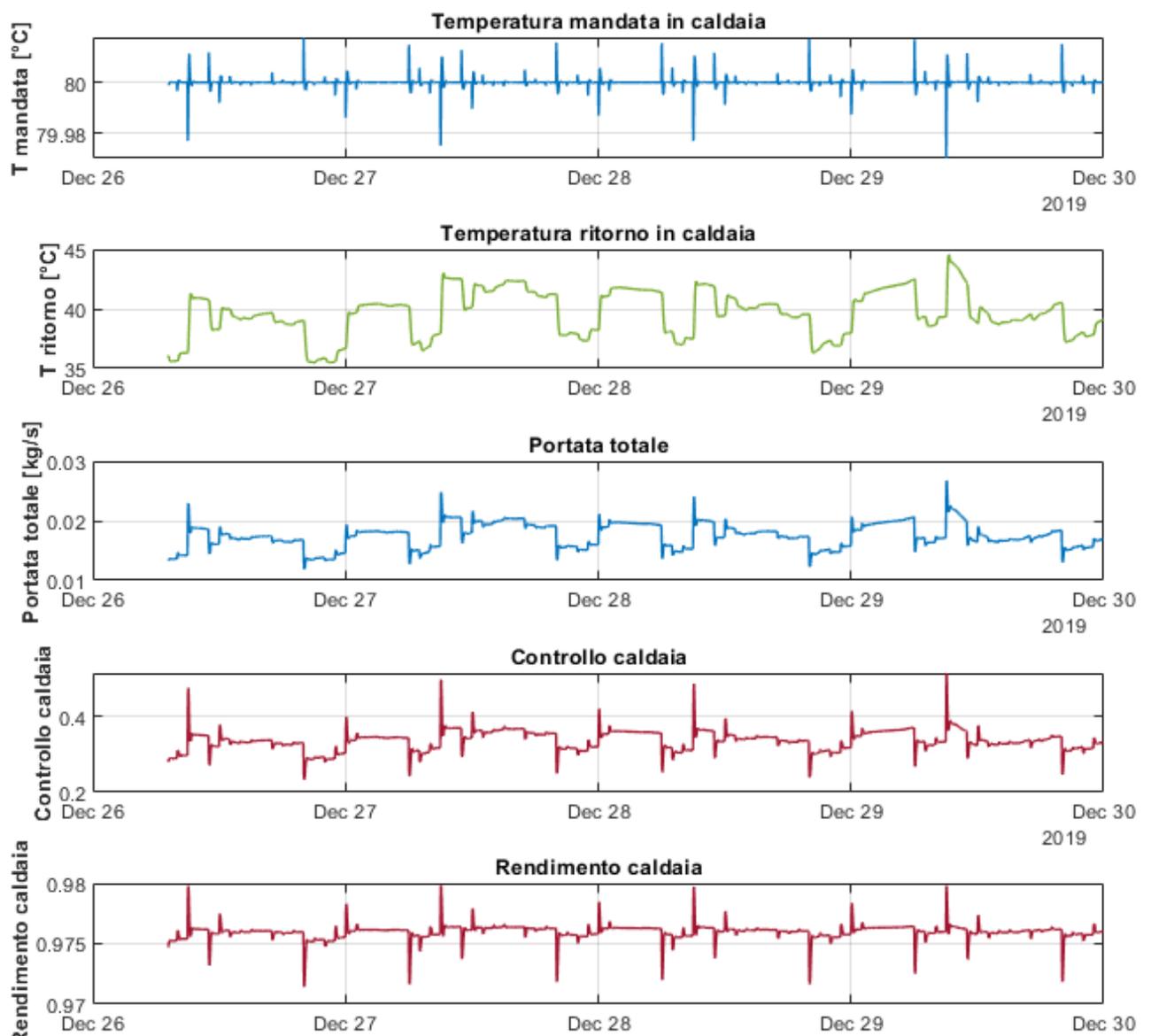


Figura 174. Variazioni giornaliera delle prestazioni della caldaia

Come si evince dalla Figura 174 anche in questo caso la caldaia non effettua cicli ON-OFF, ma riesce a modulare a seconda della richiesta di potenza termica. Anche in questo caso il rendimento della caldaia è piuttosto basso, pari al 97.6%, sempre a causa di come è stata modellata la caldaia. Come detto nel caso 1, si sono scalate le caratteristiche di una caldaia commerciale adattandole per il caso esaminato. In questo procedimento però non sono state ridimensionate le perdite al camino, che risultano abbastanza elevate per la caldaia che è stata poi utilizzata; da queste appunto i bassi valori del rendimento.

Risultati simulazioni annuali variando la tipologia di pompa

Le simulazioni effettuate nel precedente capitolo avevano lo scopo di evidenziare come la modellizzazione sia dell'edificio che dell'impianto fosse corretta, permettendo di studiare la dipendenza degli stessi dalle condizioni esterne. In tutte le scorse simulazioni annuali è stata mantenuta la stessa tipologia di pompa. In questo capitolo invece viene fissata la località in cui è posto l'edificio, rispettando il report IEA, e vengono sempre considerati presenti i carichi interni.

Nei diversi casi analizzati in questo capitolo viene modificata la tipologia di pompa che serve il circuito. Nel primo caso viene inserita una pompa a giri fissi, nel secondo una pompa a giri variabili con regolazione della pressione costante e nel terzo secondo una pompa a giri variabili con regolazione della pressione proporzionale. In questo capitolo non verranno analizzati i vari casi separatamente ma verranno confrontati tra loro per analizzare le grandezze differenziali.

8.1 Temperatura delle zone termiche

Di seguito viene riportata la temperatura operante del corridoio con una curva cumulativa, la quale considera tutta la durata del tempo di riscaldamento e mostra la percentuale di tempo a cui il corridoio rimane a diverse temperature, nei tre diversi casi.

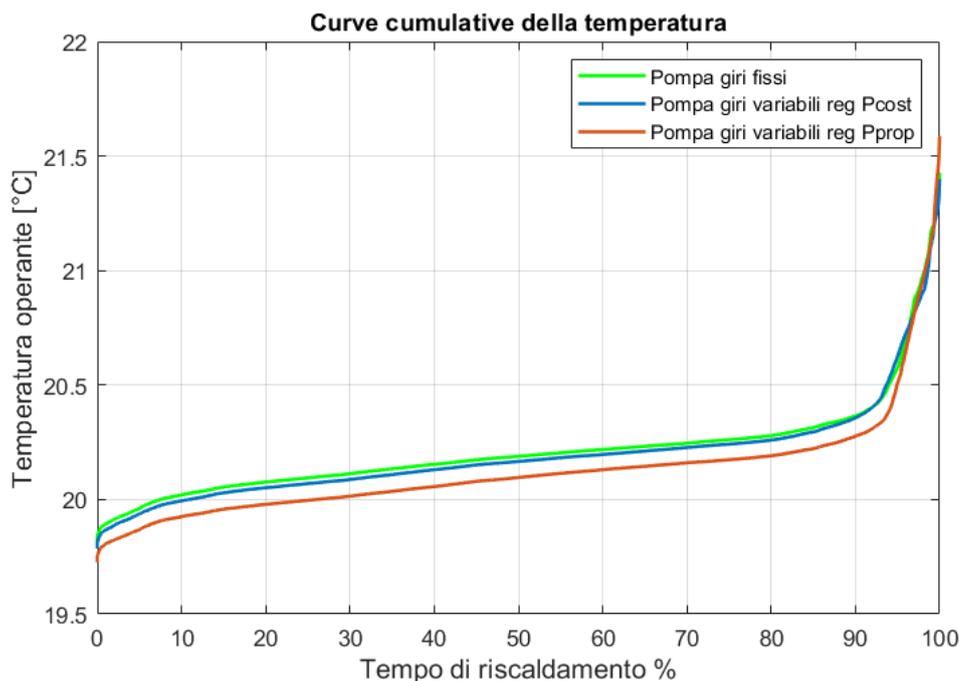


Figura 175. Curve cumulative della temperatura nei tre diversi casi

Si nota come le curve cumulative della temperatura operante variano a seconda della tipologia di pompa utilizzata. Nel caso della pompa a giri fissi infatti si vede come la curva di temperatura sia più elevata delle altre, mentre nel caso di pompa a velocità variabile con regolazione della pressione proporzionale la curva è più bassa. Numericamente infatti la temperatura operante media del corridoio è di 20.2°C nel caso di pompa a velocità variabile con regolazione della pressione

proporzionale mentre nel caso a giri fissi vale $20.4\text{ }^{\circ}\text{C}$. Il motivo di tale comportamento è stato evidenziato nel capitolo 5: nel caso di pompa a giri fissi il fenomeno delle sovra portate è molto elevato mentre nel caso di pompa a velocità variabile con regolazione della pressione proporzionale (meno nel caso con regolazione della pressione costante) addirittura si verificano condizioni di sotto alimentazione dei terminali che causano quindi una minor potenza termica ceduta alla zona termica. In tutti e tre i casi si nota come per circa il 9 % del tempo si perde il controllo della temperatura, questo perché la temperatura operante supera la temperatura di set-point fissata a $20.5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

8.2 Apertura delle valvole nelle zone termiche

Il comportamento delle valvole dipende dalla tipologia di pompa utilizzata. Le valvole sono aperte per un tempo maggiore, durante il periodo di funzionamento dell'impianto di riscaldamento, nel caso di pompa a giri variabili con regolazione della pressione proporzionale mentre esse risultano più chiuse nel caso delle simulazioni nelle quali è stata utilizzata la pompa a giri fissi.

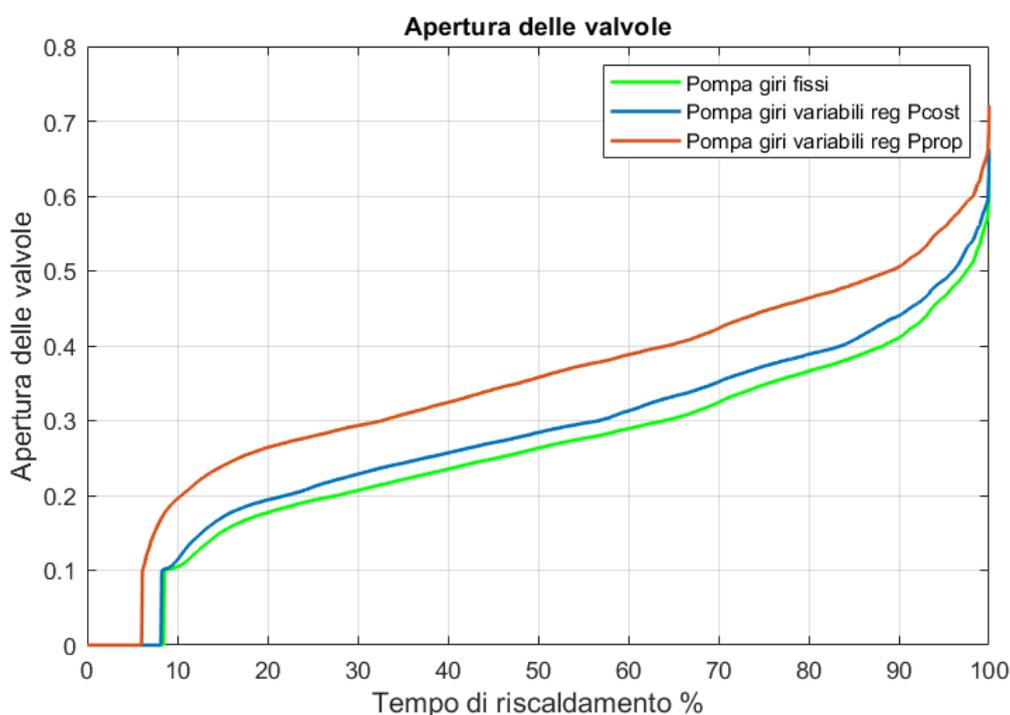


Figura 176. Confronto curve cumulative dell'apertura delle valvole nei tre diversi casi

La spiegazione di tale comportamento è da ricercarsi nella tipologia di controllo adottata dalle varie pompe nelle condizioni di carichi parziali.

Vengono nuovamente riportate le curve delle diverse tipologie di regolazione.

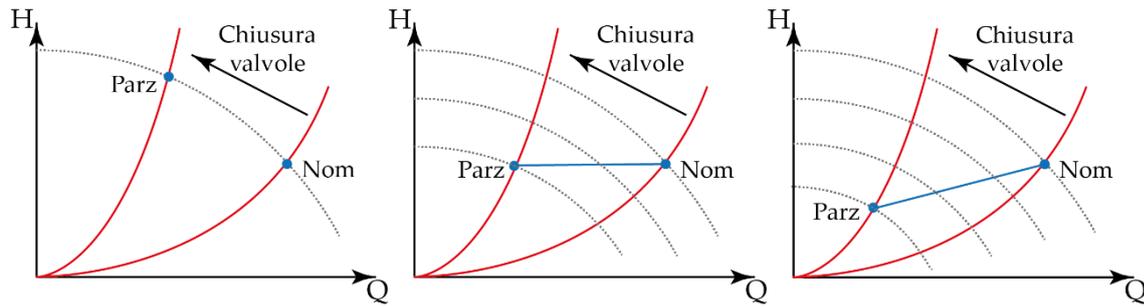


Figura 177. Nuovo punto di funzionamento per le diverse pompe

La pompa a giri fissi causa, come già analizzato, elevati valori del fattore di sovra portata, che sono responsabili delle temperature più elevate nelle varie zone termiche. A causa delle sovra portate la temperatura appunto si alza facendo sì che le valvole cerchino di bilanciare tale comportamento chiudendo maggiormente. Discorso opposto nel caso della pompa a giri variabili con controllo della pressione proporzionale. Infatti in questo caso il circuito sarà soggetto a sotto alimentazione di alcuni terminali, causando così temperature leggermente inferiori, come già mostrato nei capitoli precedenti. Tali temperature causano l'intervento delle valvole termostatiche che aprono maggiormente cercando di avvicinarsi maggiormente alla temperatura di set-point. La pompa a giri variabili con controllo della pressione costante è il caso intermedio, come mostrato in Figura 178.

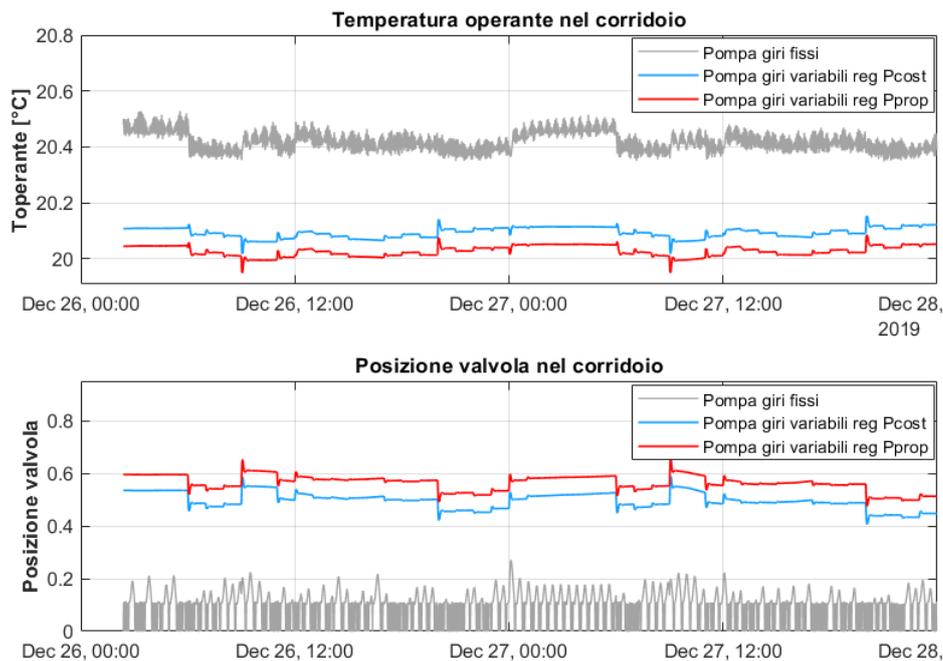


Figura 178. Variazione giornaliera della temperatura operante e posizione valvola in corridoio

Nella Figura 178 si evidenzia quanto sopra riportato, mostrando come la valvola nel corridoio sia più aperta nel caso di pompa a velocità variabile con regolazione della pressione proporzionale rispetto agli altri casi. Infatti la posizione della valvola oscilla tra 0.51 e 0.63 nel caso di regolazione proporzionale, mentre nel caso di regolazione costante la posizione della valvola oscilla tra 0.45 e 0.58.

Addirittura si vede come, nel caso di pompa a giri fissi, la stanza si trovi con le valvole praticamente chiuse, in particolare la valvola non apre più del 20% della corsa totale della valvola, per fronteggiare la temperatura già a valori immediatamente prossimi a quello di set-point.

8.3 Analisi del comfort nelle zone termiche

La definizione di benessere termo igrometrico (dalla norma) implica l'assenza di sensazioni di caldo e di freddo. La sensazione termica del corpo umano è direttamente collegata al bilancio termico del corpo, che risulta essere in funzione dei parametri dell'ambiente termico, personali e ambientali. I parametri personali sono il grado di attività fisica e la tipologia di abbigliamento, mentre i parametri ambientali sono la temperatura dell'aria, la temperatura radiante, la velocità dell'aria e l'umidità relativa. Per valutare il benessere termo igrometrico si utilizzano due diversi indici: *"Predicted Mean Vote"* (PMV) e *"Predicted Percentage of Dissatisfied"* (PPD).

L'indice PMV permette di determinare analiticamente la sensazione termica globale prevista, intesa come sensazione media di un gruppo composto da individui in buona salute, esposti in ambienti termici moderati. Può assumere valori compresi nell'intervallo $[-3, +3]$, dando luogo ad una scala di sensazione termica a sette punti riportata nella Tabella 19.

Tabella 19. Indice PMV

PMV	Sensazione termica
+3	Molto caldo
+2	Caldo
+1	Abbastanza caldo
0	Né caldo né freddo
-1	Abbastanza freddo
-2	Freddo
-3	Molto freddo

Il PMV è basato sul bilancio di energia termica del corpo umano, che è verificato quando la produzione interna di energia termica uguaglia la quantità di quella ceduta all'ambiente. Essendo il PMV la previsione di un voto medio, anche quando assume valori prossimi a zero ci saranno comunque individui insoddisfatti: la percentuale prevista di insoddisfatti è appunto fornita dall'indice PPD, che per un valore del PMV pari a zero vale 5%. Di solito le condizioni termiche si considerano accettabili se il PMV assume valori nell'intervallo [-0.5, 0.5]

Il PPD [%] fornisce la percentuale prevista di insoddisfatti, ovvero la percentuale delle persone che voteranno "freddo/molto freddo" o "caldo/molto caldo". Le altre persone (i soddisfatti) invece voteranno "abbastanza caldo/freddo" o "né caldo né freddo".

8.3.1 Classi di comfort

La UNI EN ISO 7730 propone tre classi di qualità di comfort termico in termini di percentuale di insoddisfatti

Tabella 20. Classi di comfort secondo UNI EN ISO 7730

Classe	Comfort globale		Discomfort localizzato			
	PPD (%)	PMV	DR (%)	Differenza verticale di temperatura (%)	Pavimento caldo o freddo (%)	Asimmetria della temperatura radiante (%)
A	< 6	$-0.2 < PMV < +0.2$	< 10	< 3	< 10	< 5
B	< 10	$-0.5 < PMV < +0.5$	< 20	< 5	< 10	< 5
C	< 15	$-0.7 < PMV < +0.7$	< 30	< 10	< 15	< 10

La UNI EN 15251 propone 4 categorie di edifici e per ognuna definisce le qualità di comfort termico in termini di percentuali di insoddisfatti

Tabella 21. Classi di comfort secondo UNI EN 15251

Categoria	Comfort globale		Spiegazione categorie
	PPD (%)	PMV	
I	< 6	$-0.2 < PMV < +0.2$	Alto livello di aspettativa; è raccomandata per spazi occupati da persone molto sensibili e fragili che hanno bisogno di requisiti specifici (bambini, malati..)
II	< 10	$-0.5 < PMV < +0.5$	Livello normale di aspettativa; utilizzata per le nuove costruzioni o per le ristrutturazioni
III	< 15	$-0.7 < PMV < +0.7$	Un moderato livello di aspettativa; utilizzata per edifici esistenti
IV	> 15	$PMV < -0.7$ e $PMV > 0.7$	Valori al di fuori dei criteri delle precedenti categorie; questa categoria dovrebbe essere accettata solo per una limitata parte dell'anno

Di seguito sono riportate le curve cumulative degli indici PMV e PPD per le varie zone termiche, nel caso di pompa a velocità variabile con regolazione della pressione costante.

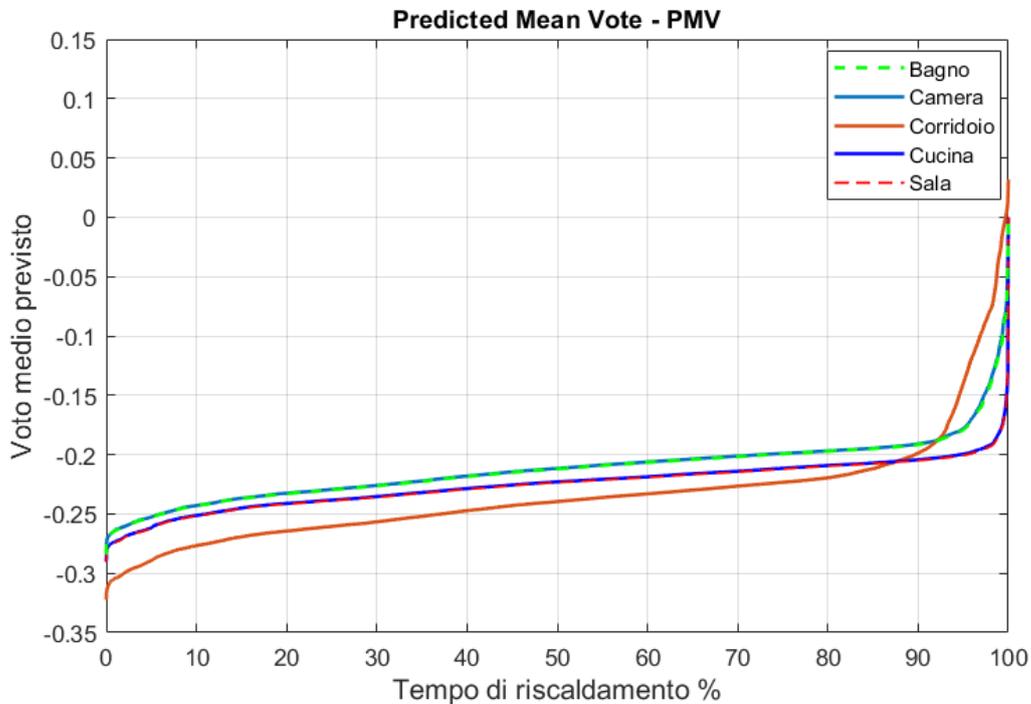


Figura 179. Curve cumulative del PMV per le varie zone termiche

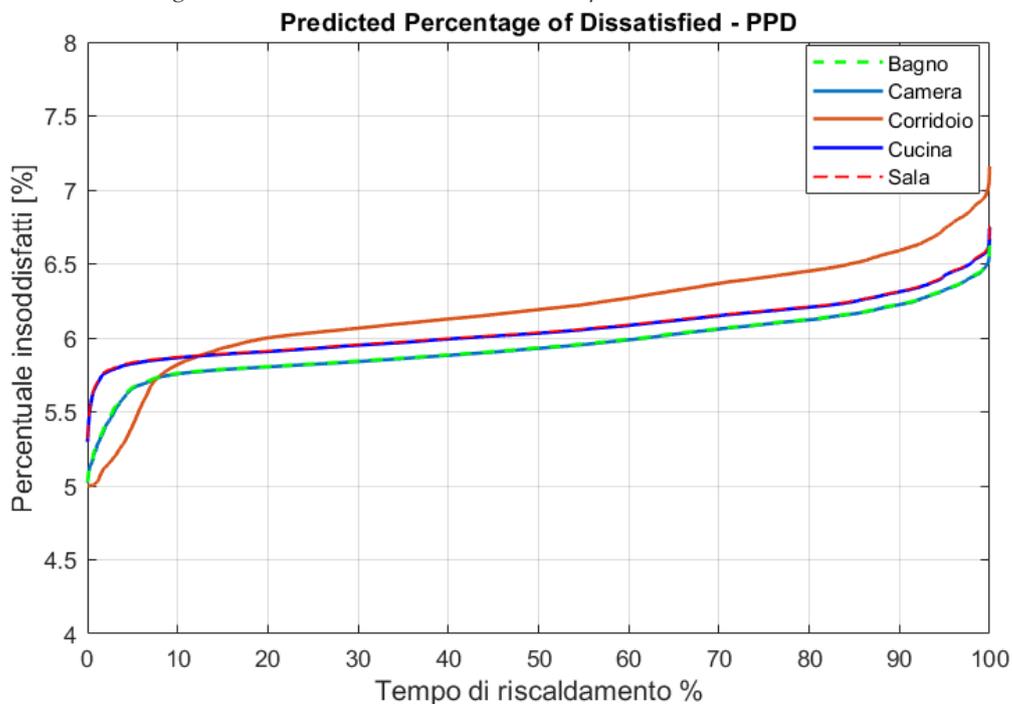


Figura 180. Curve cumulative del PPD per le varie zone termiche

Come si nota il PMV medio per l'intero periodo di riscaldamento è pari a -0.23, indicando così un ottimo controllo del comfort. Da questo infatti la

percentuale di insoddisfatti è minore del 7% sulla totalità del periodo di riscaldamento. Per capire meglio come il comfort sia influenzato dalla tipologia di pompa adottata vengono riportate delle figure che analizzano il PPD e PMV per il corridoio e per la cucina.

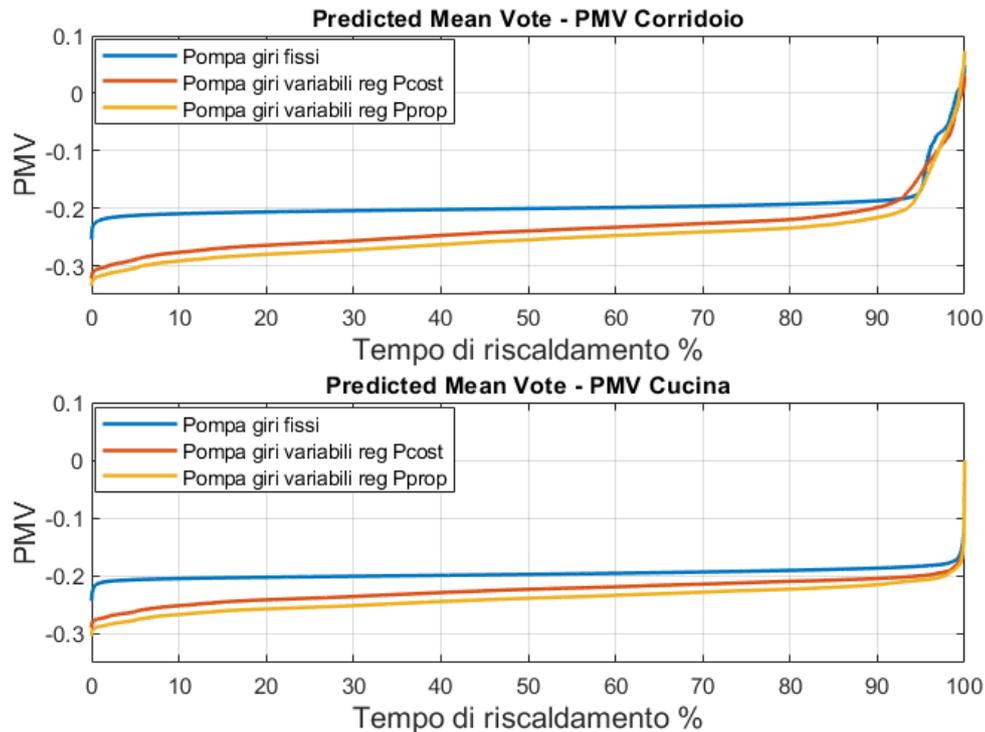


Figura 181. Curve cumulative di PMV per il corridoio e la cucina

In Figura 181 si nota come il voto medio previsto varia, seppur in maniera minima, al variare del tipo di pompa utilizzata. Nel caso di pompa a giri fissi, come già detto, l'effetto della sovra portata è un aumento della temperatura nelle zone termiche. Poiché il set-point di temperatura è impostato a $20.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, in tali condizioni le persone mediamente avvertono una leggera sensazione di freddo. Da questo si spiega perché nei casi in cui nel circuito era presente la pompa a velocità variabile il voto medio previsto cala ulteriormente. In questi casi appunto la portata che arriva ai vari terminali è minore rispetto alla richiesta, e quindi di conseguenza anche la temperatura cala rispetto al caso di pompa a giri fissi, causando un aumento della sensazione di freddo da parte degli occupanti.

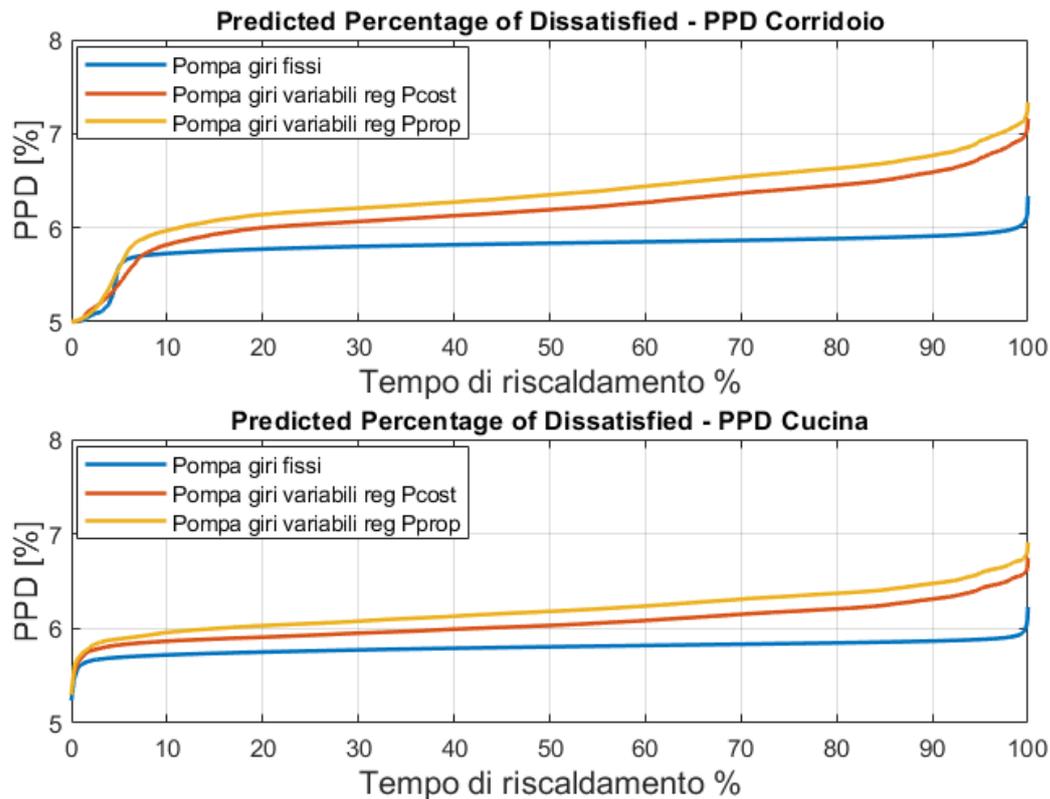


Figura 182. Curve cumulative del PPD per il corridoio e la cucina

Tutti i casi sono accumulati da un PMV pari a circa -0.23, con PPD quasi sempre inferiore al 7%. In realtà il PMV è strettamente correlato alla temperatura di set-point impostata per le zone termiche. Per avere un voto medio previsto più vicino allo 0 basterebbe innalzare la temperatura di set-point a 21°C. Chiaramente aumentando la temperatura aumenterebbero anche i costi per il mantenimento della stessa, cosa non giustificata avendo come PMV un valore prossimo allo 0. Va ribadito come tali indici dipendono fortemente anche dal vestiario e dal tipo di attività fisica che l'utente sta svolgendo.

È possibile analizzare il benessere termo igrometrico anche da software online come "CBE Thermal Comfort Tool" il quale permette di analizzare, per dati input, si verificano condizioni di comfort o meno.

CBE Thermal Comfort Tool

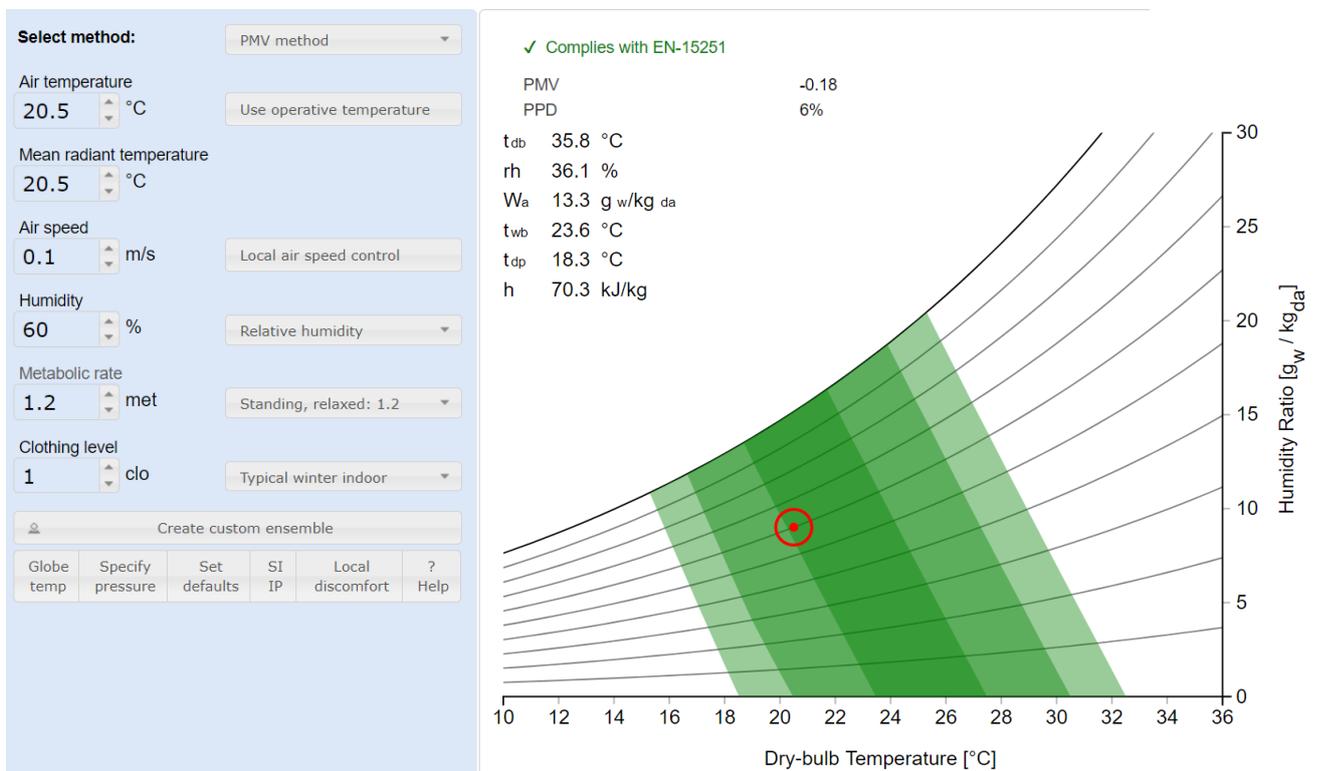


Figura 183. CBE Thermal Comfort Tool

Come si nota in Figura 183 sono presenti delle bande di color verde, relative alle diverse classi di comfort. Di seguito è stata analizzata la percentuale di tempo in cui le zone termiche sono state nelle diverse classi seguendo la norma UNI EN ISO 7730, sia analizzando la percentuale prevista di insoddisfatti sia analizzando il voto medio previsto.

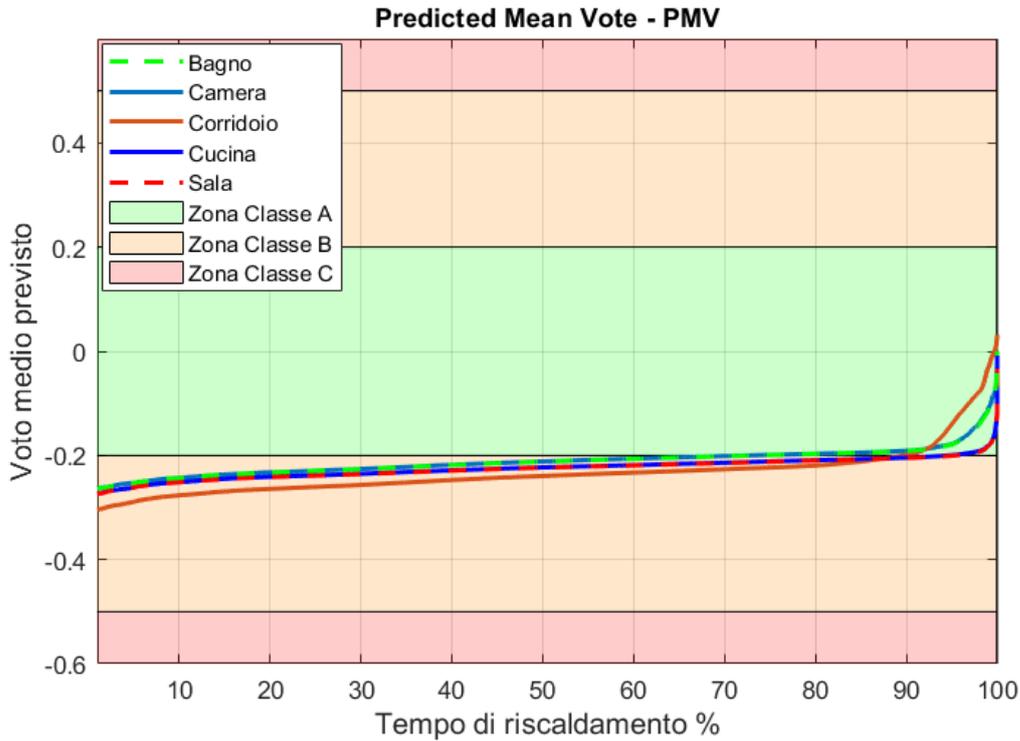


Figura 184. Curve cumulative PMV e classi di comfort

Dalla Figura 184 si nota come per tutte le zone termiche, la cumulata della temperatura rimane in classe B per l'70 % del tempo, mentre per il restante 30% del tempo è in classe A.

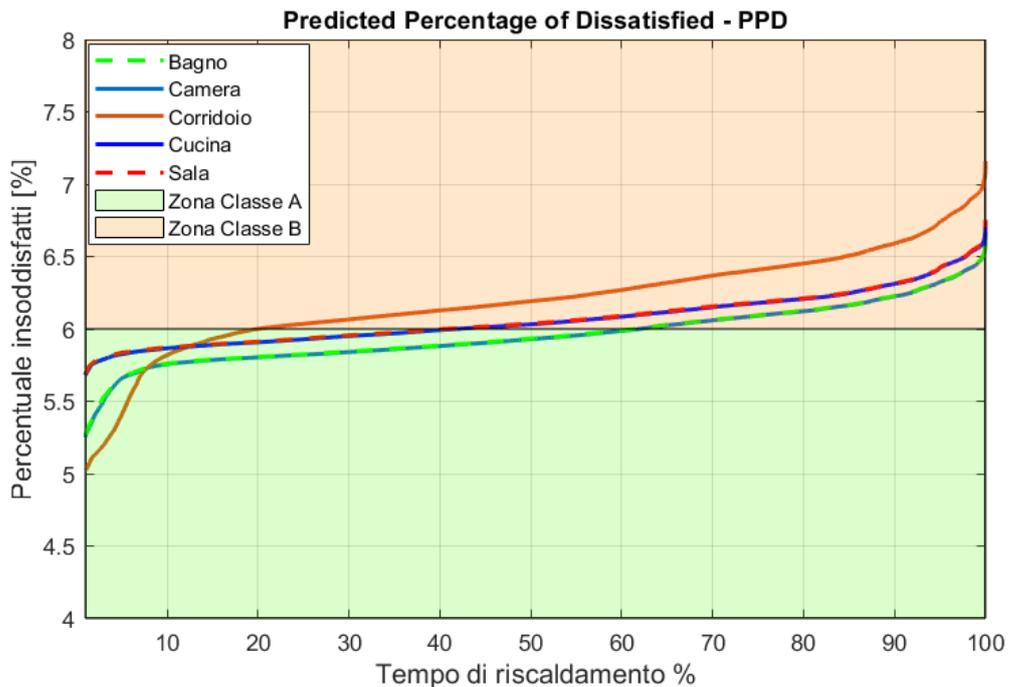


Figura 185. Curve cumulative PPD e classi di comfort

Discorso circa analogo per il PPD, infatti per circa il 30% del tempo la percentuale di insoddisfatti è inferiore al 6%, determinando così le condizioni termigrometriche di classe A. Per il restante 70 % invece la percentuale di insoddisfatti è maggiore del 6%, classificando le condizioni ambiente in classe B. Si ribadisce come tali indici dipendano fortemente dal vestiario e dal tipo di attività fisica che l'utente sta svolgendo. Dai risultati ottenuti si può affermare che basterebbe un aumento di 0.5°C sulla temperatura di set-point per permettere, nella totalità del periodo di riscaldamento, l'ottenimento delle condizioni per soddisfare i requisiti di classe A.

8.4 Analisi energetica nei diversi casi

Nello scorso capitolo abbiamo visto come le pompe varino di poco le condizioni di comfort nelle diverse zone termiche. È chiaro che in un primo approccio la pompa a giri fissi sembra migliore delle pompe a velocità variabile poiché permette l'ottenimento di migliori condizioni termigrometriche.

Come già evidenziato però gli indici sono individuali e dipendono da molti fattori (vestiario, attività fisica, velocità dell'aria, ecc..) che sono indipendenti dalla scelta della pompa da inserire nel circuito idraulico. Come evidenziato impostando una temperatura di set-point maggiore (21°C) il voto medio previsto sarebbe maggiore della media di -0.23. In realtà il comfort non è tutto infatti bisogna fare anche una valutazione energetica per determinare le performance delle pompe utilizzate e individuare quale tra le tre diverse pompe sia effettivamente la migliore.

Perciò sono state confrontate le diverse pompe sia per quanto riguarda la potenza istantanea consumata sia per quanto riguarda il consumo complessivo di energia nell'intera stagione di riscaldamento. Per quanto concerne la potenza viene

riportata in Figura 186 la potenza relativa delle diverse pompe rispetto alla pompa a giri fissi.

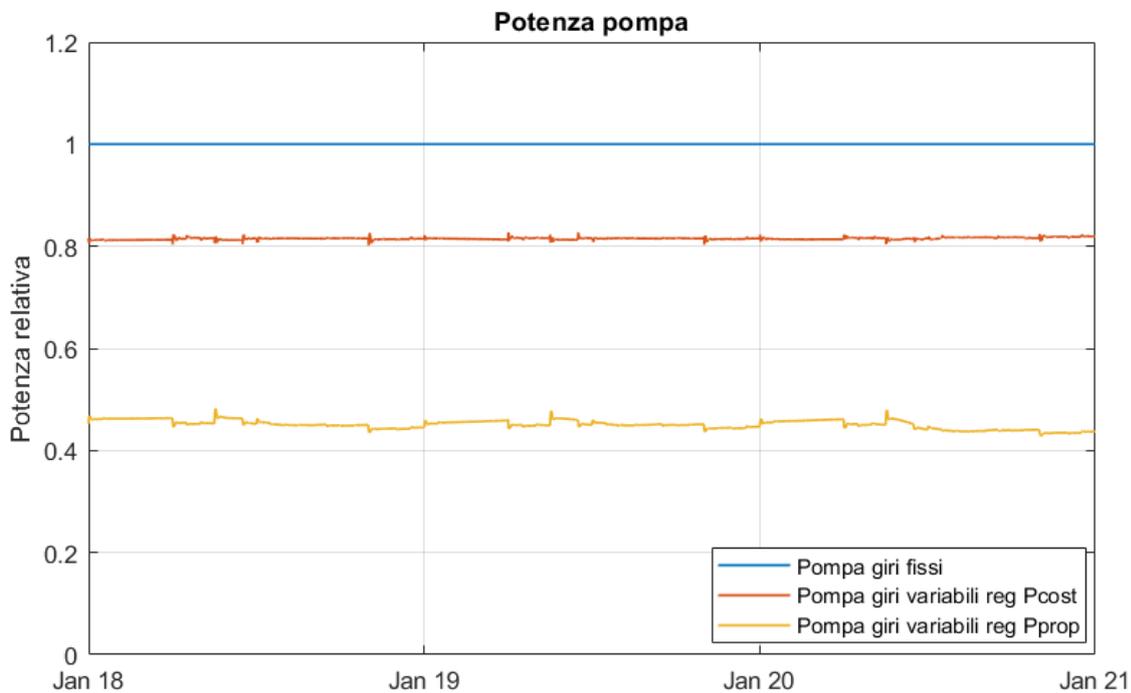


Figura 186. Variazione giornaliera della potenza assorbita dalle diverse pompe

È chiaro che la pompa a giri fissi ha valore costante 1 poiché è stata presa come riferimento. Dalla Figura 186 si evince come la pompa a giri variabili, in generale, consuma meno della metà della pompa a giri fissi. Ovviamente la pompa che adotta la regolazione della pressione proporzionale è quella che ha valori più bassi di potenza assorbita. Essa infatti consuma il 40% della potenza che assorbe la pompa a giri fissi mentre per quanto riguarda la pompa a velocità variabile con regolazione della pressione costante il consumo è circa l'80% del consumo della pompa a giri fissi.

Analizzando l'energia totale consumata nel periodo di riscaldamento la pompa a giri variabili con regolazione della pressione costante permette di ottenere il 18% di risparmio energetico rispetto a quella a giri fissi. Nel caso della pompa a giri variabili con regolazione della pressione proporzionale il risparmio è addirittura del 55%.

Conclusioni

In questo lavoro di tesi è stata analizzata e approfondita l'importanza della corretta progettazione integrata del sistema edificio-impianto, e di come essa ricopra un ruolo fondamentale da cui dipendono le performance dell'impianto tecnologico e i consumi energetici dello stesso ma anche da cui dipende il benessere e il comfort degli occupanti. La definizione del sistema edificio-impianto e il suo relativo dimensionamento è basata sull'edificio di riferimento fornito dall'IEA (International Energy Agency), nello specifico l'edificio scelto come riferimento è denominato "SFH 45", a cui corrispondono diverse stratigrafie, trasmittanze, dimensioni [7]. Per la parte di impianto è stato esaminato inizialmente il problema della sovra portata, fenomeno che si verifica negli impianti bilanciati, con valvole

di taratura manuali, quando lavorano ai carichi parziali ovvero in condizioni differenti da quelle progettuali. Lo scopo dei capitoli successivi alla parte d'impianto è stato quello di studiare il comportamento del sistema edificio-impianto, attraverso la simulazione dinamica, durante l'intera stagione di riscaldamento. Per eseguire l'intero progetto di tesi sono stati utilizzati dei software in ambiente MATLAB, infatti sia il modello dell'edificio che il modello di impianto sono stati implementati in Simulink. In particolare è stato utilizzato per la parte edificio la libreria ALMABEST (ALMA Building Energy Simulation Tool), sviluppata dal Dipartimento di Fisica Tecnica presso l'Università di Bologna mentre per la parte impianto è stato utilizzato il toolbox CARNOT (Conventional And Renewable eNergy systems Optimization Toolbox), sviluppato presso il Solar Institut a Jülich. La tesi si è composta di diversi passaggi che hanno portato alla creazione complessiva del sistema edificio -impianto definitivo.

La realizzazione dell'impianto finale è passata attraverso la creazione di un impianto base a cui sono stati aggiunti a mano a mano i vari rami per arrivare alla configurazione completa. In una prima fase è stata effettuata una simulazione con lo scopo di valutare le dispersioni dell'edificio in questione. Si è quindi dimensionato un impianto con caldaia a condensazione, utilizzata per servire cinque radiatori posti nelle differenti zone termiche dell'edificio analizzato. Al fine di consentire un adeguato accoppiamento tra caldaia e radiatori, sono state dimensionate delle valvole termostatiche su ogni terminale. Successivamente è stato dimensionato il circuito di distribuzione idraulica con il relativo bilanciamento attraverso valvole di taratura. Prima di effettuare delle simulazioni annuali è stato studiato nel dettaglio il comportamento del solo impianto di riscaldamento. Lo scopo di tale studio è stato verificare il fenomeno della sovra portata, evento che si verifica ogni qualvolta l'impianto richieda una potenza diversa dalla potenza di progetto. Tale fenomeno causa della portata in eccesso ai terminali rimasti aperti causando un aumento della temperatura in tali zone

termiche ma soprattutto causa uno spreco energetico poiché viene riscaldata più acqua dalla caldaia e viene elaborata più portata dalla pompa rispetto alla richiesta. In particolare è stata analizzata la sovra portata per due diversi tipi di circuiti: il primo progettato in analogia con un "Impianto a colonne montanti" mentre il secondo seguendo la logica di "Impianto a zone". Nelle simulazioni effettuate si è trovato come la prima tipologia impiantistica causi valori di sovra portata molto elevati (nel caso peggiore pari a 1.59 volte la portata richiesta) mentre tramite la seconda tipologia l'effetto è minore ma comunque non trascurabile (nel caso peggiore pari a 1.47 volte la portata richiesta).

Le simulazioni successive sono quindi state effettuate sull'impianto dimensionato seguendo la logica di "Impianto a zone" nelle quali sono state confrontate diverse tipologie di pompe. Nello specifico sono state considerate la pompa a giri fissi, la pompa a velocità variabile con regolazione della pressione costante e la pompa a velocità variabile con regolazione della pressione proporzionale. I risultati di tali simulazioni mostrano come la pompa a giri fissi causi valori elevati di sovra portata (1.47 volte la portata richiesta), mentre per le pompe a velocità variabile valori inferiori. In particolare la pompa con regolazione della pressione costante, nel caso peggiore, presenta un valore di sovra portata pari a 1.29 mentre per la regolazione della pressione proporzionale il valore massimo è pari a 1.1 la portata richiesta. Si intuisce come l'ultima tipologia di pompa garantisca una minor sovra portata nei terminali e quindi risulti preferibile rispetto alle altre due. In realtà tale impianto alimentato con questa pompa non solo è caratterizzato da una minor sovra portata, effetto positivo e desiderato, ma in certi casi causi addirittura il fenomeno della sotto alimentazione di alcuni terminali. Il valore minimo di sotto alimentazione è di 0.98 la portata richiesta.

La fase successiva è stata eseguire delle simulazioni annuali al sistema integrato edificio-impianto nelle quali si è studiato il comportamento del modello durante il periodo riscaldamento variando la località nel quale l'edificio era ubicato e

variando i carichi interni. Sono state effettuate simulazioni a Bologna e Strasburgo con e senza la presenza dei carichi interni. Da tali simulazioni si è verificato il funzionamento stesso del modello e la dipendenza dei parametri come i rendimenti di pompa e caldaia, l'apertura delle valvole da tutte le condizioni ambientali.

Nell'ultimo capitolo sono state invece eseguite delle simulazioni dinamiche confrontando il comportamento del sistema edificio-impianto con le tre diverse pompe studiate in precedenza. I risultati ottenuti mostrano come le pompe a velocità variabile permettano un notevole risparmio energetico (anche del 55% nel caso di pompa con regolazione della pressione proporzionale) rispetto alla pompa a giri fissi. È stata analizzata anche la dipendenza delle condizioni termometriche, e quindi del comfort, dalla tipologia di pompa utilizzata. La pompa a giri fissi, caratterizzata da valori di sovra portata più elevati, causa temperature maggiori rispetto ai casi in cui si utilizzava la pompa a velocità variabile. In tutti i casi, per la maggior parte del tempo, si verificano condizioni dell'aria tali da classificare gli ambienti in classe di comfort A e B.

La potenzialità delle simulazioni dinamiche è quella di poter analizzare dettagliatamente tutti i parametri di sistema, in particolare permette di analizzare nel dettaglio la dinamica anche dei transitori più veloci. Si può vedere questo sia su arco temporale molto piccolo e quindi analizzare il singolo transitorio (come analizzato nel Capitolo 5 nel quale è stato studiato il comportamento dell'impianto a variazioni note della posizione delle valvole) sia il funzionamento del sistema, anche complesso, per l'intera durata della stagione. In questo modo si riesce a quantificare meglio l'impatto delle singole scelte progettuali, sia in termini di potenze che di prestazioni medie stagionali. Nei capitoli 7 e 8 ad esempio sono state studiate le variazioni della posizione dello stelo della valvola in alcuni giorni di dicembre. Analogamente si può studiare l'evoluzione di tutti i parametri presenti nel modello.

Rispetto al lavoro di tesi svolto e agli argomenti analizzati sarà interessante studiare il comportamento dell'impianto, con successiva integrazione nel sistema edificio, nel quale sono implementate le valvole pressure independent (PICV).

La simulazione dinamica ricoprirà in futuro un ruolo chiave nella progettazione integrata edificio-impianto, permettendo di confrontare le diverse soluzioni impiantistiche al variare dei parametri ambientali. Lo sviluppo di tali simulazioni permetterà di trovare il punto di ottimo nell'accoppiamento dei due sottosistemi.

Bibliografia

- [1] DIRETTIVA 2010/31/UE DEL PARLAMENTO EUROPEO E DEL CONSIGLIO sulla prestazione energetica nell'edilizia. 19 maggio 2010
- [2] Wemhöner, C.; Hafner, B.; Schwarzer, K. Simulation of solar thermal system with CARNOT blockset in the environment MATLAB-Simulink. In Proceedings of the Eurosun 2000, Copenhagen, Denmark, 19–22 June 2000
- [3] Campana, J.P., Morini, G.L. BESTEST and EN ISO 52016 Benchmarking of ALMABuild, a New Open-Source Simulink Tool for Dynamic Energy Modelling of Buildings. *Energies*, 12.15 2938 (2019). DOI: 10.3390/en12152938
- [4] Hafner B., et al. "CARNOT Blockset. User's Guide", Solar-Institut Juelich. 2019
- [5] BELIMO. "Water Book". Edizione luglio 2014.
- [6] Caleffi. "Bilanciamento dinamico dei circuiti idronici". Terza Edizione, Aprile 2003.
- [7] UNI/TS 11300 – 1. "Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale". Ottobre 2014
- [8] UNI/TS 11300 – 2. "Prestazioni energetiche degli edifici. Determinazione del fabbisogno di energia primaria e dei rendimenti per la climatizzazione invernale, per la produzione di acqua calda sanitaria, per la ventilazione e per l'illuminazione in edifici non residenziali". Ottobre 2014

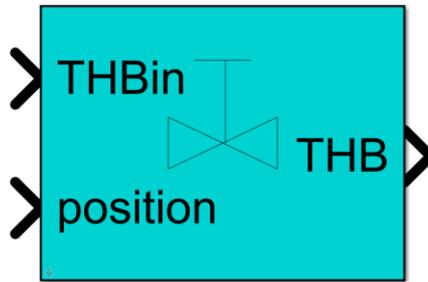
- [9] IEA SHC Task 44 / HPP Annex 38 - The Reference Framework for System Simulations - Part B: Buildings and Space Heat Load. Settembre 2013.
- [10] AICARR. "Manuale d'ausilio alla progettazione termotecnica – Miniguia AICARR". Terza Edizione 2009
- [11] AICARR. "Manuale d'ausilio alla progettazione termotecnica". Prima edizione 2015
- [12] Caleffi. "Tabelle e diagrammi perdite di carico acqua".
- [13] M. Doninelli. Caleffi. Quaderno 1 - "Le reti di distribuzione".
- [14] Rossi N. "Manuale del termotecnico". Quarta edizione 2014, HOEPLI.
- [15] Norma UNI 9182:2014 "Impianti di alimentazione e distribuzione d' acqua fredda e calda - Progettazione, installazione e collaudo"
- [16] ASHRAE Handbook Fundamentals edizione 2013 Chapter 22 "Pipe Sizing"
- [17] Festi A. Relazione tirocinio: "Simulazione dinamica con ALMABEST"

Appendice

A.1 DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO

In questo capitolo dell'appendice viene riportato il foglio di calcolo utilizzato per il calcolo delle perdite di carico in ogni tratto di tubazione e tramite il quale è stato effettuato il bilanciamento dell'impianto idronico. Sono riportata anche le tabelle per il dimensionamento dei corpi scaldanti, della pompa, e tutte le informazioni sulle tubazioni come lunghezze, numero di curve, valori del coefficiente di perdita di carico localizzata.

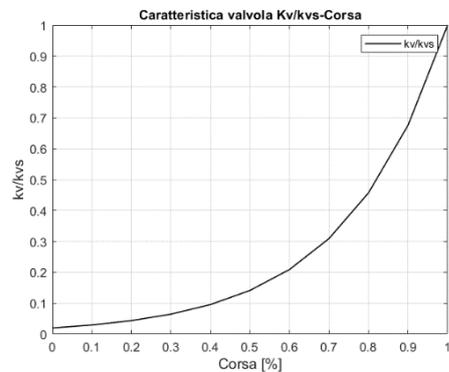
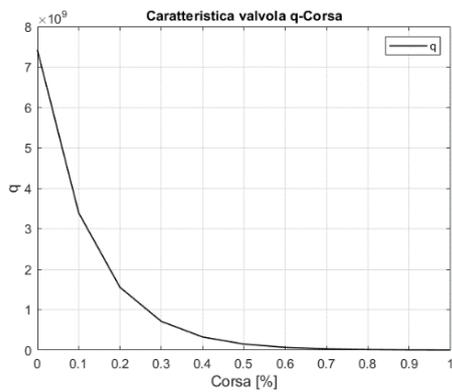
A.1.1 DIMENSIONAMENTO VALVOLE



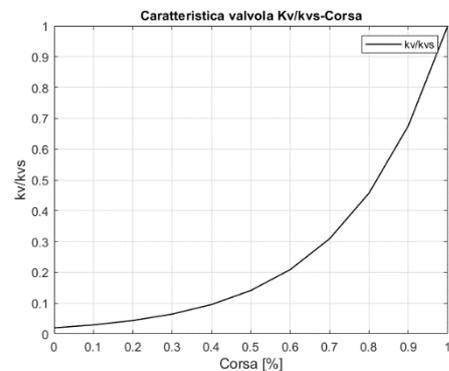
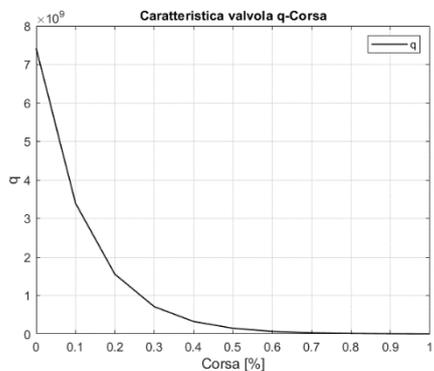
	portata [kg/s]	kvs valvola (da catalogo)	DP valvola aperta	DP0 per l'autorità	DP valvola taratura	Δp_{tot}	A
anello camera R5	0.0216	0.41	3810.736	7301.8	0	7301.8	0.5219
anello bagno R4	0.0216	0.41	3810.399	7284.6	17.2	7301.8	0.5218
anello sala R3	0.0309	0.68	2835.006	5351.2	0	5351.2	0.5298
anello cucina R2	0.0309	0.68	2835.269	3909.7	1441.6	5351.2	0.5298
anello corridoio R1	0.0262	0.43	5084.997	5583.9	3662.8	9246.7	0.5499

Le seguenti immagini riportano le curve caratteristiche delle singole valvole e il valore del coefficiente q al variare della posizione dello stelo.

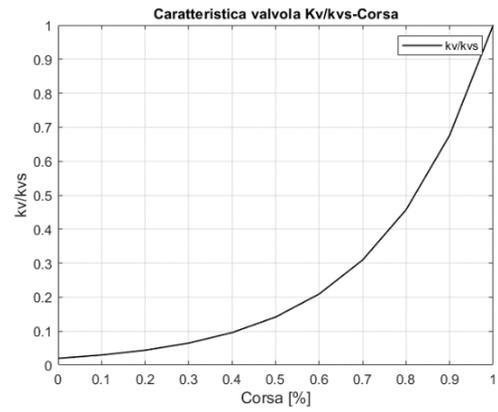
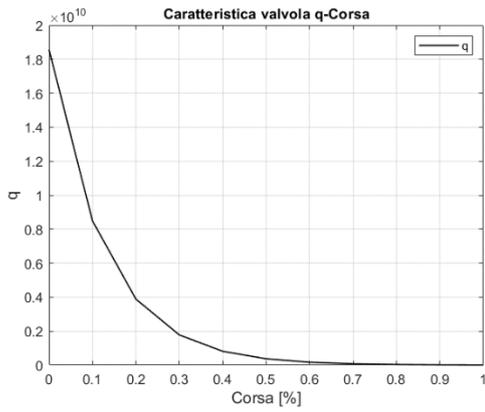
Valvola cucina



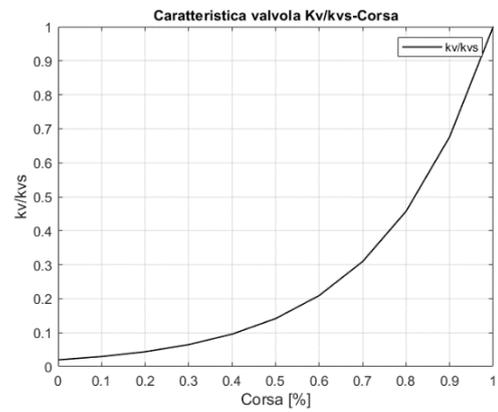
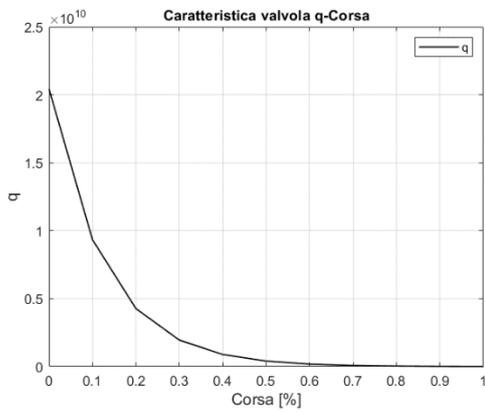
Valvola sala



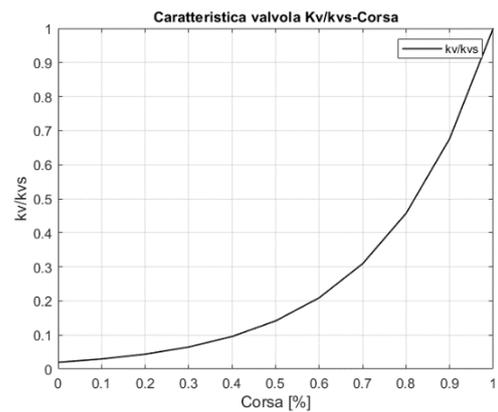
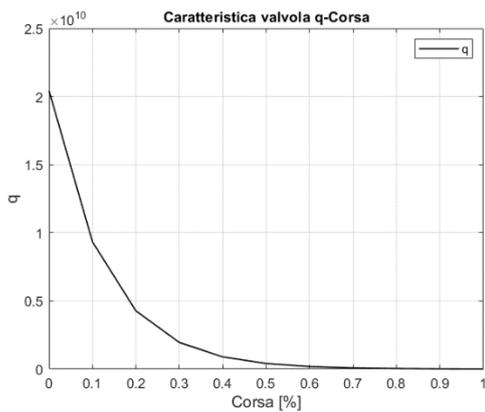
Valvola corridoio



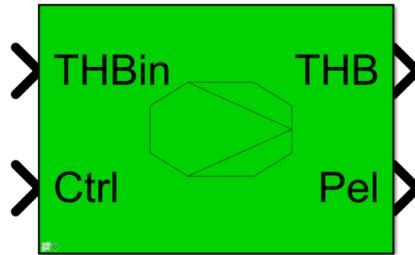
Valvola camera



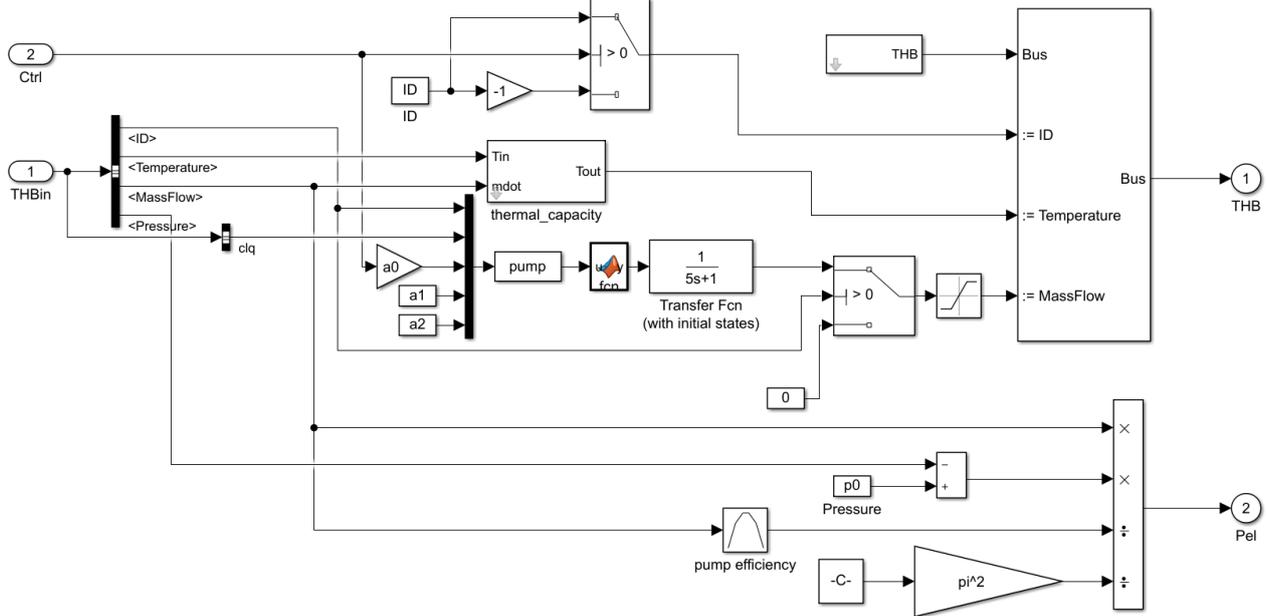
Valvola bagno



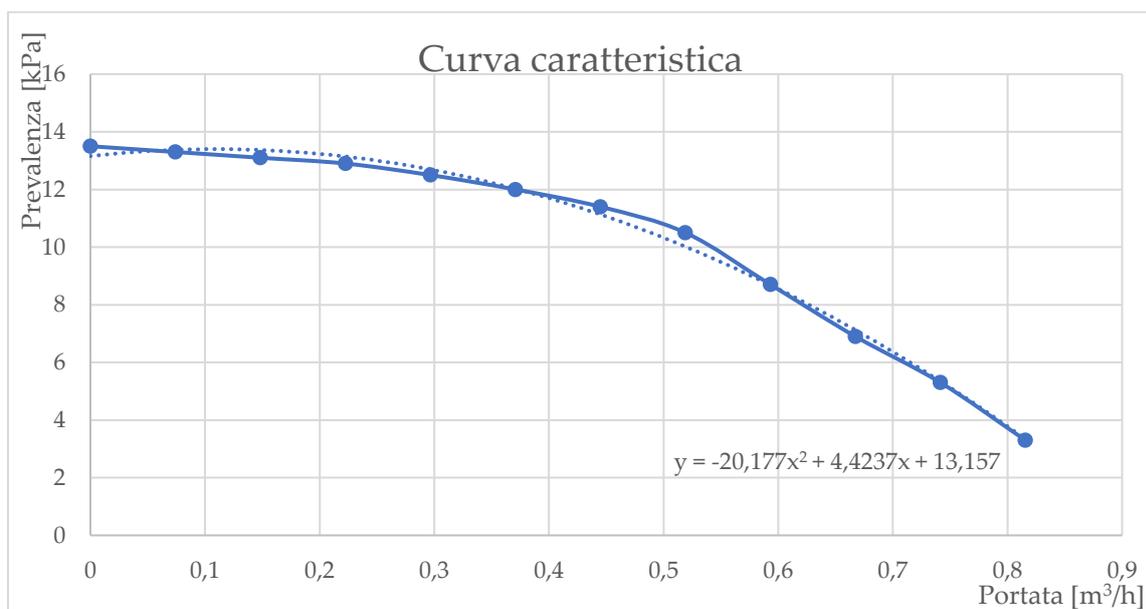
A.1.2 DIMENSIONAMENTO POMPA



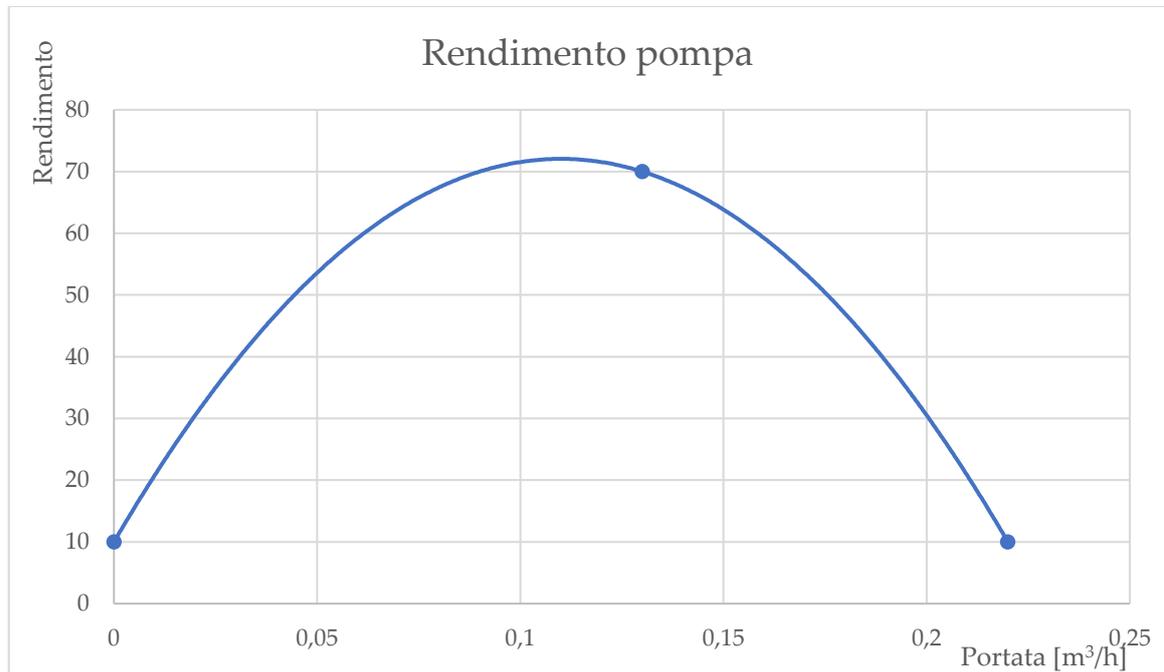
Il modello della pompa è riportato in figura.



La curva caratteristica è la seguente:



La curva di rendimento è la seguente:



Δp TOTALE [Pa]	10912.38
Portata [kg/s]	0.13117
Portata [kg/h]	472.2
portata m3/h	0.486

PORTATA kg/s	portata [m ³ /h]	prevalenza [kPa]	rendimento
0.00	0.00	13.5	10.00
0.02	0.07	13.3	30.51
0.04	0.15	13.1	46.92
0.06	0.22	12.9	59.23
0.08	0.30	12.5	67.44
0.10	0.37	12	71.54
0.12	0.44	11.4	71.54
0.14	0.52	10.5	67.44
0.16	0.59	8.7	59.23
0.18	0.67	6.9	46.92
0.20	0.74	5.3	30.51
0.22	0.82	3.3	10.00

A.1.3 DIMENSIONAMENTO CORPI SCALDANTI



	altezza height (mm) B	interasse centres (mm) D	profondità thickness (mm) C	larghezza width (mm) A	H2O water capacity (lt)	peso weight (kg)	pressione esercizio operative pressure (bar)	resa termica dT 50 thermal power		n	Km
								(W)	(kcal/h)		
FR2 350	420	350	89	80	0,24	1,02	20	84,5	72,7	1,28806	0,547551

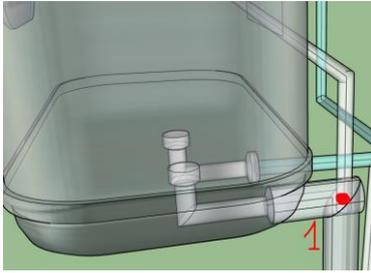
Q + Pot ripresa [W]	η_{el}	n_{el} radiatore	portate [kg/s]	Q reale
1095.48	11.47	12	0.0261	1120.67
1293.59	13.55	14	0.0309	1323.34
1293.53	13.54	14	0.0309	1323.28
904.23	9.47	10	0.0216	925.02
904.19	9.47	10	0.0216	924.98

A.1.4 BILANCIAMENTO PERDITE DI CARICO DELL'IMPIANTO

TRONCO	portata [kg/s]	D [m]	$\Sigma\zeta$	L [m]	H [m]	v [m/s]	Re	f	Δp_d [Pa]	$\Delta p/L$ [Pa]	Δp_c [Pa]	TOT [Pa]	Q [Pa*s ² /kg ²]
C-1	0.1312	0.020	2.5	0.4	0	0.430	23512.93	0.026	46	115	224	270	13035
TOT									46		224	270	
TRATTO 1-2	0.0694	0.016	3.5	3.3	2.07	0.355	15543.38	0.028	358	108	214	20307	44554
										salto geo 1-R1	19730		
										imbocco	4		
TOT									358		19949	20307	
LOOP CORRIDOIO	2-R1	0.0262	0.012	13	0.81	0	0.238	7818.202	0.034	63	77	358	523016
	R1-5	0.0262	0.012	1	0.62	0	0.238	7818.202	0.034	48	77	28	40232
											imbocco	3	
										valvoT		5085	
TOT									110		5473	5584	
Dp 2-3+bagno+camera+4-5												9247	
											valvola eqi	3663	
											TOT equi	9247	
TRATTO 2-3	0.0432	0.014	1.5	6.23	0	0.289	11062.54	0.031	556	89	61	618	32574
											imbocco	1	
TOT									556		62	618	
LOOP CUCINA	8-R2	0.0309	0.012	13.5	1.76	0	0.281	9232.07	0.032	182	103	519	543132
	R2-7	0.0309	0.012	1	3.21	0	0.281	9232.07	0.032	332	103	38	40232
											imbocco	4	
										valvoT		2835	
TOT									514		3396	3910	
											valvola eqi	1442	
											TOT equil	5351	
TRATTO 1-8	0.0618	0.016	2.5	7.55	-1.07	0.316	13847.78	0.029	669	89	122	-9405	31824
											imbocco	3	
											salto geo	-10199	
TOT									669		-10074	-9405	
											valvola in 1-8	3330	
											TOT equil	-6074	
						Dp 1-2+corr+5-6	10337.9777						
						Dp 1-8+cuc+7-6	7007.4847						

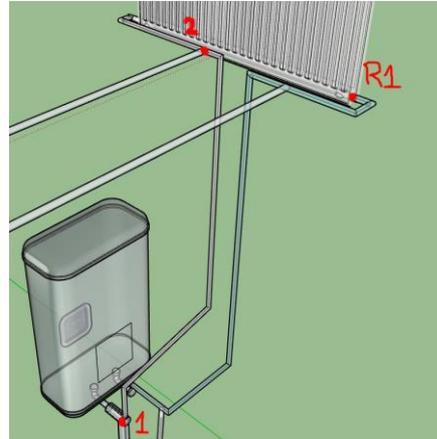
LOOP SALA	8-R3	0.0309	0.010	13.5	1.81	0	0.405	11077.97	0.031	445	246	1075	1126238	
	R3-7	0.0309	0.010	1	3.67	0	0.405	11077.97	0.031	902	246	80	83425	
										valvoT		2835		
										imbocco		15		
										TOT	1346		4005	5351
												TOT equil	5351	
LOOP CAMERA	3-R5	0.0216	0.008	13.5	3.56	0	0.442	9679.938	0.032	1349	379	1283	2749604	
	R5-4	0.0216	0.008	0	2.21	0	0.442	9679.938	0.032	837	379	0	0	
										imbocco		22		
										valvoT		3811		
										TOT	2187		5115	7302
LOOP BAGNO	3-R4	0.0216	0.008	15	3.91	0	0.442	9679.51	0.032	1482	379	1425	3055116	
	R4-4	0.0216	0.008	0	1.44	0	0.442	9679.51	0.032	546	379	0	0	
										imbocco		22		
										valvoT		3810		
										TOT	2027		5257	7285
												valvola	17	
												TOT equil	7302	
TRATTO 4-5		0.0432	0.012	0	6.51	0	0.393	12906.3	0.030	1209	186	0	0	
												confluenza d1 ingr		
												medio 0.008	117	
										TOT	1209		117	1327
TRATTO 5-6		0.0694	0.016	3	2.71	-2.07	0.355	15543.38	0.028	294	108	184	38189	
												confluenza d1 ingr		
												medio 0.010	37	
												salto geo	-19730	
										TOT	294		-19509	-19215
TRATTO 7-6		0.0618	0.016	3	7.4	1.07	0.316	13847.78	0.029	656	89	146	38189	
												confluenza d1 ingr		
												medio 0.011	61	
												salto geo	10199	
										TOT	656		10405	11061
TRATTO 6-C		0.1312	0.02	2.5	0.45	0	0.430	23512.93	0.026	52	115	224	13035	
												confluenza	28	
										TOT	52		253	304

A.1.5 CARATTERISTICHE TUBAZIONI



TRATTO C-1

	[n°]	ζ
L [m]	0.4	-
curva 90	1	0.5
diramazione a doppia T	1	2



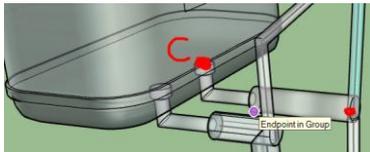
TRATTO 1-2

	[n°]	ζ
L [m]	3.3	-
diramazione T	1	2
curva 90 [n°]	3	0.5
H [m]	2.07	

TRATTO R1-5

	[n°]	ζ
L [m]	0.62	-
curva 90 [n°]	2	0.5

TRATTO 6-C



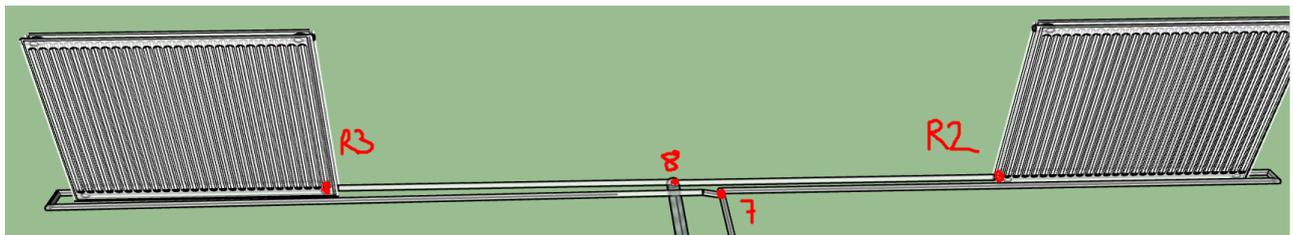
	[n°]	ζ
L [m]	0.45	-
curva 90	1	0.5
confluenza a t doppia	1	2

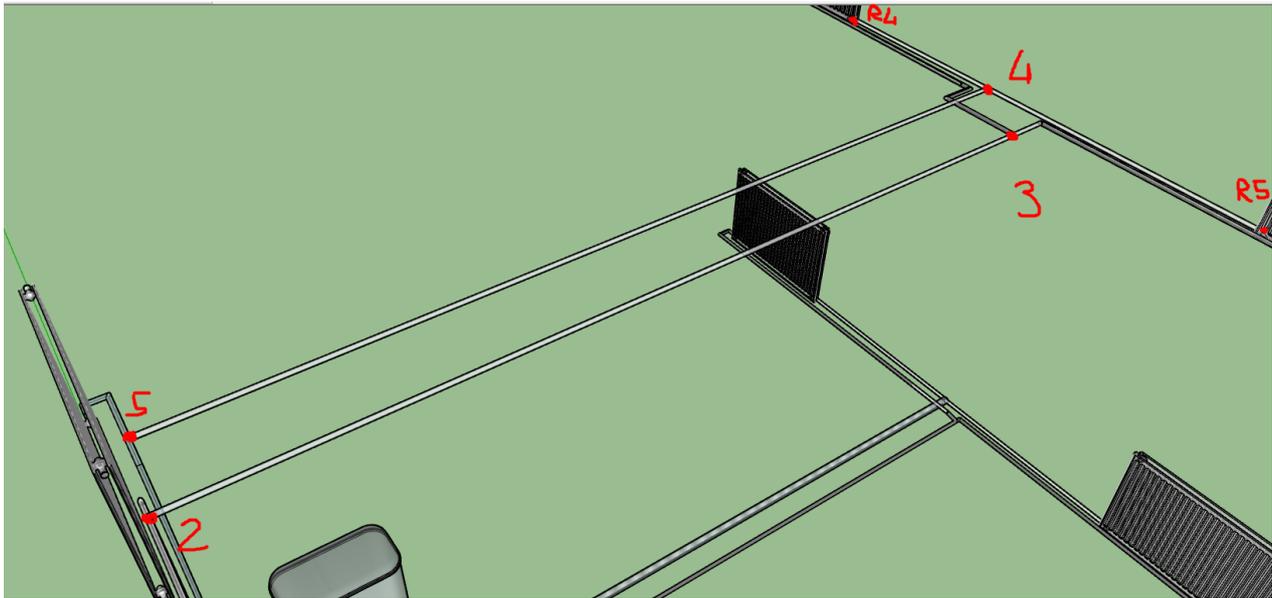
TRATTO 2-R1

	[n°]	ζ
L [m]	0.81	-
diramazione flusso diretto	1	0.5
curva 90 [n°]	2	0.5
radiatore	1	3
valvola ingresso rad diritta	1	8.5

TRATTO 5-6

	[n°]	ζ
L [m]	2.71	-
curva 90 [n°]	2	0.5
H [m]	2.07	
confluenza a t doppia	1	2





TRATTO R5-4

	[n°]	ζ
L [m]	2.21	-

TRATTO 3-R4

	[n°]	ζ
L [m]	3.91	-
diramazione	1	1.5
H [m]	0	-
curve 90	4	0.5
radiatore	1	3
valvola ingresso rad diritta	1	8.5

TRATTO R4-4

	[n°]	ζ
L [m]	1.44	-

TRATTO 2-3

	[n°]	ζ
L [m]	6.23	-
diramazione	1	1.5
H [m]	0	-

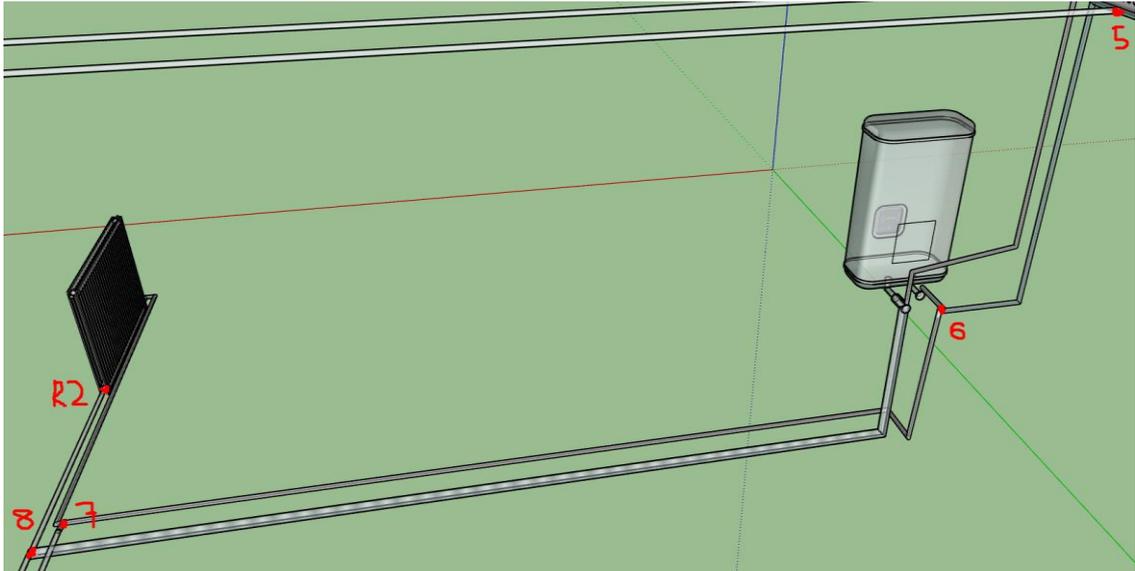
TRATTO 4-5

	[n°]	ζ
L [m]	6.51	-

TRATTO 3-R5

	[n°]	ζ
L [m]	3.56	-
diramazione F DIRETTO	1	0.5
H [m]	0	-
curve 90	3	0.5
radiatore	1	3
valvola ingresso rad diritta	1	8.5





TRATTO 8-R3

	[n°]	ζ
L [m]	1.81	-
diramazione a doppio T	1	2
radiatore	1	3
valvola ingresso rad diritta	1	8.5

TRATTO R3-7

	[n°]	ζ
L [m]	3.67	-
n curve	2	0.5

TRATTO 7-6

	[n°]	ζ
L [m]	7.4	-
n curve	2	0.5
confluenza a t doppia	1	2
H [m]	1.07	

TRATTO 1-8

	[n°]	ζ
L [m]	7.55	-
diramazione a doppio T	1	2
H [m]	1.07	
n curve	1	0.5

TRATTO 8-R2

	[n°]	ζ
L [m]	1.76	-
diramazione a doppio T	1	2
radiatore	1	3
valvola ingresso rad diritta	1	8.5

TRATTO R2-7

	[n°]	ζ
L [m]	3.21	-
n curve	2	0.5