



UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA

LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA ENERGETICA

TESI DI LAUREA

**ANALISI ENERGETICA E PRESTAZIONALE DI UN
IMPIANTO IDROTERMICO AD ACQUA DI LAGUNA
PER LA CLIMATIZZAZIONE CIVILE ED INDUSTRIALE
NELLA CITTA' DI VENEZIA**

RELATORE: Prof. Michele De Carli

CORRELATORE: Prof. Antonio Galgaro

LAUREANDO: Giulio Ordigoni

ANNO ACCADEMICO 2013/2014

INDICE

SOMMARIO	1
1 GLI IMPIANTI IDROTERMICI	3
1.1 Idrotermia in Italia	4
1.1.1 Acquario di Genova	4
1.1.2 Complesso San Benigno – Genova	5
1.2 Idrotermia nel resto d’Europa.....	7
1.2.1 Värtan Ropsten - Stoccolma	7
1.2.2 Katri Vala - Helsinki	9
1.2.3 Fornebu - Oslo	10
2 POMPE DI CALORE E SCAMBIATORI.....	11
2.1 Pompe di calore	11
2.1.1 Classificazione	12
2.1.2 Pompe di calore a compressione meccanica di vapore	12
2.1.3 Pompe di calore ad assorbimento.....	13
2.1.4 Tipologie di pompe di calore	14
2.1.4.1 Pompe di calore aria - aria	15
2.1.4.2 Pompe di calore aria - acqua.....	15
2.1.4.3 Pompe di calore acqua - aria e acqua - acqua	16
2.1.4.4 Pompe di calore suolo - aria e suolo - acqua	17
2.1.5 Coefficient of Performance (COP), Energy Efficient Ratio (EER)	18
2.1.5.1 Coefficient Of Performance (COP)	18
2.1.5.2 Energy Efficient Ratio (EER)	19
2.1.6 Vantaggi nell’utilizzo delle pompe di calore	20
2.1.7 Limiti delle pompe di calore	21
2.2 Scambiatori di calore	22
2.2.1 Tipologie di scambiatori per le pompe di calore.....	22
2.2.1.1 Scambiatori a piastre.....	22
2.2.1.2 Le caratteristiche delle piastre	23
2.2.1.3 Guarnizioni	24
2.2.1.4 Fattore di sporramento	25
2.2.2 Scambiatori a tubi coassiali e “serpentine”	25
2.2.3 Scambiatori a fascio tubiero.....	26
2.2.4 Batterie Alettate	27
3 L’IMPIANTO IN OGGETTO.....	29
3.1 Scelte progettuali	29

3.2	Schema d'impianto	32
3.2.1	Opere di presa e restituzione	33
3.2.1.1	Opere di presa mare	33
3.2.1.2	Stazione di sollevamento acqua di laguna	33
3.2.1.3	Opere di restituzione	34
3.2.2	Stazione di scambio termico	35
3.2.3	Caratteristiche scambiatori	38
3.3	Sottocentrali	40
3.4	Caldaia d'integrazione	40
3.5	Anello acqua e rete di distribuzione	41
3.6	Fluido termovettore	42
3.6.1	Cenni storici	42
3.6.2	Problematiche connesse all'utilizzo di glicole etilenico	43
3.6.2.1	La corrosione	43
3.6.2.2	La tossicità	44
3.6.2.3	La capacità termica e lo smaltimento	44
3.6.2.4	I controlli	44
3.7	Sistema di supervisione e controllo dell'impianto	45
4	ANALISI ENERGETICA DELLE UTENZE	47
4.1	Analisi Dinamica – Software TRNSYS	47
4.1.1	Calcolo del fabbisogno termico in regime dinamico	48
4.1.2	Metodo delle funzioni di trasferimento	48
4.1.3	Bilancio termico applicato da TRNSYS	53
4.1.4	Flusso di calore attraverso muri e finestre	53
5	UTENZA: TESE 108-109	59
5.1	Storia	59
5.2	Morfologia	63
5.3	L'Arsenale oggi	64
5.3.1	Funzioni insediative	65
5.3.2	Funzioni previste	66
5.4	Tesa 108 e Tesa 109	67
5.4.1	Involucro	68
5.4.1.1	Componenti opachi	69
5.4.1.2	Componenti vetrati	71
5.4.2	Impianti	74
5.4.2.1	Locale Tecnico	75
5.4.2.2	Pompe di calore	75

5.4.2.3	Sistema di trattamento dell'acqua.....	76
5.4.2.4	Distribuzione.....	77
5.4.2.5	Pavimento radiante, impianto a battiscopa, radiatori alta temperatura.....	78
5.4.2.6	Impianto a travi induttive.....	79
5.4.2.7	Ventilazione meccanica controllata.....	80
5.4.2.8	Sistema di supervisione, controllo e automazione.....	82
6	SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTO.....	83
6.1	Sorgente.....	83
6.2	Edificio.....	86
6.2.1	Fabbisogno energetico per riscaldamento e raffrescamento.....	87
6.2.2	Fabbisogno energetico per ventilazione.....	89
6.2.3	Temperatura ambiente interno.....	90
6.2.4	Riepilogo edificio.....	91
6.3	Impianto.....	92
6.3.1	Generazione.....	92
6.3.2	Modello.....	95
6.3.2.1	Termoregolazione.....	96
6.4	Simulazioni.....	97
6.4.1	Time Step.....	104
6.4.2	Anno 2006.....	104
6.4.3	Funzionamento integrativo caldaia.....	105
7	CONCLUSIONI.....	109
7.1	Considerazioni sul sistema.....	109
7.2	Confronto con altre tecnologie.....	112
7.2.1	Modello con caldaia e refrigeratore condensato ad aria.....	112
7.2.2	Modello con pompa di calore ad aria.....	113
7.2.3	Confronto finale.....	113
7.3	Riepilogo conclusivo.....	115
	BIBLIOGRAFIA.....	117
	RINGRAZIAMENTI.....	119

SOMMARIO

Scopo della presente trattazione è la valutazione tecnica di un impianto idrotermico per la climatizzazione di ambienti alimentato con acqua di laguna, sito nell'area industriale dell'Arsenale di Venezia.

L'impianto, basato su un sistema di tipo geotermico che sfrutta lo scambio energetico tra un fluido termovettore e l'acqua della Laguna di Venezia, alimenta una serie di utenze di tipo civile ed è stato dimensionato per poter asservire nel futuro anche un insieme di utenze di tipo industriale. Il sistema, nella sua configurazione finale, alimenterà un'area di circa 115.000 m² con una potenza termica installata pari a 6 MW.

Il lavoro si pone come obiettivo quello di produrre, da un punto di vista imparziale, un'analisi dettagliata del sistema edificio – impianto nel suo complesso, individuandone le criticità ed evidenziandone il potenziale.

A tal fine l'attenzione verrà focalizzata su alcuni aspetti fondamentali quali: prestazioni energetiche, costi economici e impatto ambientale; gli indicatori ricavati consentiranno di fornire una panoramica completa delle caratteristiche d'impianto.

Per motivare la scelta di un sistema così complesso dal punto di vista impiantistico, a fronte di possibili soluzioni alternative tradizionali, verranno simulate diverse configurazioni di funzionamento basate su tecnologie più mature e tecnicamente meno complicate.

L'intento finale consiste nel validare il modello progettuale - dimostrandone la convenienza tecnica ed economica - e nel dettagliarlo al punto tale da poterlo ritenere punto di riferimento per future nuove realizzazioni.

1 GLI IMPIANTI IDROTERMICI

Per energia geotermica s'intende generalmente il calore disponibile a temperatura maggiore di quella ambiente, potenzialmente estraibile dal sottosuolo e sfruttabile dall'uomo.

A livello internazionale non esiste ancora una terminologia codificata e uniformemente adottata per definire e classificare le risorse geotermiche, esistono tuttavia dei criteri di riferimento comunemente utilizzati ed accettati. Il più comune si basa sull'entalpia dei fluidi termovettori che trasferiscono il calore dalla sorgente calda a quella fredda. L'entalpia, che è correlata alla temperatura dei fluidi stessi, è usata per esprimere il loro contenuto energetico in rapporto al calore ed al lavoro meccanico che se ne può trarre. Le risorse geotermiche possono essere suddivise pertanto in risorse a bassa, media ed alta entalpia.

Tipologia risorse	Temperatura [°C]				
	< 90	< 125	< 100	≤ 150	≤ 190
Risorse a bassa entalpia	90 - 150	125 - 225	100 - 200	-	-
Risorse a bassa entalpia	> 150	> 125	> 200	> 150	> 190

Tabella 1-1: Classificazione risorse

La produzione di elettricità è la forma di utilizzazione principale delle risorse geotermiche ad alta entalpia. Le risorse a entalpia medio-bassa sono adatte, oltre che alla generazione di elettricità con impianti a ciclo binario, a una molteplicità di usi diretti del calore, che vanno dal riscaldamento di ambienti, alla refrigerazione, agli usi agricoli, all'acquacoltura, all'impiego nei processi industriali a caldo.

Gli impianti idrotermici si individuano nella definizione di geotermia a bassa entalpia e sfruttano come serbatoio termico le acque superficiali quali quelle di laghi, fiumi o mari. Tali impianti possono essere a loro volta suddivisi in due categorie a seconda del ciclo compiuto dal fluido termovettore: impianti a circuito chiuso, ossia impianti in cui le tubazioni sono immerse all'interno della sorgente idrica e costituiscono una sorta di scambiatore sommerso, o impianti a circuito aperto, caratterizzati da continuo pescaggio e reiniezione dell'acqua.

L'impianto oggetto di analisi è un impianto idrotermico a circuito aperto che sfrutta come sorgente il bacino della laguna veneziana. Le particolari caratteristiche rendono il sistema unico nel suo genere: ad oggi, infatti, in Italia, non è in funzione alcun tipo di impianto che possa essere ritenuto simile, sia in termini di potenza installata che in numero di utenze asservite, a quello in oggetto.

1.1 Idrotermia in Italia

Come già accennato precedentemente, non esistono in Italia impianti con caratteristiche e dimensioni paragonabili a quello oggetto di studio. Sebbene nella stessa laguna di Venezia la tecnologia sia già stata applicata ad impianti di limitata potenza (dell'ordine di alcune decine di kW per la climatizzazione di singoli edifici) la complessità impiantistica rende l'impianto dell'Arsenale non confrontabile con le piccole realtà esistenti, non solo dal punto di vista della potenza installata, ma soprattutto in termini di costi, gestione e manutenzione.

Affinità tecniche si possono riscontrare con l'impianto che governa la climatizzazione dell'acquario di Genova e con il progetto di riqualificazione del complesso San Benigno, sempre a Genova, ancora però in fase di sviluppo.

1.1.1 Acquario di Genova

L'impianto è costituito da tre gruppi frigoriferi che producono acqua refrigerata alla temperatura di 6-7 °C per il raffrescamento delle aree comuni e delle vasche delle foche. L'acqua temperata, smaltita durante la condensazione, viene invece utilizzata per la climatizzazione della vasca dei pesci tropicali ad una temperatura di 45-50 °C.

Per garantire il corretto funzionamento dei gruppi frigoriferi sono installati scambiatori di calore per assicurare la dissipazione e completare il ciclo frigorifero, mentre la distribuzione dell'acqua è affidata a idonei circolatori. Una nota tecnica interessante dell'impianto è che i gruppi refrigeratori utilizzano acqua di mare per lo smaltimento dell'energia non utilizzata. A fronte di ciò nell'impianto sono stati previsti speciali scambiatori a piastre ideati per questo particolare funzionamento.

La nuova conformazione dell'impianto, riammodernato nell'anno 2003, garantisce un risparmio di circa 800 euro al giorno di gas metano in quanto il funzionamento delle caldaie viene sostituito per la maggior parte del tempo dalle pompe di calore. Sensibile anche il risparmio per la produzione di acqua fredda dovuta alla maggiore efficienza dei gruppi frigoriferi.

Si riportano di seguito alcune caratteristiche dei singoli gruppi frigoriferi installati.

Resa lorda	1.181,00	kW
Assorbimento gruppo	388,00	kW
Potenza compressore	388,00	kW
C.O.P	3,04	-
Gradini di parzializzazione	10,00	-
Capacità minima	10,00	%
Refrigerante	R-134a	-

Tabella 1-2: Caratteristiche tecniche pompa di calore Acquario di Genova

1.1.2 Complesso San Benigno – Genova

Il progetto prevede la realizzazione di un'infrastruttura di distribuzione dell'energia termica e frigorifera a bassa entalpia, prelevata dall'acqua di mare, attuata con un anello ad acqua dolce con portata adeguata a fornire energia termica alle maggiori utenze centralizzate del quartiere.

La tipologia dell'intervento potrà servire centri direzionali, centri commerciali, hotel, condomini, terziario in genere, ma anche quartieri residenziali. Il servizio prevede la distribuzione di acqua dolce attraverso un circuito che riceve calore attingendo dal mare nel bacino portuale di Genova. L'infrastruttura prevede una presa a mare nella zona dell'accosto portuale. La presa a mare è costituita da due vasche comunicanti, la prima adibita al trattamento antibiofouling e al pompaggio, la seconda allo scambio termico con il circuito d'acqua dolce che attua la distribuzione, secondo lo schema di Figura 1-1.

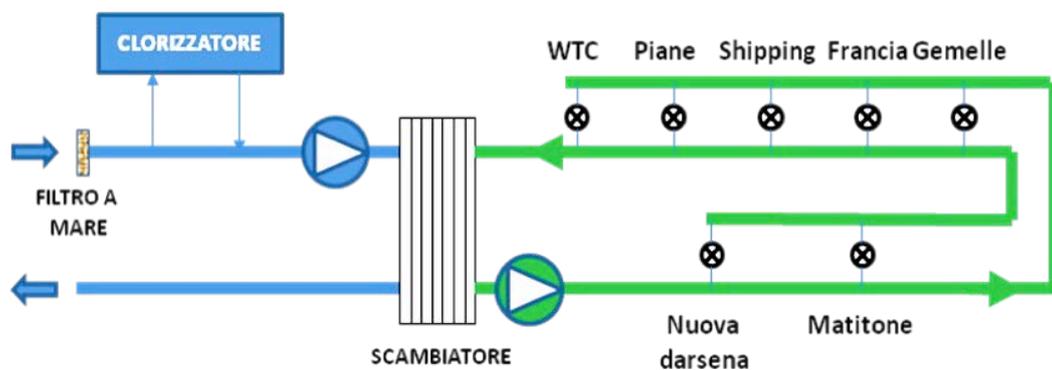


Figura 1-1: Schema generale di funzionamento Complesso San Benigno

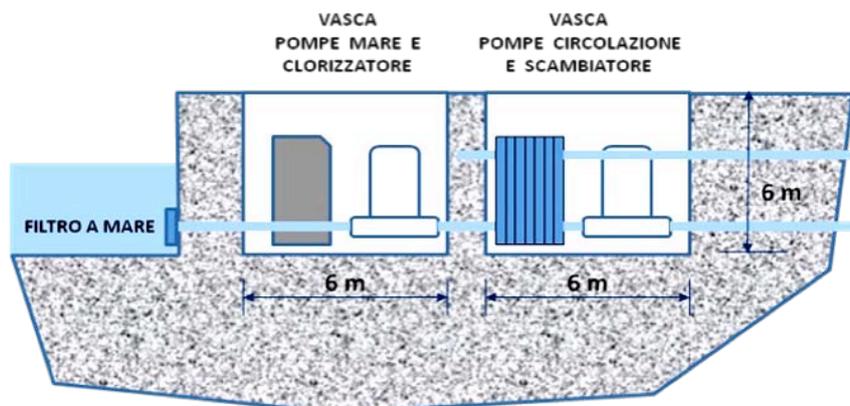


Figura 1-2: Vasche di presa a mare

L'energia estraibile dall'acqua di mare nella zona del Golfo di Genova dipende dalla distribuzione stagionale di temperatura i cui valori medi mensili sono riportati nella Tabella 1-3. Tali temperature medie stagionali del pozzo termico comportano l'assunzione di un COP medio stagionale delle pompe di calore pari 4,50 ed un EER medio stagionale di 2,90.

Mese	Temperatura [°C]		
	Aria		Mare (- 5m)
<i>Gennaio</i>	11	5	14
<i>Febbraio</i>	12	5	13
<i>Marzo</i>	14	7	14
<i>Aprile</i>	17	10	15
<i>Maggio</i>	21	14	17
<i>Giugno</i>	25	17	20
<i>Luglio</i>	28	20	24
<i>Agosto</i>	28	20	25
<i>Settembre</i>	25	17	22
<i>Ottobre</i>	20	13	20
<i>Novembre</i>	15	9	16
<i>Dicembre</i>	12	8	15

Tabella 1-3: Temperature medie mensili aria ambiente e acqua di mare

Si riportano di seguito le stime dei possibili risparmi energetici ottenibili.

Edifici	Consumi attuali			Consumi futuri		
	Inverno [MWh _t]	Estate [MWh _t]	Estate [MWh _{el}]	Inverno [MWh _{el}]	Estate [MWh _{el}]	Totali [MWh _{el}]
WTC	1.246,00	1.310,00	595,00	277,00	451,00	728,00
Torri gemelle	1.677,00	1.265,00	575,00	373,00	436,00	809,00
Torri piane	926,00	800,00	364,00	205,00	275,00	480,00
Torre Francia	870,00	975,00	443,00	194,00	336,00	530,00
Torre Shipping	820,00	820,00	372,00	182,00	282,00	464,00
Nuova Darsena	450,00	300,00	136,00	100,00	103,00	203,00
Matitone	1.800,00	1.500,00	434,00	400,00	517,00	917,00
Consumi infrastrutture	-	-	-	-	-	102,00
Totale	7.789,00	6.790,00	2.919,00	-	-	4.233,00

Tabella 1-4: Consumi attuali e futuri ipotizzati

Il consumo di energia primaria del complesso (considerando la resa nazionale indicata da AEEG 0,46) ad oggi è di 15.272 MWh_t. Dopo l'intervento si stima che i consumi si ridurranno a 9.202 kWh_t con un risparmio previsto del 39,7 % e con una riduzione di emissioni di 1.274 tonCO₂/anno.

Ci si attendono, inoltre, riduzioni sostanziali di gas effetto serra, polveri sottili e altri inquinanti.

In termini economici il risparmio ipotizzato è di quasi 400.000 €/anno.

1.2 Idrotermia nel resto d'Europa

Diversamente da ciò che accade in Italia, il panorama europeo offre sicuramente qualche termine di paragone in più vista la maggior diffusione di sistemi che sfruttano una tecnologia simile a quella dell'impianto in essere. I casi a cui è possibile far riferimento riguardano impianti prevalentemente dislocati nel nord Europa, dove vere e proprie centrali termiche, costituite da pompe di calore di grande potenza, permettono di soddisfare il fabbisogno termico di intere città, o parti di esse. Tra questi impianti si citano quello di Värtan Ropsten in Svezia, Katri Vala in Finlandia e Fornebu in Norvegia.

1.2.1 Värtan Ropsten - Stoccolma

Si tratta di un impianto realizzato tra il 1984 e il 1986 nella città di Stoccolma, commissionato per far fronte all'aumento del prezzo del gasolio, all'epoca la fonte prevalentemente utilizzata per il riscaldamento dalle singole utenze (a causa dell'impossibilità di un sufficiente approvvigionamento di gas metano). L'aumento del prezzo dei prodotti petroliferi ha reso più convenienti i sistemi a pompa di calore, alimentati dall'energia elettrica.



Figura 1-3: Edificio pompe di calore

L'impianto è costituito da sei pompe di calore Friotherm Unitop 50 FY da 30 MW ciascuna, in grado quindi di fornire nel complesso una potenza termica di 180 MW tale da soddisfare circa il 60% del fabbisogno termico della città. Il sistema ha la capacità di operare autonomamente durante primavera, estate e prima parte dell'autunno, fintanto che la temperatura del mare non scende al di sotto di 2,5 °C. Durante il periodo estivo viene infatti utilizzata acqua pescata direttamente in superficie, mentre durante il periodo invernale il prelievo avviene a 15 m di profondità dove la temperatura dell'acqua è stabile intorno a 3°C.

L'impianto nella sua conformazione originale prevedeva l'utilizzo di fluido refrigerante R22 ma, a seguito dell'entrata in vigore delle norme europee sull'utilizzo di HFC, dal 2003 utilizza il fluido R134-A. Lo scambio termico tra la sorgente marina e il fluido termovettore avviene tramite scambiatori di calore a piastre che consentono minimo ingombro (rispetto alle altre tipologie di scambiatori) e minimo ΔT tra i fluidi. A differenza dell'impianto oggetto di studio, in questa situazione si ha produzione di acqua ad alta temperatura (80 °C) che va ad alimentare la rete di distribuzione a servizio delle utenze cittadine. Questa prerogativa è dettata dalle caratteristiche climatiche della località, che non necessita di raffrescamento estivo ma di solo riscaldamento durante tutto l'arco dell'anno.



Technical Data

Heating capacity per unit	30 MW
Power absorbed per unit	8 MW
Evaporating temperature	-3 °C
Condensing temperature	+82 °C
Sea water temper. in/out	+2.5/+0.5 °C
Heating water temp. return	+57 °C
Heating water temp. supply	+80 °C
Capacity control	10-100 %

Figura 1-4: Friotherm Unitop 50 FY

1.2.2 Katri Vala - Helsinki

A servizio della capitale finlandese esiste un complicato sistema di riscaldamento e raffreddamento che sfrutta sia il calore recuperato dalle classiche centrali termoelettriche (alimentate a gas naturale e carbone), sia quello prodotto da pompe di calore condensate utilizzando acqua di mare e acque reflue cittadine.

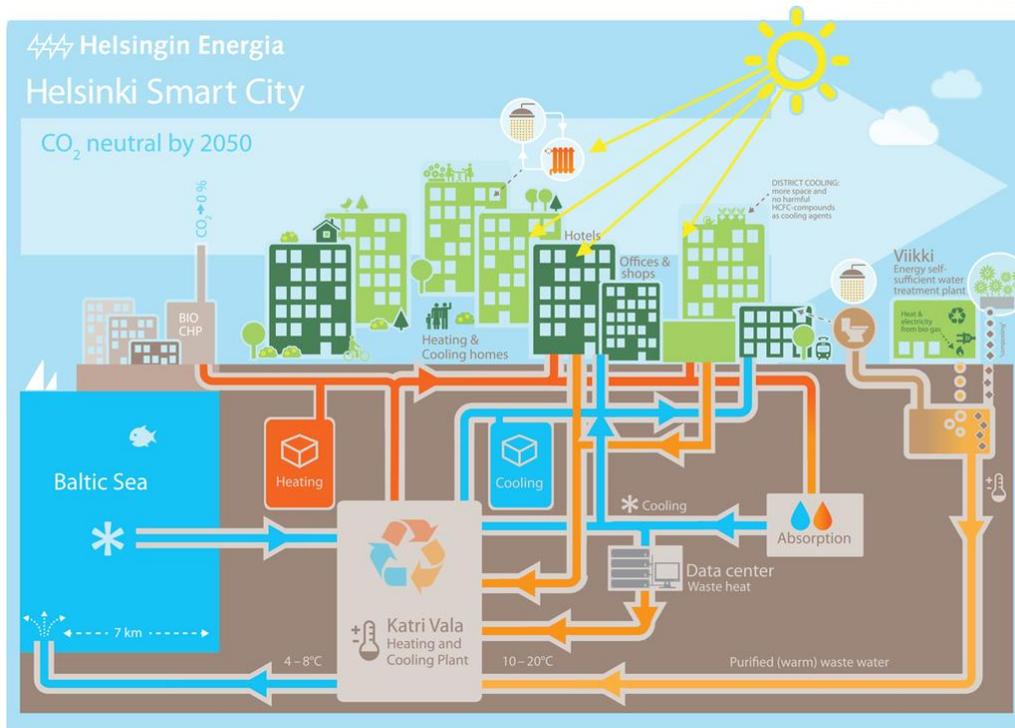


Tabella 1-5: District Heating and Cooling in Helsinki

L'impianto, il più grande al mondo che sfrutta pompe di calore condensate sia con acqua di mare che con acque reflue, garantisce un potenza di 90 MW in riscaldamento e 60 MW in raffreddamento e alimenta parte della città. Durante il periodo invernale, il fabbisogno di energia termica viene soddisfatto tramite l'utilizzo delle pompe di calore che sfruttano come sorgente le acque reflue provenienti dalla centrale di Viikinmäki in cui vengono trattate prima di essere reimmesse in mare. All'eventuale fabbisogno di energia per il raffreddamento si fa fronte invece scambiando calore direttamente con l'acqua di mare. Nella stagione estiva le pompe di calore soddisfano il fabbisogno in riscaldamento scambiando calore con l'acqua di ritorno del circuito di raffreddamento.

L'esempio proposto fa riferimento ad una situazione completamente diversa da quella in analisi, ma rende ugualmente l'idea delle potenzialità di un sistema che sfrutta l'energia idrotermica.

1.2.3 Fornebu - Oslo

Fornebu è il quartiere periferico della capitale norvegese più vicino all'aeroporto internazionale; dal 2001 è stata intrapresa un'opera di riqualificazione di tutta l'area che prevede la creazione di una nuova zona residenziale. La climatizzazione del distretto è affidata ad un impianto di caratteristiche molto simili a quello di Katri Vala benché di potenza minore: circa 5,5 MW in riscaldamento e 7,0 MW in raffrescamento. Per il riscaldamento delle utenze viene prodotta acqua calda a 75°C sfruttando, come nel caso precedente, durante l'inverno il calore presente nelle acque reflue del quartiere, durante l'estate l'acqua di ritorno del circuito di raffrescamento.



Figura 1-3: Friotherm Unitop 22

2 POMPE DI CALORE E SCAMBIATORI

Come si vedrà in seguito, elementi chiave dell'impianto sono le pompe di calore, che garantiscono la produzione di acqua calda e refrigerata per la climatizzazione degli ambienti, e gli scambiatori che consentono il trasferimento dell'energia dalla sorgente alle diverse utenze. Si vuole, in questo capitolo, entrare nel merito di suddette tecnologie.

2.1 Pompe di calore

Per pompa di calore si intende un'installazione che, operando con continuità, preleva calore da una sorgente a temperatura più bassa e lo rende disponibile (assieme all'equivalente termico dell'energia impiegata per rendere possibile questa operazione) per utilizzo esterno ad una temperatura mediamente superiore.

Il nome di pompa di calore deriva pertanto dall'operazione di elevazione del livello termico di energia disponibile come calore ed è un'operazione utile quando l'energia termica è resa utilizzabile a temperatura superiore a quella dell'ambiente esterno. In tale contesto si parla di riscaldamento termodinamico.

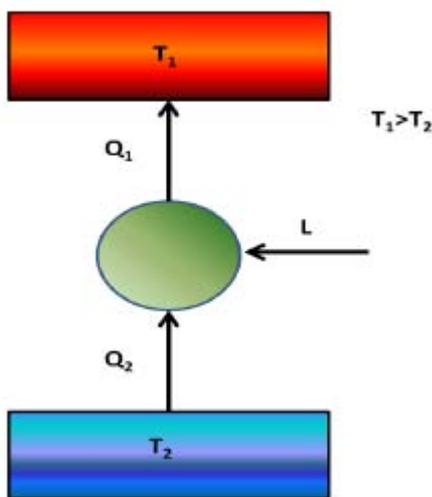


Figura 2-1: Schema operativo di funzionamento di una pompa di calore

Nella realtà, comunque, anche le basse temperature, che possono comunemente essere considerate termicamente inutili, possono essere usate attraverso lo sfruttamento di elementi naturali come l'aria, la terra e l'acqua, i quali contengono calore utile continuamente generato dal sole, che può essere utilizzato per rendere disponibile calore o effetto frigorifero da parte dell'impianto.

Teoricamente il calore totale erogato da una pompa di calore è pari al calore estratto dalla fonte, più la quantità di energia utilizzata per l'alimentazione. Per esempio: una pompa di calore alimentata da un motore elettrico, utilizzata per il riscaldamento di edifici, con la somministrazione di 20-40 kWh di energia elettrica riesce a produrre in media 100 kWh.

Pompe di calore industriali, invece, possono raggiungere prestazioni più elevate tali da riuscire a fornire la stessa quantità di calore con solo 3-10 kWh di energia elettrica. Le principali fonti di calore utilizzate in entrambe le tipologie di impianto possono essere sorgenti naturali appartenenti all'ambiente esterno come il suolo, l'aria o l'acqua, oppure fonti di calore artificiali come flussi di calore emessi da processi industriali e non. Le pompe di calore sono infatti diventate il modo più efficiente per fornire riscaldamento e raffreddamento in molte applicazioni e in molti campi, in quanto possono sfruttare le fonti di energia rinnovabile per il proprio funzionamento.

Inoltre, poiché le pompe di calore consumano una minor quantità di energia primaria rispetto ai convenzionali sistemi di riscaldamento, esse rappresentano un'importante tecnologia per la riduzione delle emissioni di gas che incidono sul riscaldamento globale come l'anidride carbonica (CO₂), l'anidride solforosa (SO₂) e gli ossidi di azoto (NO_x).

In ogni caso l'impatto ambientale delle pompe di calore elettriche dipende dal modo con cui viene prodotta l'energia elettrica: pompe di calore alimentate da elettricità derivante da impianti ad energia rinnovabile o da impianti idroelettrici riducono le emissioni in modo maggiore rispetto a quelle alimentate da energia prodotta da centrali a carbone, a petrolio o a gas.

2.1.1 Classificazione

Una prima classificazione per quanto riguarda le tipologie di pompe di calore può essere fatta in base al tipo di energia richiesta per il funzionamento:

- energia meccanica (derivante usualmente da motori elettrici) per le pompe di calore con ciclo a compressione di vapore o ad aria;
- energia termica per le pompe di calore con ciclo ad assorbimento oppure a termocompressione di vapore (ad eiettore);
- energia elettrica per le pompe di calore termoelettriche (sfruttano l'effetto termoelettrico Peltier).

2.1.2 Pompe di calore a compressione meccanica di vapore

La maggior parte delle pompe di calore opera con il ciclo a compressione di vapore, i cui componenti principali sono: compressore, valvola di espansione e due scambiatori di calore che si riferiscono all'evaporatore e al condensatore.

I vari componenti sono connessi grazie ad un circuito chiuso, all'interno del quale scorre un liquido volatile, detto fluido operativo o refrigerante.

Il percorso che il refrigerante compie all'interno del circuito è il seguente:

- nell'evaporatore la temperatura del fluido operativo è mantenuta inferiore rispetto a quella della sorgente di calore, in modo che la differenza di temperatura possa creare lo scambio termico necessario affinché il fluido liquido possa evaporare;

- all'interno di un compressore, quindi, il fluido sottoforma di vapore viene aspirato e compresso ad una pressione e una temperatura più elevate;
- il fluido passa all'interno dello scambiatore di calore costituente il condensatore, dove si raffredda, cede calore utile e condensa;
- infine, il fluido liquido in uscita dal condensatore viene espanso da parte di una valvola di laminazione che ne abbassa la pressione terminando il ciclo.

Il compressore è solitamente azionato da un motorino elettrico o da un motore a combustione che, operando in modo differente, permettono altresì differenti vantaggi. Il motore elettrico consente il funzionamento del compressore con perdite di trasformazione minime, poiché l'efficienza di conversione dell'energia elettrica fornita dalla rete in energia meccanica sviluppata dalla rotazione dell'albero dello stesso compressore è sempre superiore al 90%. Ne deriva, quindi, che con l'utilizzo di un motore elettrico l'impianto a pompa di calore è caratterizzato da un'efficienza energetica maggiore.

Il funzionamento di un impianto con un motore a combustione interna, invece, permette di sfruttare il calore dei gas di scarico in aggiunta a quello generato a livello del condensatore. In tal caso, però, l'efficienza energetica legata alla conversione dell'energia termica, sviluppata dal motore a combustione, in energia meccanica atta a garantire la rotazione dell'albero del compressore risulta molto inferiore rispetto a quella caratteristica di un motore elettrico.

Sono, inoltre, presenti in alcune realtà industriali pompe di calore che eseguono il ciclo inverso con un fluido operativo derivante dal processo industriale stesso. Esse funzionano in ciclo aperto attraverso la ricompressione meccanica del vapore (Mechanical Vapour Recompression, MVR).

2.1.3 Pompe di calore ad assorbimento

Le pompe di calore ad assorbimento basano il proprio funzionamento sulla disponibilità di energia termica e non sullo sfruttamento dell'energia meccanica. I sistemi ad assorbimento utilizzano la capacità di liquidi e sali di assorbire il vapore del fluido operativo che opera fra la zona di alta e la zona di bassa pressione. Le sostanze maggiormente utilizzate in tali impianti sono: acqua (fluido operativo) e bromuro di litio (assorbente); ammoniaca (fluido operativo) e acqua (assorbente).

Nei sistemi ad assorbimento la compressione del fluido è raggiunta termicamente in un impianto composto da:

- pompa per il pompaggio della soluzione;
- condensatore in cui avviene la condensazione del vapore del fluido operativo;
- evaporatore in cui avviene l'evaporazione del fluido operativo;
- generatore che permette di ottenere una soluzione assorbente più densa;

- assorbitore in cui il calore è assorbito dalla soluzione a bassa pressione;
- valvola ad espansione per operare l'espansione del fluido operativo dalla zona di alta pressione a quella di bassa pressione.

La pompa di calore ad assorbimento opera nel modo di seguito descritto. Il vapore a bassa pressione presente nell'evaporatore è condotto all'interno dell'assorbitore, all'interno del quale viene assimilato da parte di una soluzione assorbente. Questo processo esotermico genera il calore di assorbimento che aumenta di conseguenza la temperatura del liquido. Poiché assorbendo vapore la soluzione tende a perdere la propria capacità di assorbimento, essa viene condotta al generatore all'interno del quale il fluido operativo vaporizza e si separa dalla soluzione assorbente. Questo processo è reso possibile grazie alla somministrazione di calore che viene prelevato dall'esterno ad alta temperatura. In questo modo la soluzione si rigenera tornando alla concentrazione desiderata di partenza. Il vapore, quindi, passa in fase liquida all'interno del condensatore tramite la cessione di calore all'esterno, mentre la sostanza assorbente ritorna all'assorbitore attraverso la valvola ad espansione.

Successivamente il fluido operativo torna all'evaporatore ad una pressione inferiore attraverso la valvola di laminazione.

A livello industriale è possibile sfruttare un particolare tipo di pompa di calore ad assorbimento, chiamata trasformatore di calore. Tale soluzione impiantistica è in grado di rendere disponibile energia termica in quantità inferiore a quella ricevuta, ma a temperatura più elevata. La frazione di energia mancata è quella ceduta a temperatura più bassa.

2.1.4 Tipologie di pompe di calore

Nel mercato sono presenti quattro tipologie di pompe di calore, che si differenziano tra loro e che derivano dalla combinazione dei due fluidi che scambiano calore con il refrigerante: aria o acqua.

A seconda del tipo di sorgente esterna (primo termine) e interna dell'edificio (secondo termine), ovvero sorgente calda e fredda a cui acquisiscono e cedono calore, si determinano quattro tipologie di pompa di calore:

- aria - aria;
- aria - acqua;
- acqua - aria;
- acqua - acqua.

La pompa di calore consente il condizionamento dell'aria all'interno degli edifici riscaldandola o raffreddandola direttamente oppure in modo indiretto, attraverso l'utilizzo di un fluido intermedio - normalmente acqua - che trasporta il calore ai vari ambienti, dove viene ceduto all'aria da parte di scambiatori di calore dedicati.

Sul lato esterno il sistema può scambiare direttamente calore con l'aria, prelevandone la quantità necessaria per il funzionamento invernale e dissipandolo durante quello estivo. Il processo può avvenire con l'utilizzo di un fluido intermedio (acqua o acqua glicolata), che consente di scambiare calore con la sorgente esterna, la quale può essere costituita da acqua superficiale o di falda, terreno o rocce (geotermia a bassa entalpia). Nel caso di pompe di calore acqua - acqua lo scambio si può ottenere con l'inversione del ciclo frigorifero o con quella del sistema idronico.

2.1.4.1 Pompe di calore aria - aria

Le pompe di calore aria - aria utilizzano come sorgente di calore l'aria esterna o, dove possibile, l'aria aspirata dai locali per essere evacuata. Tali sistemi, detti monoblocco o split, operano l'effetto utile sull'aria interna degli ambienti da climatizzare attraverso la cessione o il prelievo di calore dall'aria esterna. Il refrigerante che consente tale processo trasporta il calore tramite la rete di canalizzazioni ai diffusori, che consentono di scambiare calore con l'aria interna degli ambienti. Nel funzionamento invernale il calore è acquisito dall'aria esterna e ceduto a quella interna; il funzionamento estivo è basato sull'effetto opposto.

Le unità interne di questi impianti possono essere anche di tipo canalizzabile, per cui il calore è trasportato con canali d'aria che possono raggiungere ogni ambiente interno. Anche l'unità esterna può essere canalizzata, consentendo il prelievo di aria esterna con la quale è possibile lo scambio di calore. Ciò consente di sfruttare il vantaggio di poter collocare tale unità all'interno dell'edificio in un locale tecnico.

Fanno parte di questa tipologia di pompe di calore anche i cosiddetti roof - top, macchine da esterno con canali di mandata e ripresa dell'aria interna trattata, le cui taglie di capacità superiore vengono normalmente utilizzate per climatizzare grandi spazi commerciali fiere.

2.1.4.2 Pompe di calore aria - acqua

A tale tipologia di pompe di calore appartengono i sistemi idronici che sfruttano l'aria come sorgente esterna. Essi riscaldano o raffreddano acqua contenuta in un circuito che trasporta calore nei terminali posti nelle varie zone da climatizzare. Per tali tipologie di impianto vengono solitamente utilizzati fan coils e pannelli radianti, poiché possono sfruttare ottimamente le basse temperature tipiche delle pompe di calore.

Un ulteriore dispositivo diffusore utilizzato con le pompe di calore aria - acqua è l'unità trattamento aria. Essa è posta in un locale tecnico o anche all'esterno come avviene per i roof - top e come questi è dotata di canali che trasportano l'aria trattata nelle zone da climatizzare. Queste unità hanno anche la possibilità di depurare e deumidificare o umidificare l'aria fino al valore desiderato oltre a riscaldarla e a raffreddarla.

Le pompe di calore che sfruttano l'aria come sorgente trovano le condizioni più favorevoli per il loro impiego nelle zone a clima moderato tipiche di quasi tutte le regioni italiane. Un altro grande vantaggio di questa tipologia è che, a differenza di quelle con sorgente geotermica, non sono richiesti costi di investimento elevati per raggiungere la sorgente esterna fornita dall'aria.

2.1.4.3 Pompe di calore acqua - aria e acqua - acqua

Le pompe di calore possono sfruttare l'acqua come sorgente di calore esterno a bassa entalpia, con la quale operare lo scambio termico sul lato esterno.

In tal caso le soluzioni impiantistiche sono differenti rispetto alle pompe di calore aria - aria o aria - acqua, poiché, nonostante il principio operativo sia lo stesso, vi sono problematiche diverse a seconda che l'acqua sfruttata sia superficiale (mare, lago, fiume, canale) o di falda.

I costi di investimento sono, inoltre, superiori rispetto alla soluzione ad aria, in quanto è fondamentale tener conto dell'intera componentistica necessaria per la realizzazione dell'impianto che tratta acqua, ovvero: pompe per la circolazione dell'acqua, valvolame, realizzazione di un pozzo artesiano, sistema di smaltimento dell'acqua esausta, disponibilità del terreno su cui operare i lavori di interrimento delle serpentine dei tubi per lo scambio di calore.

- ***Acque superficiali***

Le pompe di calore che sfruttano le acque superficiali come fonte termica sono più semplici da realizzare rispetto a quelle che sfruttano acqua di falda, pur richiedendo un sistema di decontaminazione e filtraggio che eviti di introdurre acque malsane e ricche di detriti che possono compromettere il funzionamento della macchina fino a danneggiarla. Si deve tenere conto, inoltre, che le acque superficiali, risentendo molto dei cambiamenti del clima esterno, sono caratterizzate dal fatto che la loro temperatura varia nel corso dell'anno. Tuttavia anche durante il periodo invernale grazie al fatto che la temperatura dell'acqua rimane sempre superiore rispetto a quella dell'aria (che può scendere di molto al di sotto dello 0°C) l'efficienza stagionale delle pompe di calore per le acque superficiali è superiore a quella delle pompe di calore ad aria. Nel caso di acque di mare si è in presenza di temperature medie annue più elevate, il che comporta efficienze superiori per il funzionamento delle pompe stesse. Lo svantaggio è dato dal fatto che lo scambiatore di calore e il circuito necessari sono maggiormente costosi, poiché devono essere realizzati con materiali resistenti all'elevata concentrazione di sale nell'acqua.

- ***Acque di falda***

L'utilizzo di tali acque ha il vantaggio di sfruttare un serbatoio termico a temperatura costante e sufficientemente elevata. In tal caso l'efficienza delle pompe di calore, in relazione alla temperatura della sorgente fredda, rimane pressoché costante durante l'anno, arrivando a raggiungere alti rendimenti. Le problematiche che si riscontrano per queste soluzioni impiantistiche consistono nel fatto che non sono sempre disponibili falde acquifere da cui attingere il calore necessario alla pompa di calore. Inoltre, se disponibili, non sempre possono essere sfruttate a causa del divieto imposto dalla legge.

2.1.4.4 Pompe di calore suolo - aria e suolo - acqua

Vi è un'ulteriore tipologia impiantistica che negli ultimi anni sta avendo un forte sviluppo e un forte riscontro sul mercato, ovvero la pompa di calore a suolo.

Tale impianto sfrutta come fonte di calore a bassa entalpia il calore geotermico del suolo o delle rocce, attraverso l'utilizzo di collettori di scambio termico orizzontali o verticali che vengono immersi nel terreno. Il circuito che ne deriva è riempito di acqua glicolata (acqua e glicole etilenico) in modo da evitare un'eventuale rottura delle tubazioni a causa del loro congelamento durante la stagione invernale.

Il costo dei collettori e della loro posa nel terreno è superiore a quello dei sistemi che sfruttano l'acqua come sorgente termica esterna, ma questa soluzione è una valida alternativa nel momento in cui non è possibile utilizzare le pompe di calore acqua- acqua o aria-acqua.

- ***Collettori orizzontali (sub - superficiali)***

I collettori orizzontali sono serpentine interrate orizzontalmente a profondità non eccessiva, all'interno delle quali viene operata una circolazione forzata di acqua glicolata. Essi scambiano calore con il terreno circostante, perciò con una profondità di posa maggiore si ottiene una minor influenza della variazione di temperatura dovuta all'aria esterna. Il costo dello scavo però aumenta.

- ***Collettori verticali (in pozzo)***

A differenza di quelli orizzontali, i collettori verticali necessitano di un pozzo profondo o più pozzi meno profondi, nei quali vengono inserite le tubazioni, che sono riempite d'acqua glicolata e che scambiano calore con gli strati profondi del terreno. Tale soluzione è caratterizzata da costi non indifferenti, ma anche dal vantaggio che con una maggior profondità la temperatura aumenta e vi è una minore influenza con le variazioni climatiche. Inoltre, con particolari terminali vi è la possibilità di operare una climatizzazione estiva gratuita.

2.1.5 Coefficient of Performance (COP), Energy Efficient Ratio (EER)

In termini energetici le prestazioni di una pompa di calore si valutano tramite il coefficiente di effetto utile definito come il rapporto tra l'effetto energetico utile e l'energia necessaria per ottenerlo.

$$COP = \frac{\text{Effetto energetico utile}}{\text{Energia necessaria per ottenerlo}}$$

2.1.5.1 Coefficient Of Performance (COP)

Si considerino le pompe di calore a compressione meccanica: esse operano con cicli termodinamici bitermici, con il calore positivo di ciclo prelevato dall'ambiente esterno a temperatura T_a e il calore negativo di ciclo ceduto al sistema da riscaldare a temperatura T_1 .

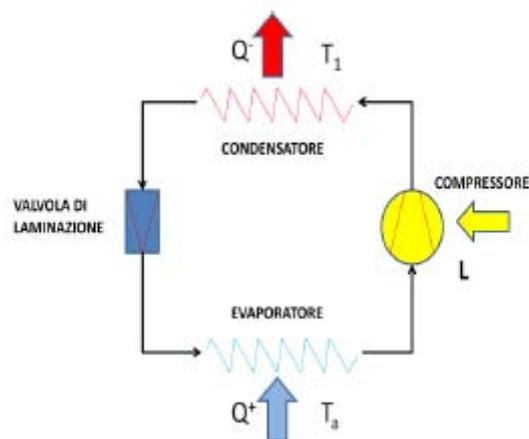


Figura 2-2: Schema rappresentativo del funzionamento di una pompa di calore

In termini energetici le prestazioni di una pompa di calore si valutano per mezzo del valore del coefficiente di effetto utile o COP (Coefficient Of Performance). Esso è definito in generale come: il rapporto fra il calore fornito dalla pompa di calore stessa [kW] e il lavoro fornito dal compressore grazie alla potenza elettrica che esso assorbe [kW] (nel caso di pompe di calore elettriche a compressione).

Per una pompa di calore ideale reversibile, e, quindi, per un fluido operatore di ciclo che evolve secondo un ciclo di Carnot inverso esattamente tra le temperature T_a e T_1 della sorgente e del serbatoio termico esterno, il COP risulta essere:

$$COP = \frac{|Q^-|}{|L|} = \frac{|Q^-|}{|Q^+| - |Q^-|}$$

con:

- Q^- = flusso termico scambiato nello scambiatore caldo
- Q^+ = flusso termico scambiato nello scambiatore freddo
- L = potenza di compressione spesa

Per una pompa di calore ideale reversibile, e, quindi, per un fluido operatore di ciclo che evolve secondo un ciclo di Carnot inverso esattamente tra le temperature T_a e T_1 della sorgente e del serbatoio termico esterno, il COP risulta essere:

$$COP = \frac{T_1}{T_1 - T_a} = \frac{1}{1 - \frac{T_a}{T_1}}$$

Il risultato che ne consegue rappresenta il valore limite massimo a cui si può tendere per quanto riguarda il coefficiente di effetto utile di una installazione reale. Nella realtà per le condizioni operative tipiche delle pompe di calore è molto difficoltoso raggiungere la metà di tale valore.

Comunque, a seconda del tipo di impianto e delle condizioni di funzionamento il valore del COP si attesta mediamente attorno a 3.

Tale valore va considerato, però, come riferimento, poiché esso è tanto maggiore quanto più :

- è bassa la temperatura a cui il calore viene ceduto dalla macchina per fornire effetto utile;
- è alta la temperatura della sorgente da cui lo stesso calore viene assorbito (tale temperatura è uno dei parametri fondamentali da cui dipende la potenza termica resa dalla pompa di calore).

L'importanza di questo coefficiente sta nel fatto che permette di identificare la misura quantitativa del salto di temperatura che il sistema produce, ovvero la differenza tra la temperatura della sorgente di calore e la temperatura di uscita del calore dal dispositivo stesso.

2.1.5.2 Energy Efficient Ratio (EER)

Allo stesso modo, se una pompa di calore è utilizzata per ottenere l'effetto frigorifero, non si considera il COP, ma l'Indice di Efficienza Energetica, ovvero Energy Efficient Ratio (EER): esso è un parametro che indica l'efficienza elettrica di un dispositivo per la produzione dell'effetto frigorifero.

La sua formulazione è analoga al COP con l'unica differenza che l'EER pone l'attenzione sul calore asportato dalla sorgente fredda. È perciò calcolato come:

$$EER = \frac{|Q^+|}{|L|}$$

con:

- Q_a = calore prelevato dalla sorgente a bassa temperatura
- L = lavoro impiegato per effettuare la fornitura di calore

Come per il COP anche l'EER dipende in maniera importante dalla differenza di temperatura tra l'ambiente da riscaldare e la sorgente di calore: quanto più tale differenza è ridotta, tanto più il valore dell'EER è elevato.

2.1.6 Vantaggi nell'utilizzo delle pompe di calore

Le pompe di calore sono una valida alternativa agli impianti di condizionamento e riscaldamento tradizionali a combustione, grazie al risparmio operato in termini di energia primaria e alla conseguente riduzione delle emissioni nocive.

Si considerano di seguito i vantaggi derivanti dall'adozione di una pompa di calore:

- elevata economicità data dalla riduzione dei costi di riscaldamento degli ambienti che può raggiungere il 50%;
- i costi energetici di esercizio di una pompa di calore sono molto bassi. Le moderne pompe di calore possono climatizzare gli ambienti e produrre acqua calda sanitaria in un modo molto efficiente a costi molto contenuti;
- risparmi di energia dal 40% al 60% per ciò che concerne il riscaldamento invernale rispetto ai sistemi tradizionali a combustibile fossile, con conseguente riduzione delle emissioni nocive (come per esempio ossidi di azoto (NO_x), anidride solforosa (SO_2) e gas serra (anidride carbonica (CO_2))). Infatti, poiché le pompe di calore consumano una quantità di energia primaria inferiore a quella dei tradizionali sistemi di riscaldamento, le emissioni dei gas che danneggiano l'ambiente e che sono causa dell'inquinamento atmosferico e dell'effetto serra vengono ridotte enormemente. Anche la migliore efficienza di tali impianti rispetto alle soluzioni per il riscaldamento e il condizionamento tradizionale a combustione permette un notevole risparmio. Un recente studio ha concluso che in Italia, sostituendo tutti gli impianti di combustione con le pompe di calore, i consumi per la climatizzazione crollerebbero immediatamente, con un risparmio di 17 Mtep all'anno, che, tradotto ai prezzi attuali di petrolio e gas, equivarrebbe ad una riduzione della spesa di 13 miliardi di Euro e una riduzione delle emissioni pari a 39 milioni di tonnellate di CO_2 . Considerando che gli obiettivi dell'Italia relativi al risparmio energetico per il 2020 corrispondono ad una contrazione dei consumi di 40 Mtep, è facile capire quale può essere il potenziale delle pompe di calore; Possibilità di utilizzare un unico impianto ed un unico servizio di climatizzazione invernale, estiva e di produzione di acqua calda sanitaria esteso per tutto l'anno e per l'intero edificio in cui essa opera. Viene perciò eliminata la doppia gestione dell'impianto aeraulico e di quello idronico;

- impiego del 75% di energie rinnovabili qualunque sia la sorgente utilizzata: aria, acqua o suolo. La pompa di calore, infatti, permette il riscaldamento dell'acqua calda sanitaria e dell'aria degli ambienti grazie al fatto che utilizza energia termica a bassa temperatura prelevata direttamente dalla sorgente termica naturale esterna che viene trasferita alla sorgente ad alta temperatura. Questo processo è reso possibile impiegando non oltre il 20-25% di energia elettrica ed utilizzando fino al 75% di energia prelevata dall'ambiente esterno. Spingendosi oltre, è possibile che la produzione di elettricità avvenga attraverso l'utilizzo delle tecnologie che sfruttano le energie rinnovabili (pannelli fotovoltaici, pale eoliche, ecc.): in tal modo si opera con un impatto ambientale praticamente nullo. In teoria, quindi, si potrebbe tendere a un sistema elettrico e a una pompa di calore completamente "verde", che preleva cioè dall'ambiente il 100% dell'energia necessaria al suo funzionamento. Ciò permette inoltre di ottenere l'indipendenza totale da gas e petrolio;
- si integra facilmente con le altre tecnologie tradizionali e rinnovabili;
- è una tecnologia adatta al retrofit ed è ideale per i nuovi impianti sia residenziali che per gli ambienti pubblici e industriali, dove la convenienza aumenta maggiormente grazie agli alti valori di COP;
- vi è la possibilità di ricevere incentivi statali per l'acquisto di una pompa di calore. In Germania, per esempio, lo stato federale, i Lander e i comuni offrono vari programmi di incentivi con interessanti contributi per l'acquisto di una pompa di calore.

2.1.7 Limiti delle pompe di calore

I limiti caratteristici delle pompe di calore a condensazione ad aria o ad acqua derivano dal fatto che esse sono fortemente condizionate dalla temperatura della sorgente calda e fredda.

Le rese inserite nei dati di targa della macchina sono, infatti, riferite a condizioni operative standard che non considerano variazioni di temperatura.

Il principale limite delle pompe di calore sta nel fatto che la temperatura dell'acqua calda prodotta con le tecnologie attuali è piuttosto bassa e il loro utilizzo per il riscaldamento degli ambienti è limitato. Inoltre, al crescere della temperatura a cui si vuole fornire l'acqua corrisponde un significativo calo della resa dell'impianto.

L'uso delle pompe di calore per trattare il riscaldamento dell'acqua sanitaria è ulteriormente critico, in quanto la bassa temperatura è sgradita all'utente e non permette il trattamento igienico necessario per tutelarsi dal rischio di legionella. È necessario adottare, quindi, un sistema aggiuntivo che consenta la soppressione di tali batteri portando la temperatura dell'acqua a valori elevati (circa 70 °C), determinando quindi un COP della pompa di calore molto basso.

La resa di una pompa di calore, inoltre, è condizionata dalla temperatura della sorgente fredda da cui si preleva il calore necessario: con la diminuzione di tale temperatura la resa del sistema diminuisce, poiché aumenta il lavoro di compressione per portare il fluido operativo alla temperatura fissata.

Per aumentare il rendimento energetico del sistema occorre utilizzare l'acqua alla temperatura più bassa possibile e sfruttare la sorgente fredda alla temperatura più calda possibile.

Ciò è determinato dal ciclo di Carnot a cui si riferiscono come detto, anche le pompe di calore: con una differenza di temperatura minore, infatti, si ottiene un COP elevato dal momento che il lavoro di compressione diminuisce e l'effetto utile aumenta (o rimane comunque costante).

2.2 Scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore consentono il trasferimento di energia termica dal fluido frigorifero all'ambiente esterno. Le caratteristiche costruttive degli scambiatori devono tener conto della natura della sorgente fredda e calda, delle modalità di utilizzo e delle caratteristiche del fluido refrigerante.

Nelle pompe di calore, così come negli impianti frigoriferi, gli scambiatori di calore costituiscono il condensatore e l'evaporatore, ovvero i componenti che garantiscono l'acquisizione e la cessione del calore dalla sorgente calda alla sorgente fredda.

Per qualunque impianto frigorifero, l'alta qualità degli scambiatori di calore è essenziale per ottenere la massima efficienza energetica di ciclo. Il grado di ottimizzazione deve riguardare principalmente il disegno dei circuiti percorsi dal fluido frigorifero, oltre che la scelta del tipo di geometria che realizzi il miglior compromesso tra cadute di pressione e coefficiente di scambio termico.

2.2.1 Tipologie di scambiatori per le pompe di calore

A seconda del tipo di pompa di calore che si vuole implementare e a seconda della potenza termica da fornire, esistono differenti soluzioni impiantistiche, caratterizzate da differenti tipologie di scambiatori di calore che costituiscono, appunto, condensatore ed evaporatore.

Le tipologie di scambiatore utilizzate nelle applicazioni per le pompe di calore sono:

- scambiatori a piastre;
- scambiatori a tubi coassiali (serpentine);
- scambiatori a fascio tubiero;
- batterie alettate.

2.2.1.1 Scambiatori a piastre

Uno scambiatore a piastre consiste in una serie di fogli metallici corrugati, dotati di guarnizione e di condotti d'angolo da cui vengono distribuiti i fluidi che partecipano allo scambio termico tramite convezione termica. Essi sono costruiti in modo tale da evitare la miscibilità fra gli stessi fluidi, mantenendo contemporaneamente un elevato coefficiente di scambio termico e riducendo le perdite di carico che si determinano all'interno degli scambiatori stessi. Ciò è garantito grazie al fatto che all'interno dello scambiatore, fra gli interstizi vuoti delimitati dalle piastre, si inseriscono alternativamente lame di fluido caldo e freddo, che scambiano fra loro la propria energia termica in moto fortemente turbolento. Inoltre, grazie all'alternanza fra fluido caldo e freddo e al loro moto all'interno delle canalizzazioni, si genera uno scambio termico in controcorrente quasi perfetta.

Tali scambiatori di calore sono molto compatti e garantiscono una lunghezza termica di scambio elevata, occupando un volume decisamente inferiore rispetto alle altre tipologie di scambiatori.



Figura 2-3: Scambiatore a piastre

2.2.1.2 Le caratteristiche delle piastre

Le piastre di questi scambiatori sono caratterizzate da:

- impaccature con spaziature variabili da 2 a 5 mm, attraverso le quali scorrono i fluidi interessati dallo scambio termico;
- spessore modesto variabile da 0,5 a 1 mm;
- guarnizione e condotti d'angolo da cui viene distribuito il fluido;
- piastre destre e sinistre sulle quali la guarnizione guida o impedisce il passaggio del fluido;
- materiale pregiato resistente alla corrosione: questo evita le forature delle piastre nel momento in cui fluiscono fluidi pericolosi. Sono solitamente utilizzati acciai inossidabili tipo AISI 304 o 316.

Le piastre sono assemblate fra loro in modo che il fusto e la piastra in pressione, che chiudono lo scambiatore stesso, contengano tutte le altre, che sono mantenute in posizione grazie ai tiranti e alle barre guida. Questo particolare metodo di assemblaggio permette di operare la manutenzione e la pulizia dello scambiatore con un semplice smontaggio.

La corrugazione delle piastre può essere di diversi tipi, ognuna caratterizzata da coefficienti di convezione termica e perdite di carico differenti. È necessario, quindi, operare la scelta sulla base del compromesso fra tali fattori.

La distribuzione dei flussi può essere molto differenziata, grazie alla possibilità di operare cambi nella disposizione delle piastre all'interno dello scambiatore. Ciò permette di ottenere ad esempio:

- disposizione dei flussi in parallelo;
- disposizione in serie;
- disposizione mista.

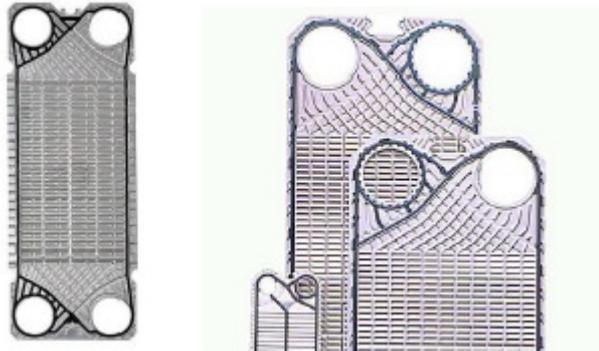


Figura 2-4: Piastre

2.2.1.3 Guarnizioni

Il fattore chiave e determinante che discrimina l'utilizzo degli scambiatori a piastre è la guarnizione, che permette l'accoppiamento e la tenuta delle piastre stesse. Inoltre, è tale elemento che garantisce l'immiscibilità fra i fluidi coinvolti nel processo di scambio termico, anche grazie alla presenza degli sfiati che permettono di dirigere verso l'esterno dello scambiatore gli eventuali trafilaggi o le perdite che possono presentarsi: in tal modo si impedisce completamente l'inquinamento di un fluido rispetto all'altro.

La guarnizione rappresenta il fattore condizionante e limitante nella resistenza alla pressione e alla temperatura per l'utilizzo degli scambiatori. Essi sono infatti caratterizzati da elevati coefficienti di scambio termico, ma anche da condizioni fortemente limitanti.

Con le odierne tecnologie, il campo delle pressioni e delle temperature per l'utilizzo di scambiatori a piastre disassemblabili e dotati di guarnizioni è notevolmente aumentato e vi è la possibilità di raggiungere i 230°C di temperatura e i 40 bar di pressione senza che si verifichino danneggiamenti allo scambiatore o alla guarnizione. Ciò è reso possibile grazie al particolare metodo di produzione delle piastre, caratterizzate dal fatto che le guarnizioni sono rivolte verso l'interno e la lamiera costituente le piastre stesse è piegata in modo da garantire la tenuta delle guarnizioni dello scambiatore. Per impianti che sviluppano pressioni e temperature superiori, si ricorre solitamente alla saldobrasatura o alla saldatura delle piastre stesse, che in tal caso non possono essere disassemblate. Per le normali applicazioni delle pompe di calore sono scambiatori che operano comunque in sicurezza, resistendo in modo ottimo alle pressioni che si sviluppano normalmente con l'utilizzo dei refrigeranti standard.

2.2.1.4 Fattore di sporramento

Un ulteriore parametro di cui tener conto per uno scambiatore a piastre è il fattore sporramento che risulta molto inferiore rispetto alle altre tipologie di scambiatore.

Ciò è dovuto al fatto che:

- l'alta turbolenza mantiene i solidi in sospensione;
- le superfici di scambio sono corrugate, ma lisce;
- non vi sono spazi in cui il fluido ristagna;
- le piastre sono costituite da materiali non soggetti a corrosione, quindi non si creano depositi corrosivi dove la sporcizia può aderire;
- la pulizia è molto agevole in quanto possono essere smontati per manutenzione.

Questa tipologia di scambiatori è caratterizzata da una grande varietà, in grado di coprire tutte le potenze termiche che possono essere richieste.

2.2.2 Scambiatori a tubi coassiali e “serpentine”

Questa famiglia di scambiatori permette lo scambio termico fra due fluidi all'interno di una speciale canalizzazione costituita da due tubi concentrici di differente diametro, uno inserito nell'altro, tali per cui è possibile garantire il passaggio di differenti fluidi a temperature diverse per lo scambio di energia termica, sia in modalità equicorrente che in controcorrente. Essi vengono dimensionati a seconda del flusso termico che deve essere ceduto o acquisito da ciascun fluido e, conseguentemente, per la riduzione dello spazio e del volume occupato, di norma vengono impiegati in forma di serpentina.

Tali scambiatori resistono eccellentemente alla pressione e alla temperatura, garantiscono l'immiscibilità dei fluidi e consentono di ottenere uno scambio termico in controcorrente perfetta.

Fanno parte di questa tipologia anche gli scambiatori a grappolo, costituiti da una canalizzazione che contiene al suo interno molteplici tubazioni, dove a loro volta scorre uno dei due fluidi coinvolti nello scambio termico, mentre l'altro fluisce nell'intercapedine esternamente delimitata dalla prima tubazione.

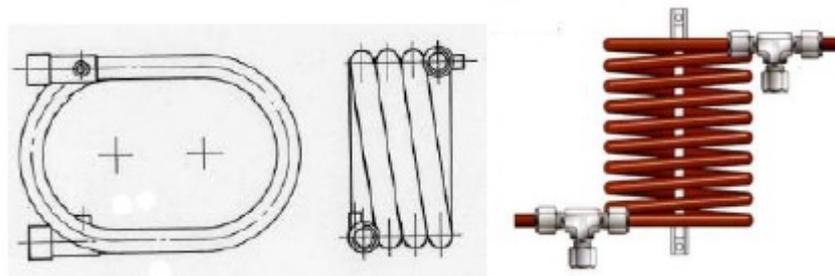


Figura 2-5: Scambiatori a tubi coassiali

2.2.3 Scambiatori a fascio tubiero

Gli scambiatori a fascio tubiero sono scambiatori di calore a superficie, in cui le correnti dei fluidi da trattare scorrono all'interno delle tubazioni, racchiuse in un recipiente di forma cilindrica e nello spazio circostante che si viene a creare. Essi sono costituiti da:

- **Fasciame:** è l'insieme delle tubazioni all'interno delle quali scorre uno dei due fluidi che partecipano allo scambio termico.
- **Mantello:** è lo spazio interno delimitato dal fasciame e dall'involucro esterno dello scambiatore entro cui scorre l'altro fluido.
- **Testate:** sono le estremità dello scambiatore che delimitano il volume costituito dalla parte interna dei tubi.
- **Diaframmi:** sono setti in lamiera forata di forma variabile, che hanno le funzioni di guidare il flusso del fluido esterno alle canalizzazioni e di spaziare e sorreggere le stesse tubazioni lungo l'intero scambiatore.

Tali scambiatori sono realizzati secondo una procedura precisa, che consiste nel fissaggio dei tubi per mandrinatura o saldatura ai diaframmi, i quali a loro volta sono fissati all'involucro esterno del mantello.

Conseguentemente, lo scambiatore non è smontabile e la pulizia interna avviene per mezzo di spazzole rotanti inserite all'interno dei tubi (a cui si accede smontando la testata) e di agenti chimici per la pulizia del mantello. Esistono, comunque, anche scambiatori a testa flottante che permettono di estrarre il fasciame da una delle testate, in modo tale da poter garantire una maggiore facilità nella pulizia meccanica di tubi e mantello. Gli scambiatori a fascio tubiero sono utilizzati nel caso in cui l'area di scambio termico diventi molto estesa, per cui l'ingombro degli scambiatori a tubi concentrici e coassiali risulta eccessivo. La superficie di scambio termico per tale tipologia di scambiatori può essere superiore alla decina di migliaia di metri quadrati. La loro geometria può essere variabile a seconda della disposizione dei flussi e del sistema di montaggio delle testate.

Inoltre, nel momento in cui è necessario, al loro interno è possibile realizzare più passaggi nei tubi o nel fasciame da parte dei fluidi coinvolti, ma poiché il passaggio nel fasciame risulta critico nella distribuzione del flusso - che tende a concentrarsi nella zona centrale dello scambiatore - è doveroso garantire sistemi di guida alla corrente di fluido attraverso una disposizione intelligente dei diaframmi interni i quali consentono di evitare le ampie sacche di ristagno nelle parti periferiche dello scambiatore di calore.

A seconda delle varie esigenze del progetto termico, dettate dalle diverse portate termiche presenti nei due lati dello scambiatore, si determinano differenti possibili soluzioni per i passaggi nei tubi o nel fasciame.

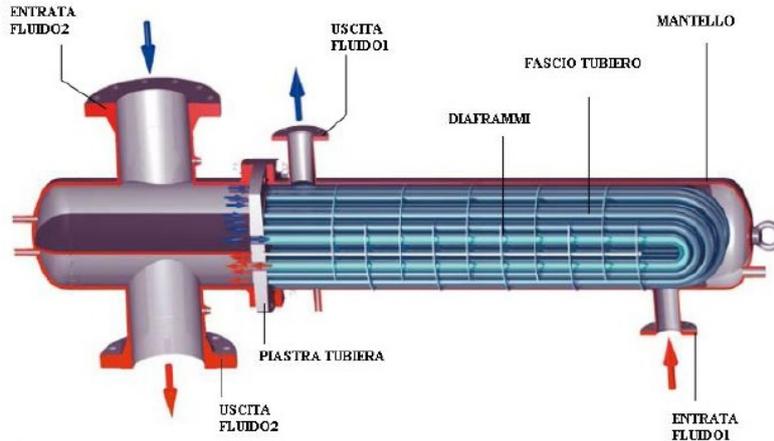


Figura 2-6: Scambiatore a fascio tubiero

2.2.4 Batterie Alettate

Questi particolari scambiatori sono utilizzati in modo specifico per lo scambio termico liquido-gas o liquido-aria o aria-aria. Essi sono costituiti da una serie di tubi, all'interno dei quali fluisce uno dei due fluidi coinvolti nel processo di scambio termico, e da un fascio compatto di alette disposte trasversalmente rispetto i tubi attraverso cui fluisce l'altro fluido. Si caratterizza quindi uno scambio di calore a flussi incrociati.

La tecnologia tradizionale impiega tubi di rame ed alette di alluminio, che consentono un aumento della superficie di scambio termico. I tubi vengono piegati in modo da essere facilmente inseriti nel pacco alettato e, per effetto della deformazione plastica, ovvero la mandrinatura, si realizza l'unione ed il contatto termico fra le alette ed i tubi.

Le batterie alettate si caratterizzano per una serie di parametri:

- la disposizione dei tubi: i tubi possono essere disposti in modo sfalsato o meno all'interno del pacco alettato e possono essere disposti su più ranghi, aumentando la larghezza della batteria;
- il diametro dei tubi: le tubazioni possono essere caratterizzate da differenti diametri, più o meno ampi, a seconda della pressione sviluppata dal fluido che li attraversa;
- il passo delle alette: il passo delle alette può essere più o meno ampio a seconda della potenza termica da scambiare e delle perdite di carico relative al fluido che attraversa il pacco alettato;
- la forma delle alette: le alette possono essere di forma liscia, corrugata, intagliata.

Il funzionamento di una batteria alettata è definito da due parametri fondamentali: la capacità di scambio termico e la perdita di carico che deriva dal tipo di batteria utilizzata.

È necessario evidenziare il fatto che la scelta della batteria alettata da impiegare è guidata dal trade-off fra questi parametri, in quanto il coefficiente di convezione termica, da cui dipende la potenza termica scambiata dalla batteria, aumenta con l'aumento delle perdite di carico del fluido che l'attraversa. Allo stesso modo si nota come a parità di perdite di carico il comportamento di alette con intagli speciali sia migliore.

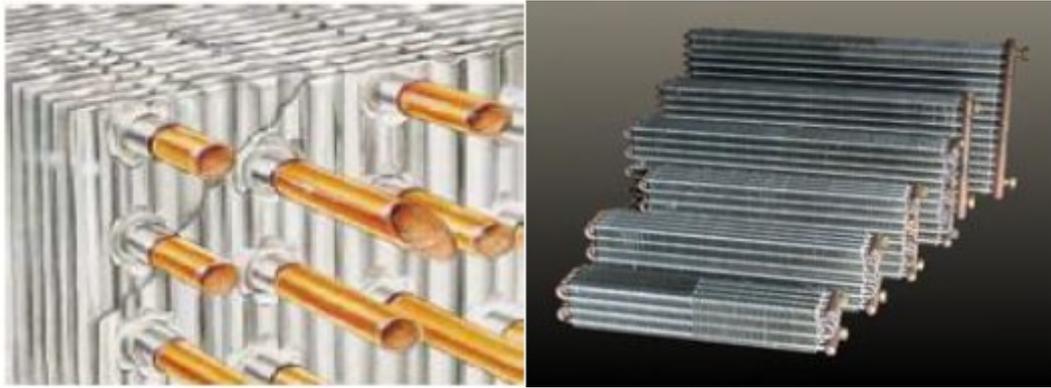


Figura 2-7: Batterie alettate

3 L'IMPIANTO IN OGGETTO

L'impianto in oggetto si inserisce nell'ambito degli interventi definiti dal *Piano Attuativo per l'insediamento delle attività di realizzazione, gestione e manutenzione del "Sistema Mose"*. L'area dell'Arsenale di Venezia, individuata come punto strategico per l'insediamento di tali attività, è stata ed è tuttora soggetta ad un totale riammodernamento che porterà alla sua intera riqualificazione.

Intervento fondamentale delle opere di riqualificazione è la scelta di realizzare un impianto di condizionamento centralizzato per tutti (o quasi) gli edifici dell'area, basato su un sistema di recupero di calore dall'acqua della Laguna di Venezia.

Il sistema sfrutta il serbatoio termico della Laguna per la produzione di un fluido termovettore che, fluendo all'interno di una rete di distribuzione, alimenta le pompe di calore localizzate all'interno delle singole utenze.

3.1 Scelte progettuali

Gli edifici presenti nella porzione di Arsenale destinata all'insediamento delle funzioni di gestione del "Sistema Mose" sono suddivisi per destinazione d'uso in due gruppi omogenei e distinti per localizzazione geografica e sono serviti da un'unica centrale termica realizzata in posizione ottimale per servire ogni utenza in oggetto.

A partire dalla stazione di scambio termico, dove si configura lo scambio energetico con l'acqua di laguna, si sviluppano n°2 circuiti a servizio di altrettanti gruppi di edifici, identificati come:

- **Comparto industriale**, dedicato ai sistemi e alle attività di manutenzione delle paratoie navali (anello industriale);
- **Comparto civile**, destinato ad uffici e a terziario avanzato (anello civile).

L'anello civile alimenta una serie di sottocentrali termiche dove, grazie all'utilizzo di pompe di calore acqua-acqua, si ha la produzione dei fluidi termovettori necessari al condizionamento di ciascun edificio oggetto dell'intervento. Ad oggi, l'anello industriale è ancora in fase di sviluppo progettuale.

Le opere a carico dell'anello civile appartengono tutte al Comparto localizzato nell'Area Novissima Lamierini (Edifici 14, 15, 16, 22, 23, 24, 25, 26 e 27), a cui si aggiungono un edificio ad uso uffici (Edificio 97), l'ex locale generatori (Edificio 63) e l'edificio 62-62a, servito però da un impianto autonomo ad eccezione della climatizzazione estiva della sala server. Tutti questi edifici risultano comunque posti in prossimità della nuova centrale termica.



Figura 3-1: Banchina Novissima

Per il dimensionamento dell'impianto, in fase di progettazione, è stato necessario effettuare una stima qualitativa dei fabbisogni energetici delle utenze. Si riportano in seguito le potenze di riferimento stimate:

Edificio	Potenza di progetto [kW]	
	Invernale	Estivo
Ed. 14	150	130
Ed. 15	150	130
Ed. 16	150	130
Ed. 23	150	130
Ed. 24 - Tesa 108	150	130
Ed. 25 - Tesa 109	150	130
Ed. 26	150	130
Ed. 27 (uffici e sala server)	150	320
Ed. 28 (sala controllo)	150	200
Ed.63	100	150
Ed.97	35	30
Ed. 96 (sala server)	0	50
Predisposizioni edifici per futura realizzazione	1.200	1.160
Totale Comparto Anello Civile	2.685	2.700

Tabella 3-1: Potenze di progetto edifici

L'edificio 62, servito da un impianto a sonde geotermiche autonomo, è allacciato all'anello civile per permettere la climatizzazione estiva del locale server.

Complessivamente, considerando i valori di potenza anche per il comparto industriale di futura realizzazione, i requisiti a cui si è fatto riferimento per il dimensionamento delle linee sono:

- potenza termica nel regime di funzionamento invernale 5.000 kW;
- potenza termica nel regime di funzionamento estivo 6.000 kW.

I criteri di realizzazione e funzionamento adottati in fase di progettazione sono:

- garantire la piena potenzialità del sistema di scambio anche in occasione di interventi manutentivi sulle varie componenti e o di guasti di un qualsiasi elemento del sistema;
- evitare interferenze con la navigazione e minimizzare i rischi di danneggiamento accidentale;
- minimizzare gli interventi su opere strutturali esistenti (ad esempio muri di confinamento);
- permettere una agevole attività di ispezione e manutenzione, riducendo al minimo la necessità di mezzi o attrezzature speciali.

3.2 Schema d'impianto

Le componenti principali del sistema sono:

- opere di presa a mare della sorgente termica (acqua di laguna) con relativa rete di distribuzione fino alla stazione di scambio termico;
- stazione di scambio termico per l'alloggiamento delle apparecchiature di scambio di calore e per la distribuzione del vettore termico;
- opera di restituzione del vettore termico;
- rete di distribuzione del fluido termovettore alle sottocentrali asserventi le singole utenze;
- sottocentrali termiche per il condizionamento e la produzione di acqua calda sanitaria a servizio degli edifici.

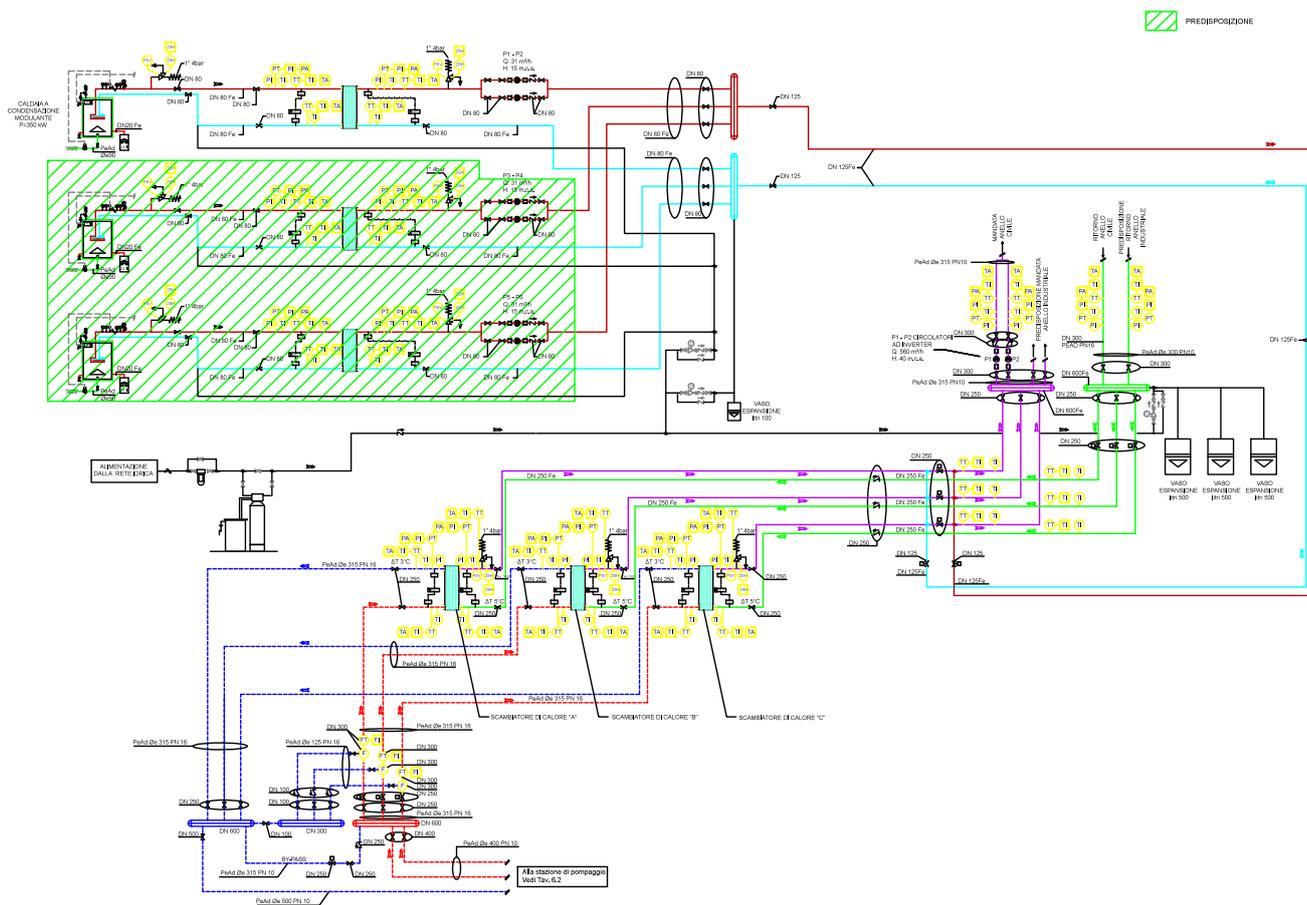


Figura 3-2: Schema d'impianto

3.2.1 Opere di presa e restituzione

Questa sezione d'impianto è costituita da un sistema di presa a mare posizionato a circa 30 metri dalla riva, grazie al quale l'acqua di laguna viene convogliata per gravità attraverso una condotta forzata alla stazione di pompaggio.

3.2.1.1 Opere di presa mare

Al fine di evitare interferenze con la navigazione, l'opera di presa è collocata in posizione prossima al canale di navigazione, a distanza di circa 30 m dalla sponda. L'opera consiste in un supporto a scivolo in calcestruzzo interrato nel fondo a quota -2.0 m sul l.m.m. (quota di riferimento inizio scivolo).

Su di esso si pone una griglia a maglie larghe, 2.0 x 2.0 m, passo 10 cm, installata su supporto verticale, e predisposta con foro di presa DN 630, per l'inserimento della tubazione di presa in polietilene alta densità PN10, DN 630, lunghezza indicativa 150 m.

La configurazione assicura il funzionamento della presa tramite riempimento dall'alto fino a maree di 70 cm sul l.m.m, che sono raggiunte solo per brevi periodi dell'anno.

L'area circostante i due pozzetti di presa, per un'estensione complessiva di 10 m x 10 m, è protetta con materassi di tipo reno, spessore 30 cm, ad evitare erosioni e ridurre trasporto di sabbia.

3.2.1.2 Stazione di sollevamento acqua di laguna

Il circuito di presa collega la stazione di scambio termico con le opere di presa e di scarico a mare, attraverso una stazione di pompaggio. La stazione comprende:

- n. 2 elettropompe, portata 860 m³/h ciascuna, prevalenza 37 m.c.a., disposte in linea su due tubazioni di presa parallele. Pompe con involucro e girante in acciaio duplex, albero in acciaio.
- valvole a saracinesca di tipo pneumatico, DN 300, poste all'aspirazione e mandata di ciascuna pompa;
- bypass tra le due tubazioni, realizzato in tubo in polietilene alta densità, DN 300, con valvola a saracinesca di tipo pneumatico;
- bypass tra una delle due tubazioni di presa e la tubazione di restituzione, realizzato in tubo in polietilene alta densità, DN 300, con valvola motorizzata a saracinesca (per eventuale miscelazione tra acqua di mandata e ritorno, al fine di abbassare la temperatura di restituzione in laguna).

Oltre ai componenti sopra elencati, è risultata di fondamentale importanza la realizzazione di una vasca di decantazione a monte del gruppo di pompaggio, in quanto le specifiche caratteristiche dell'acqua di laguna, alquanto sporca e ricca di sabbie e inquinanti, avrebbero altrimenti compromesso il funzionamento delle pompe. La vasca è dotata di vari e consecutivi livelli di filtrazione, in grado quindi di trattenere ed isolare il particolato eventualmente presente nell'acqua. Opportuni scalini e paratie trattengono il deposito che si andrà a creare sul fondo della vasca e gli eventuali inquinanti galleggianti. Paratoie a ghigliottina permetteranno inoltre l'intercettazione e la pulizia occasionale delle vasche, decantazione e vasca pompe.

In fase di progettazione, per il dimensionamento del gruppo di pompaggio si è considerata l'intera portata estrapolata dalle esigenze termiche e frigorifere dell'anello civile, stimate in circa 3 MW, sommata alla portata presunta afferente al futuro anello industriale, per il quale risulta prevista altrettanta potenza. Considerando i vincoli inerenti l'inquinamento delle acque di reimmissione in laguna, il massimo salto termico ammissibile tra presa e restituzione è di 3°C: per ottenere quindi i 6 MW di potenza richiesti si necessita di una portata di 1.720 m³/h. La stazione è costituita da due elettropompe in parallelo: entrambe elaborano una portata di 860 m³/h e sono una di riserva all'altra sino al momento in cui entrerà in funzione il circuito industriale. La prevalenza è invece definita dalla somma delle perdite di carico continue e localizzate dell'intero circuito, dall'opera di presa, sino alla bocca di restituzione in laguna. A tali perdite va sommata la prevalenza geodetica dell'impianto.

L'adozione di elettropompe sommergibili deriva da valutazioni di carattere tecnico e manutentivo: risulta infatti di più facile e veloce esecuzione qualsiasi intervento di manutenzione ordinaria o straordinaria della pompa e non presentato alcun problema di impermeabilizzazione.

La capacità della vasca garantisce un quantitativo d'acqua tale da non incorrere nel fastidioso e pericoloso meccanismo di avviamento e spegnimento continuo della pompa, determinante per il deterioramento veloce dei componenti della pompa.

Le elettropompe sono dotate di opportuno sistema di accoppiamento rapido per estrazione pompa, con tubi guida e catene in acciaio Inox. Il collettore e la tubazione premente sono in polietilene, con cartelle alle estremità e flange libere in polipropilene con anima in ghisa.

Le valvole di ritegno sono in ghisa a sfera mobile, le saracinesche a cuneo gommato in ghisa a corpo piatto.

Le tecnologie utilizzate derivano da impianti navali e industriali off-shore, opportunamente dimensionate per permettere il funzionamento in continuo, senza fuori servizi per intasamenti o ostruzioni da fouling marino.

3.2.1.3 Opere di restituzione

L'opera di restituzione consiste di un tronchetto di tubazione dotato di diffusore tronco conico, posto a livello -1.3 m sul l.m.m. a distanza di circa 16 m dal muro di confinamento, e a circa 50 m di distanza dalle opere di presa così da evitare eventuale ricircolo d'acqua. Il tubo è interrato fino in prossimità dello sbocco, che è collocato su materasso in ghiaia e protetto da analogo materasso, per garantirne la stabilità nel tempo. Il circuito è realizzato con tubazione in polietilene alta densità PN10, DN 500, di lunghezza indicativa 180 m. La linea è interrata per l'intera lunghezza e sfocia in laguna ad una quota di -2.00 m sul l.m.m. attraversando in tunnel il muro di confinamento.

3.2.2 Stazione di scambio termico

La stazione di scambio termico è la sezione più importante del sistema: è qui che avviene la produzione del fluido termovettore che, attraverso la rete di distribuzione, alimenta le diverse utenze. All'interno della centrale, a mezzo di opportuni scambiatori di calore, avviene lo scambio termico tra l'acqua della laguna e l'acqua glicolata che scorre nell'anello civile. All'interno della stazione sono installati tutti i componenti che consentono l'alimentazione delle utenze; in particolare tre scambiatori di calore al titanio leggermente sovradimensionati rispetto alla potenzialità termica che l'anello si trova a smaltire durante la stagione estiva. Due scambiatori consentono di soddisfare i fabbisogni dei due anelli di distribuzione, mentre il terzo funge da back up in caso di malfunzionamento, guasto o operazioni di manutenzione. Il sistema di valvole consente l'intercambiabilità delle funzioni dei tre scambiatori. L'acqua in circolazione viene mantenuta a temperature prossime a 10 °C in inverno e 35°C in estate, ottimizzando il recupero di energia idrotermica dalla laguna di Venezia e intervenendo, in caso di necessità, con generatori di calore ausiliari.

Nel dettaglio, all'interno del locale tecnico sono installati i seguenti componenti:

- tre scambiatori di calore a piastre per acqua di mare, installati in parallelo; ciascun scambiatore ha una potenzialità pari a 3.000 kW in modo da assicurare con una ridondanza del 50% la potenzialità totale richiesta (piena funzionalità con uno dei tre scambiatori in manutenzione). Gli scambiatori sono realizzati con piastre in titanio e adatti alle applicazioni con acqua di mare, dotati di valvole di intercettazione all'ingresso e uscita su bocchelli DN 250. Lo scambiatore è conforme alle indicazioni contenute nelle norme ISPEL e alle norme UNI di riferimento per ciascun componente; le tubazioni ed il valvolame di collegamento sono realizzate in modo da non gravare sulle flange; i collegamenti sono realizzati in maniera da evitare la trasmissione di azioni di carattere statico, dinamico o dovute a dilatazioni termiche, sono dotati di organi di controllo da installare a corredo, con termometri di ingresso e di uscita, manometri con rubinetti a maschio a 3 vie, installati a cavallo degli attacchi di ingresso ed uscita, completi di flangia di prova spirale.
- uno scambiatore di calore a piastre per il recupero termico dalla caldaia, di potenza pari a 350 kW; questo scambiatore consente lo scambio termico tra il fluido termovettore circolante nella rete di distribuzione e l'acqua ad alta temperatura prodotta dalla caldaia. Durante i periodi più freddi dell'anno, in caso di eccessivo abbassamento dell'acqua della laguna il sistema di controllo comanda l'intervento del generatore così da innalzare la temperatura del fluido in arrivo alle utenze. Lo scambiatore è realizzato con piastre in acciaio inox e dotato di valvole di intercettazione in ingresso e in uscita. Lo scambiatore è conforme alle indicazioni contenute nelle norme ISPEL e alle norme UNI di riferimento per ciascun componente; le tubazioni e il valvolame di collegamento sono realizzate in modo da non gravare sulle flange, i collegamenti sono realizzati in maniera da evitare la trasmissione di azioni di carattere statico, dinamico o dovute a dilatazioni termiche. Lo scambiatore è inoltre dotato di un organo di controllo costituito da termometri di ingresso e di uscita, manometri con rubinetti a maschio a 3 vie, installati a cavallo degli attacchi di ingresso ed uscita, completi di flangia di prova spirale.

- collettore di mandata acqua di mare: costituito da tubazione in Polietilene PeAd, DN 600 mm, provvisto di n. 3 bocchelli di mandata DN 200 mm (8") con estremità flangiate e n. 4 bocchelli di ingresso DN 300 con estremità flangiata (due per ciascuno dei due circuiti di presa);
- collettore di ritorno acqua di mare: costituito da tubazione in Polietilene PeAd, DN 600 mm, provvisto di n. 3 bocchelli di ingresso DN 200 mm (8") con estremità flangiate, n. 2 bocchelli DN 500 mm con estremità flangiate (uno per ciascuno dei due circuiti di restituzione) e 1 bocchello DN 200 per connessione collettore di drenaggio filtri;
- collettore di drenaggio dai filtri autopulenti: costituito da tubazione in Polietilene PeAd di DN 300 mm, provvisto di n. 3 bocchelli DN 100 mm (4") con estremità flangiate per collegamento linee di drenaggio filtri, n 1 bocchello DN 200 mm con estremità flangiata per collegamento al collettore di ritorno, fondello apribile per pulizia;
- linee di mandata acqua mare agli scambiatori: n. 3 linee in Polietilene PeAd, DN 315 mm, ciascuna comprensiva di valvola di non ritorno DN 250, valvola motorizzata a saracinesca DN 315 mm, elementi di riduzione;
- linee di ritorno acqua mare dagli scambiatori: n. 3 linee in Polietilene PeAd, DN 315 mm, ciascuna comprensiva di valvola a saracinesca DN 250 mm;
- linee di drenaggio filtri: n. 3 tubazioni in Polietilene PaAd di DN 100, ciascuna comprensiva di valvole di non ritorno e valvole di intercettazione DN 100 mm;
- filtri autopulenti: n. 3 DN 300 mm . Filtri provvisti di sistema automatico di drenaggio e pulizia, con scarico nel collettore di ritorno. Valvole e filtri con estremità flangiate; i filtri sono di tipo completamente automatico, garantiscono la continuità di funzionamento dell'impianto e consentono il filtraggio dei residui dall'acqua di mare preservando così l'impianto, in particolare gli scambiatori, dai possibili fenomeni di erosione e deposito di materiale all'interno. L'installazione orizzontale permette l'apertura completa del filtro per la manutenzione.
- collettore di distribuzione rete di distribuzione: costituito da tubazione in acciaio nero di DN 600 provvisto di n. 2 bocchelli DN 200 e n. 2 bocchelli DN 250 con estremità flangiate, fondello apribile per pulizia;
- pompe di circolazione a basamento: n. 2 elettropompe in linee a portata variabile di circolazione per la mandata del circuito anello civile:
 - Portata = 560 m³/h
 - Prevalenza = 40 m.c.a.
- dispositivi vari di sicurezza per l'impianto (vasi di espansione di capacità pari a 100 e 500 l), di misura e controllo;
- valvolame da DN 100 a DN 300, per l' intercettazione delle linee, sul lato anello civile, dei componenti, dei collettori entro la stazione, di tipo flangiato, in ghisa, per l'intercettazione dell'acqua di scambio termico;

- valvolame da DN 100 a DN 500, per l'intercettazione delle linee, sul lato acqua di laguna, dei componenti, dei collettori entro la stazione, di tipo flangiato, in acciaio inossidabile per l'intercettazione dell'acqua marina;
- addolcitore con rigenerazione di tipo automatico per il trattamento dell'acqua rete di distribuzione; l'addolcitore funziona a scambio di base ed è dotato di una rigenerazione computerizzata statistica a volume, temporizzabile.
- adduzione della linea di carico impianto realizzata in polietilene reticolato, comprensiva di gruppo di caricamento acqua, valvole di intercettazione e ritegno e di ogni altro accessorio e/o dispositivo necessario per il trattamento dell'acqua;
- pompe autoadescanti posizionate in apposito pozzetto per il sollevamento dell'acqua in caso di accidentale allagamento del locale tecnico.
- linea aria compressa per l'azionamento delle valvole pneumatiche, composta da compressore a pistoncini, serbatoio di accumulo aria, e due linee di alimentazione alle valvole pneumatiche installate entro le stazioni di presa e restituzione, comprendenti i relativi riduttori di pressione ed essiccatori.

La stazione di scambio termico è interrata ed ha dimensioni in pianta di circa 20x20 m. L'accesso al locale avviene dalla piazzola a mezzo di un'apertura di adeguate dimensioni con relativa scala di discesa.



3.2.3 Caratteristiche scambiatori

Gli scambiatori a piastre sono costituiti da una sequenza di piastre corrugate dello spessore di circa 0,5-3 mm, separate l'una dall'altra ad una distanza di circa 1,5-5 mm attraverso una guarnizione in gomma o in altro materiale, che garantisce la tenuta idraulica verso l'esterno e intorno ai fori di passaggio. Le piastre sono corrugate in modo da aumentare la superficie di scambio, la turbolenza (e di conseguenza lo scambio termico) ed evitare la flessione delle stesse. Ciascuna coppia di piastre delimita una camera di passaggio per il fluido caldo o per il fluido freddo, a seconda della posizione delle piastre; infatti ciascuna piastra è a contatto da un lato con il fluido caldo e dall'altro lato con il fluido freddo, in maniera alternata (per cui nella prima piastra il fluido freddo si trova sul lato destro e il fluido caldo sul lato sinistro, nella successiva il fluido caldo si trova sul lato destro e il fluido freddo sul lato sinistro, e così via). Ciascuna piastra presenta quattro fori, due fori di alimentazione e due fori di scarico, localizzati in ogni angolo.

Gli scambiatori a piastre hanno il vantaggio, rispetto allo scambiatore a fascio tubiero, di avere un ingombro ridotto a causa di un layout più compatto e di coefficienti di scambio termico più elevati; presentano inoltre gradi di controcorrente maggiori. A causa dei valori elevati dei coefficienti di scambio termico possono essere utilizzati quando la minima differenza di temperatura tra le due correnti (chiamata "*approach*") è minore di 1 °C, mentre gli scambiatori a fascio tubiero e mantello permettono di raggiungere valori di *approach* intorno a 5-10 °C. Sono più flessibili degli scambiatori a fascio tubiero e mantello, in quanto sono facilmente ampliabili in caso di mutate esigenze di processo (basta aumentare il numero di piastre inserendone altre). Presentano lo svantaggio di essere particolarmente sensibili allo sporco delle superfici di scambio, ma al contrario degli scambiatori a fascio tubiero e mantello permettono uno smontaggio e quindi una pulizia delle superfici di scambio più agevole. Un altro dei vantaggi degli scambiatori a piastre è il costo relativamente basso rispetto agli scambiatori a fascio tubiero, inoltre possono sopportare temperature e pressioni di esercizio più basse.



Si portano nella seguente tabella le specifiche tecniche degli scambiatori a piastre che svolgono la funzione principale dell'impianto, ovvero scambiare calore tra l'acqua di laguna ed il fluido termovettore. Come già descritto in precedenza, si tratta di scambiatori in titanio per funzionamento con acqua salmastra (lato laguna) e acqua glicolata (lato impianto), di potenza pari 2.500 kW.

Il sistema è dimensionato per un funzionamento con $\Delta T_{\text{lato laguna}}$ pari 3°C, $\Delta T_{\text{lato impianto}}$ pari a 5°C e $\Delta T_{\text{approach}}$ di 1°C.

Potenzialità richiesta	2500	kW
Potenzialità ottenuta	2502	kW
Fattore di sovradimensionamento	0,09	%
Superficie di scambio	307,7	m ²
N°piastre	509	
Coefficiente globale di scambio	4466	W/m ² K
DTML teorico	1,82	°C
Lato fluido circuito primario		
Fluido circuito primario	ACQUA DI MARE SAL.30G/KG	
Numero circuiti	1	
Portata fluido circuito primario	729,30	m ³ /h
Velocità di fluido circuito primario	0,45	m/s
Temperatura in ingresso circuito primario	8,00	°C
Temperatura in uscita circuito primario	5,00	°C
Temperatura media circuito primario	6,50	°C
Perdita di carico circuito primario	6,23	m.c.a
Fattore di sporramento circuito primario	0	m ² K/W
Lato fluido circuito secondario		
Fluido circuito secondario	Monoethylene Glycol 10%	
Numero circuiti	1	
Portata fluido circuito secondario	435,60	m ³ /h
Velocità fluido circuito secondario	0,27	m/s
Temperatura in ingresso circuito secondario	2,00	°C
Temperatura in uscita circuito secondario	7,00	°C
Temperatura media circuito secondario	4,50	°C
Perdita di carico circuito secondario	2,54	m.c.a
Fattore di sporramento circuito secondario	0	m ² K/W
Proprietà termofisiche fluido circuito primario alla temperatura media		
Densità fluido circuito primario	1023	kg/m ³
Calore specifico circuito primario	4021	J/kg K
Conducibilità termica circuito primario	0,5777	W/m K
Viscosità dinamica circuito primario	0,0016	kg/m s
Proprietà termofisiche fluido circuito secondario alla temperatura media		
Densità fluido circuito secondario	1015	kg/m ³
Calore specifico circuito secondario	4073	J/kg K
Conducibilità termica circuito secondario	0,5279	W/m K
Viscosità dinamica circuito secondario	0,0021	kg/m s

Tabella 3-2 – Funzionamento invernale scambiatori di calore

3.3 Sottocentrali

Come già detto l'impianto prevede un sistema di scambio termico con acqua di laguna al fine di recuperare calore dalla stessa, ottimizzando lo scambio energetico e lo sfruttamento del calore. L'acqua calda e fredda da utilizzare quale sorgente energetica per il riscaldamento e raffrescamento degli edifici viene erogata da pompe di calore acqua-acqua che utilizzano l'acqua di laguna quale volano termico cui cedere (in regime di funzionamento estivo) o dal quale recuperare (in regime di funzionamento invernale) l'energia termica necessaria al corretto funzionamento del ciclo termodinamico dei compressori frigoriferi.

Lo scambio di calore con l'acqua di laguna avviene tramite scambiatori secondari allacciati alla linea di distribuzione del vettore termico (rete di distribuzione), opportunamente dimensionati e localizzati all'interno di sottocentrali posizionate in corrispondenza delle utenze stesse.

La gestione dei parametri di funzionamento delle pompe di calore è affidata alla logica di controllo integrata nelle predette macchine. Dette apparecchiature, oltre alla gestione dei parametri di funzionamento propri delle singole macchine, espletano le seguenti funzioni:

- in regime invernale, produzione di acqua calda (max 40°C) per uso riscaldamento a temperatura costante;
- in regime estivo, produzione di acqua refrigerata a temperatura fissa (6°C);
- in ciclo continuo, produzione di acqua calda sanitaria a 50°C.

Ogni singola pompa di calore è corredata di elettropompe di circolazione dei fluidi caldi-freddi per circuiti di utilizzazione entro ciascun edificio servito.

La regolazione ed il comando delle singole apparecchiature in campo, nonché la gestione in automatico della centrale termica, sono affidati ad un'unità centrale di supervisione e controllo con unità periferica installata sul quadro elettrico di centrale.

3.4 Caldaia d'integrazione

Una delle maggiori problematiche che si riscontra nell'utilizzo dell'acqua di laguna come sorgente termica è il crollo delle prestazioni delle pompe di calore in caso all'abbassarsi della temperatura di evaporazione. La limitata profondità del bacino idrico a disposizione comporta bassi gradienti termici durante il periodo invernale con raggiungimento di temperature prossime anche a 0°C.

Per ovviare ai momenti durante i quali la sorgente non è in grado di garantire lo scambio termico minimo richiesto, è previsto l'intervento integrativo di una caldaia a condensazione alimentata a gas metano. In caso di necessità il sistema di gestione comanda l'intervento della caldaia con conseguente produzione di acqua calda ad alta temperatura (circa 80° C) che cede calore, attraverso uno scambiatore a piastre, al fluido termovettore circolante nella rete di distribuzione innalzandone la temperatura. Si tratta di una caldaia da 350 kW, installata nell'area sovrastante la centrale di scambio interrata, posizione che consente l'immediato intervento con minime dispersioni.

3.5 Anello acqua e rete di distribuzione

L'anello di distribuzione civile si sviluppa secondo un percorso entro un cunicolo dedicato, dal quale si staccano le forniture per le singole utenze; di fatto si viene così a creare una rete di distribuzione che permette il "trasporto" dell'energia entro i singoli edifici.

La rete consente così di alimentare le pompe di calore acqua-acqua dalle quali si sviluppano, a loro volta, i circuiti di distribuzione per la climatizzazione dei singoli ambienti.

La centrale di produzione e di scambio termico è stata posizionata in maniera tale da consentire di raggiungere agevolmente ciascun edificio da servire.

Ad oggi è stato realizzato un solo anello di distribuzione facente capo alla stazione di produzione (è prevista la realizzazione di un secondo anello col procedere della riqualificazione dell'area).



L'anello è dimensionato per veicolare una potenza in grado di soddisfare i fabbisogni di progetto delle infrastrutture, ed è predisposto per una futura interconnessione di altre reti esistenti e per l'ampliamento eventuale a tutta l'area di Arsenale Nord. Le tubazioni dell'anello sono realizzate in PEAD PN10 e corrono in un opportuno cunicolo ispezionabile. Le tubazioni non sono provviste di isolamenti termici in quanto i fluidi termovettori hanno temperature prossime a quelle ambiente.

La rete ha una configurazione a due tubi con bilanciamento del circuito a mezzo di adeguati sistemi di taratura e regolazione, posizionati all'ingresso di ciascun edificio servito.

In particolare la soluzione tipologica per ciascuna sottostazione a servizio dei singoli edifici è composta da:

- scambiatore acqua-acqua a piastre. Lo scambiatore di calore è realizzato con piastre in acciaio inox e dotato di valvole di intercettazione all'ingresso e uscita; lo scambiatore è conforme alle indicazioni contenute nelle norme ISPEL e alle norme UNI di riferimento per ciascun componente; le tubazioni e il valvolame di collegamento sono realizzati in modo da non gravare sulle flange, i collegamenti sono realizzati in maniera da evitare la trasmissione di azioni di carattere statico, dinamico o dovute a dilatazioni termiche, è dotato di un organo di controllo da installare a corredo, con termometri di ingresso e di uscita, manometri con rubinetti a maschio a 3 vie, installati a cavallo degli attacchi di ingresso ed uscita, completi di flangia di prova spirale.
- Valvolame da DN 65 a DN 100, di tipo flangiato, in ghisa, per l'intercettazione dell'acqua di scambio termico, comprendente le valvole di taratura, di intercettazione,
- termometri;
- Sistema di contabilizzazione dell'energia.

Il sistema è corredato di contabilizzazione dell'energia con segnale remotato al sistema di supervisione.

3.6 Fluido termovettore

Nell'impianto in analisi il fluido utilizzato come vettore per il trasporto dell'energia termica dalla stazione di scambio alle utenze, attraverso la rete di distribuzione, è acqua.

L'acqua è un fluido tecnologico importantissimo che, per via della sua notevole capacità termica, della sua economicità estrema ed anche del fatto che sia facilmente reperibile, è utilizzata in molti impianti come fluido scambiatore di calore. E' una delle poche sostanze che aumenta di volume passando dallo stato liquido a quello solido e questa è una fra le sue proprietà più caratteristiche e singolari. Questo fenomeno inizia intorno ai 4 °C, temperatura cui corrisponde la massima densità, per procedere in maniera regolare con il diminuire della temperatura, fino a raggiungere un minimo di 992,3 kg/m³ a -21,2 °C. Per alcuni usi tecnologici questa proprietà è un limite pericoloso perché l'aumento di volume, costretto in uno spazio limitato, causa un poderoso aumento di pressione che porta inevitabilmente alla rottura degli impianti. Per evitare che l'acqua solidifichi e aumenti di volume vengono normalmente utilizzati dei liquidi antigelo. Nel caso dell'impianto dell'Arsenale si impiega una miscela acqua-glicole etilenico al 10% in volume.

3.6.1 Cenni storici

L'utilizzo di liquidi antigelo è stato applicato inizialmente al settore automobilistico: nella ricerca di una soluzione concreta per il raffreddamento dei motori si cercò di sostituire l'acqua con una sostanza o una soluzione il cui punto di congelamento fosse molto più basso.

Dopo vari tentativi di sostituirla con olio minerale o frazioni petrolifere altobollenti, naufragati per via di diverse problematiche tra cui la minore capacità di trasferire calore e le forti variazioni di viscosità, e dopo aver tentato di abbassare il punto di congelamento attraverso miscele con sali inorganici (cloruro di sodio o

cloruro di calcio) tentativo anch'esso fallito per via di problemi di incrostazione e corrosione, si cominciò a sperimentare l'utilizzo di composti organici.

Considerando le qualità richieste ad un antigelo:

- capacità di abbassare il punto di congelamento
- buona capacità di trasportare il calore
- buona stabilità chimica
- alto punto d'ebollizione
- bassa attività corrosiva nei confronti dei metalli dell'impianto

si arrivò a concludere che il miglior compromesso possibile tra l'esigenza di raffreddare il motore con un liquido che non abbia un punto d'ebollizione troppo basso e che non causi corrosioni eccessive e quella di abbassare in maniera significativa il punto di congelamento dell'acqua si raggiunge con l'utilizzo dei glicoli, in particolare del glicole etilenico.

Analogamente al comparto automobilistico, le problematiche legate al possibile congelamento dell'acqua si possono riscontrare anche negli impianti industriali in cui la stessa viene utilizzata come fluido termovettore o fluido di processo. Allo stesso modo sono possibili rotture dovute al gelo in tutti gli impianti di riscaldamento posti in zone caratterizzate da basse temperature, specie quando l'utilizzo è discontinuo. In tutti questi casi quindi l'impiego d'antigelo a base di glicoli ha trovato e sta trovando diffusione sempre maggiore.

3.6.2 Problematiche connesse all'utilizzo di glicole etilenico

Il problemi maggiori in cui si incide nell'utilizzo di glicole etilenico sono la corrosione, la ridotta capacità termica (variabile a seconda della tipologia di glicole – etilenico o polipropilenico), la tossicità (in particolar modo del glicole etilenico), i vincoli relativi allo smaltimento dell'acqua glicolata.

3.6.2.1 La corrosione

Sia il glicole etilenico (quello maggiormente utilizzato come anticongelante), sia quello propilenico, (utilizzato soprattutto negli impianti di raffreddamento dell'industria alimentare) ha temperatura ambiente e in normali condizioni d'esercizio non hanno di per sé caratteristiche aggressive nei confronti dei materiali con cui vengono generalmente costruiti i sistemi di raffreddamento ma lo possono diventare in funzione delle condizioni operative nelle quali la miscela acqua-glicole opera. I circuiti di raffreddamento, infatti, sono circuiti plurimetallici, e ciò comporta già di per sé il rischio di corrosioni galvaniche, causate da contatti impropri tra metalli o, più di frequente dalla deposizione di ioni metallici più nobili su parti del circuito costruite con metalli meno nobili, il tutto favorito da sbalzi di temperatura che possono essere talvolta anche di notevole entità.

Inoltre, quando i metalli presenti nel circuito agiscono da catalizzatori, il glicole inevitabilmente da origine a prodotti di decomposizione acidi, che a loro volta causano corrosioni. Negli impianti in cui circola acqua glicolata non si può trascurare infine lo sviluppo biologico, favorito dai glicoli e dai loro prodotti di

degradazione, che ne costituiscono un ottimo nutrimento. In questa condizione si assiste spesso allo sviluppo di batteri capaci di dar luogo a corrosioni, come ad esempio i ferrobatteri ed i solfobatteri, nonché ad una proliferazione biologica che può ridurre lo scambio termico, ostacolare la circolazione dell'acqua e provocare corrosioni sotto deposito. Di solito gli antigelo vengono venduti già inibiti, ma gli inibitori hanno una durata limitata (1 o 2 anni): la concentrazione dell'inibitore nella miscela antigelo è un parametro fondamentale, se troppo scarsa l'inibitore di corrosione non è più efficace. Il problema della scarsa concentrazione di inibitori nell'antigelo si verifica solitamente o a causa di un dosaggio iniziale insufficiente o a causa di una diluizione successiva dovuta all'apporto d'acqua di reintegro nel circuito necessaria a compensare le perdite.

3.6.2.2 La tossicità

Il problema della tossicità della miscela acqua-glicole riguarda soprattutto gli impianti dell'industria alimentare: l'antigelo più economico e diffuso, il glicole etilenico, presenta una tossicità non trascurabile e, nel caso di rottura degli impianti, se l'acqua glicolata entrasse in contatto col prodotto alimentare, lo altererebbe e lo renderebbe inutilizzabile. Lo stesso problema si può presentare negli impianti di riscaldamento civile ove, in caso di rotture, l'acqua dell'impianto di riscaldamento potrebbe entrare nel circuito dell'acqua calda sanitaria e miscelarsi alla stessa. Il glicole propilenico, invece, pur essendo più costoso è l'unica soluzione per ovviare alla tossicità del normale glicole etilenico.

3.6.2.3 La capacità termica e lo smaltimento

I glicoli presentano una capacità di trasporto termico inferiore rispetto a quella dell'acqua; di questa proprietà è fondamentale tenerne conto nel dimensionamento degli impianti. Bisogna tenere anche conto del tipo di glicole impiegato e della concentrazione, dato che i vari glicoli hanno comportamenti diversi, variabili anche in funzione della concentrazione. Anche per lo smaltimento dell'acqua glicolata è importante avere accortezza: l'acqua scaricata dagli impianti, qualora non si disponga di un idoneo impianto di trattamento, deve necessariamente essere eliminata come rifiuto, tramite ditta autorizzata.

3.6.2.4 I controlli

Gli impianti che utilizzano acqua glicolata come fluido termovettore necessitano di controlli serrati per garantirne il corretto funzionamento.

Innanzitutto è importante evitare un'eccessiva diluizione della miscela dovuta ai relativi reintegri d'acqua non trattati necessari a fronteggiare le perdite dalle tubazioni: ciò non comporta solo un innalzamento del punto di congelamento dell'acqua, che si avvicina sempre di più allo zero, ma provoca anche una contemporanea diluizione degli inibitori di corrosione, che gradualmente diventano inefficaci. Il controllo di concentrazione dell'antigelo, che si può fare con appositi densimetri o rifrattometri, dev'essere effettuato almeno due volte l'anno. Un secondo parametro da dover monitorare almeno due volte l'anno è il pH: indice di degenerazione dei glicoli.

Il pH ideale di un'acqua glicolata dipende dal tipo di glicole e dagli inibitori di corrosione aggiunti nonché dalle caratteristiche dell'acqua impiegata tuttavia è possibile affermare che un valore inferiore a 7 (valore corrispondente alla neutralità) o l'abbassamento del pH di oltre un'unità rispetto al valore iniziale, sono indicatori di degrado del glicole.

Infine è importante controllare con periodicità le proprietà dell'acqua e nel particolare la presenza di ferro e rame, che ne denuncerebbero un principio di corrosione.

3.7 Sistema di supervisione e controllo dell'impianto

Il progetto prevede un sistema di supervisione e controllo dell'impianto di climatizzazione e riscaldamento centralizzato. Tale sistema permette di monitorare e gestire tutti gli impianti tecnologici da un'unica postazione, per garantire le seguenti funzioni:

- Controllo e gestione dei componenti relativi alla stazione termica;
- Controllo e gestione dei componenti relativi alle stazioni di pompaggio di presa e restituzione;
- Controllo e gestione dei componenti relativi alle sottostazioni di alimentazione per ciascun edificio (sistema di contabilizzazione dell'energia termica);
- Controllo e gestione dei componenti relativi ai gruppi elettrogeni installati per la produzione di energia elettrica e il recupero termico.

La centrale di produzione è il “cuore” del sistema operativo per la produzione e fornitura dell'energia necessaria al fabbisogno termico degli edifici. La produzione è vincolata dalle reali esigenze dei singoli fabbricati, nell'arco dei periodi di funzionamento stagionali, settimanali e giornalieri, e viene realizzata a mezzo di un sistema di regolazione con valvole di zona a due vie, comandate da attuatori elettronici il cui funzionamento viene gestito direttamente dal sistema di supervisione.

Come già specificato in precedenza, l'impianto è stato progettato con tre scambiatori di calore di uno utilizzato solo in situazioni di emergenza o manutenzione, infatti sono necessari solo due scambiatori per soddisfare il fabbisogno termico degli edifici. La “designazione” degli scambiatori utilizzati avviene direttamente dalla stazione di controllo e supervisione, dalla quale sarà possibile programmare il funzionamento degli stessi, “designando” quelli destinati all'effettiva produzione rispetto a quello “di riserva”. La potenza impiegata e quindi l'effettivo funzionamento del sistema, sarà regolata in base al rilevamento del differenziale di temperatura tra mandata e ritorno. Il sistema è quindi programmato per gestire l'apertura delle valvole in base all'effettivo carico richiesto. Di conseguenza, si verificherà la variazione del numero di giri delle pompe di circolazione dell'anello civile grazie all'inverter. Analogamente si verificherà lo stesso sistema di gestione e regolazione per le pompe inserite entro la stazione di presa/restituzione mare. Le pompe di circolazione dell'anello civile saranno controllate dall'inverter il quale a sua volta è regolato dal differenziale di pressione tra la mandata ed il ritorno del circuito. Il sistema di supervisione, inoltre, è programmato per consentire la rotazione degli scambiatori, in modo da uniformare l'utilizzo dei componenti.

4 ANALISI ENERGETICA DELLE UTENZE

Come anticipato, i lavori di riqualificazione dell'area dell'Arsenale di Venezia sono ad oggi ancora in corso. Per l'analisi prestazionale del sistema idrotermico si sono quindi presi come modello due edifici adibiti ad uso uffici, in funzione a pieno regime da ottobre 2013, e con caratteristiche tali da poter essere presi come riferimento anche per altri edifici in corso di ristrutturazione.

L'analisi del sistema parte da una simulazione dinamica degli edifici modello attraverso l'utilizzo di apposito programma di calcolo, più precisamente il software TRNSYS 16. Il programma permette, a partire dalle caratteristiche geometriche, strutturali ed impiantistiche, di valutare il comportamento termodinamico dell'edificio.

4.1 Analisi Dinamica – Software TRNSYS

Ciò che il software TRNSYS consente di fare è un'analisi in regime dinamico del sistema: la differenza tra analisi statica e dinamica consiste principalmente nella scelta dei parametri, che nel calcolo in regime stazionario, così come dice la parola stessa, si valutano senza variazioni nel tempo, al contrario del caso dinamico in cui si sceglie di farli variare. Mentre nel regime stazionario si ipotizza una temperatura interna all'edificio fissa a 20 °C e una temperatura esterna costante (valore ricavabile dalle norme, per la zona di Venezia pari a -5 °C) in regime dinamico si considerano dati climatici su base oraria e quindi variabili nel corso della giornata.

Le simulazioni in regime stazionario consentono di indagare solo in modo parziale le reali prestazioni degli edifici, queste partono dall'assunto che la variazione ciclica delle temperature e il contributo imputabile alla radiazione solare possono essere trascurati, per cui i dati climatici utilizzati sono molto aggregati. Le simulazioni effettuate in regime dinamico, invece permettono un'analisi molto più realistica e completa valutando nel dettaglio i contributi apportati dall'inerzia termica dell'involucro e dalla ventilazione naturale (e meccanica se presente), che hanno ripercussioni sulle prestazioni termiche sia in regime invernale, sia in quello estivo. Il reale comportamento termico-dinamico dell'edificio è strettamente dipendente dalle oscillazioni delle condizioni interne all'edificio (determinate dalla modalità di occupazione e di gestione degli impianti), e contemporaneamente dalle fluttuazioni delle condizioni climatiche che si verificano al suo esterno. Per determinare, quindi, tali effetti è necessario procedere con valutazioni di tipo dinamico, che considerino la variabile temporale, correlata alla capacità termica dei materiali, nello studio dei fenomeni di trasmissione del calore.

Considerare una valutazione di tipo dinamico consente di valutare, per quanto riguarda l'involucro edilizio, non solo la resistenza termica (unica caratteristica valutata in regime stazionario), ma anche un fenomeno molto importante: l'effetto di mitigazione termica, fra le condizioni interne ed esterne, avviene nel tempo.

Si assiste dunque a due effetti:

- smorzamento dell'onda termica: la quantità di calore che passa da un ambiente all'altro viene ridotta grazie all'isolamento;
- sfasamento dell'onda termica: effetto che dipende dalle proprietà termofisiche del materiale che compone le pareti esterne dell'edificio. In particolare, le murature riescono ad accumulare calore in quantità dipendente dalle loro caratteristiche di capacità termica e massa.

Risulta dunque di fondamentale importanza considerare l'inerzia termica.

4.1.1 Calcolo del fabbisogno termico in regime dinamico

Dato che alcune delle simulazioni effettuate riguardano il calcolo del fabbisogno energetico prima di procedere con l'analisi dei risultati ottenuti si è ritenuto necessario chiarire meglio il concetto di fabbisogno energetico valutato in regime dinamico.

Il calcolo del fabbisogno di energia in regime dinamico si differenzia notevolmente da quello visto per il regime stazionario, e indicato dalla norma UNI EN 11300-1. Il metodo dinamico, utilizzato da TRNYS, si basa principalmente su di un bilancio termico (tipicamente su base oraria) che tiene conto degli effetti di accumulo e rilascio termico dei componenti edilizi opachi dell'edificio.

Il modello dell'edificio ottenuto attraverso il Type 56 considera le diverse zone come zone termiche alle quali è associato un certo volume d'aria. I flussi termici scambiati attraverso i vari componenti dell'involucro edilizio sono determinati attraverso la tecnica dei fattori di risposta (Mitalas, 1971), tecnica basata sul concetto di funzione di trasferimento, in cui la sollecitazione indotta sul sistema fisico "parete" viene correlata con la risposta del "sistema" stesso. In pratica, il metodo delle funzioni di trasferimento o dei fattori di risposta può essere pensato come un metodo che "racconta la storia termica del muro".

Per capire meglio tale metodo si rimanda al paragrafo successivo, in cui viene riassunto il concetto matematico delle funzioni di trasferimento.

4.1.2 Metodo delle funzioni di trasferimento

Il metodo delle funzioni di trasferimento, è stato proposto per la prima volta negli anni settanta da Mitalas e Stephenson. Sviluppato dapprima presso l'ASHRAE (American Society of Heating and Refrigeration and Air Conditioning Engineers) è penetrato in Italia, dove per conto del CNR nell'ambito del Progetto Finalizzato Energetica, è stato sviluppato il codice MORE sulla base dello stesso algoritmo.

La particolarità di questo approccio consiste nella integrazione delle equazioni differenziali per la trasmissione del calore nel discreto anziché nel continuo. Ciò significa che se le condizioni al contorno (temperatura e flussi in ingresso) sono note come funzioni continue ad intervalli discreti (ad es. ogni ora), l'equazione differenziale può essere integrata con una particolare procedura (quella delle Z - Trasformate) che equivale al metodo delle trasformate di Laplace nel continuo.

Dato quindi un qualunque componente edilizio (opaco o trasparente) e definite le condizioni al contorno, i flussi termici che attraversano lo strato limite (esterno o interno) sono dati da espressioni del tipo:

$$\varphi_e = \frac{D(z)}{B(z)} T_e(z) - \frac{1}{B(z)} T_i(z)$$

$$\varphi_i = \frac{1}{B(z)} T_e(z) - \frac{A(z)}{B(z)} T_i(z)$$

I flussi termici risultano dunque funzioni della temperatura T sulle rispettive facce del componente e di opportune funzioni dell'operatore z: A(z), B(z), D(z) dette appunto funzioni di trasferimento del componente. Si può dimostrare che anti trasformando rispetto a z si ottengono delle funzioni (nel tempo) del tipo:

$$\varphi_t = \sum_{j=0}^{N_b} b_j T_{e,t-\Delta t} - T_r \sum_{j=1}^{N_d} d_j \varphi_{i,t-(j-1)\Delta t}$$

Dove il flusso in ogni istante diventa funzione: del valore assunto in istanti precedenti, della temperatura sulla faccia interna anch'essa valutata negli istanti precedenti, della temperatura interna di riferimento (assunta costante) e di opportuni coefficienti dei quali si possono dare formule esplicite, in quanto dipendenti solo dalle caratteristiche termofisiche e geometriche del componente considerato. Una volta dunque definito il tipo di manufatto, i suoi materiali e la geometria è possibile la loro precisa determinazione (a oggi esistono delle banche dati in cui sono contenuti tali coefficienti determinati per un vastissimo repertorio di componenti edilizi). Tali coefficienti esprimono dunque una risposta termica del mezzo ad una sollecitazione esterna unitaria (sono detti infatti "Thermal Response Factors") e rappresentano, pertanto la "funzione di trasferimento" del sistema che traduce in carico termico ambiente il guadagno energetico del componente.

La simulazione del transitorio termico di una parete viene in pratica eseguita utilizzando tali coefficienti in semplici formule che consistono essenzialmente in sviluppi in serie temporali, dove ciascuno di essi, secondo il proprio numero d'ordine, va a premoltiplicare il valore istantaneo della temperatura o del flusso termico di istanti precedenti. Essi assumono, dunque, la funzione di "fattori di importanza" in quanto attribuiscono un diverso "peso" a ciascuno degli stati precedenti, portando così, nella valutazione dello stato attuale del sistema, gli effetti della sua "storia" precedente.

Il metodo delle funzioni di trasferimento (TFM) si basa dunque sul fattore di risposta che stabilisce che, per un dato ambiente, il modello della risposta termica per ogni apporto di calore è sempre lo stesso. In pratica il modello di conversione dell'apporto di calore convertito in carico termico, in dato periodo di tempo, resta invariato. Il principio del fattore di risposta si basa su alcune proprietà di cui godono le funzioni di trasferimento, come il principio della sovrapposizione: il carico totale è pari alla somma dei carichi di tutti gli ambienti componenti l'edificio stesso.

Questo principio consente di suddividere il problema della trasmissione di calore in forme più elementari. Consente inoltre di considerare separatamente gli apporti di calore su base oraria. Sapendo che una parte di calore viene subito convertita in carico termico, mentre l'altra parte viene convertita nelle ore successive, con questo principio si può stimare per ogni ora l'andamento dei carichi dovuti all'apporto di calore della stessa ora e quindi i contributi per avere il carico termico orario.

Principio di linearità: l'ampiezza della risposta termica ad un apporto di calore varia linearmente con l'ampiezza dell'apporto stesso.

Principio di invariabilità: due apporti di calore di uguale grandezza che avvengono in tempi diversi producono la stessa risposta termica dell'ambiente.

Gli ultimi due punti consentono di ridurre notevolmente i calcoli necessari, di fatti in questo modo è sufficiente calcolare una sola volta il modello del carico attraverso un'equazione di bilancio termico. Partendo da questi concetti il metodo delle funzioni di trasferimento calcola solamente una volta le temperature delle superfici che si affacciano sull'ambiente (con il metodo del bilancio termico) e poi calcola il carico termico. Poiché la trasformata di Laplace di un impulso è il valore del modulo dell'impulso allora il metodo TFM calcola gli apporti di calore (dovuti alle luci, all'irraggiamento solare, all'affollamento, alla conduzione delle pareti) come impulsi di ampiezza unitaria. Le funzioni di trasferimento sono quindi calcolate come costanti numeriche che rappresentano il carico termico corrispondente ad una perturbazione impulsiva unitaria.

Una volta determinate le funzioni di trasferimento per le più comuni tipologie costruttive sono assunte indipendenti dagli ingressi impulsivi semplificando molto i calcoli conseguenti. Riassumendo è possibile affermare che il metodo delle funzioni di trasferimento applica una serie di fattori peso (WF, Weighting Factors) o coefficienti delle funzioni di trasferimento per conduzione, CTF, ad ogni superficie opaca esterna e alle differenze tra le temperature dello spazio interno, in maniera da determinare l'apporto di calore. L'apporto solare attraverso i vetri e le varie forme di apporti di calore interni vengono calcolati direttamente per l'ora esaminata.

Il metodo TFM applica poi una seconda serie di Weighting Factors, o coefficienti di trasferimento ambiente, RTF, agli apporti di calore aventi componente radiante per tenere conto dell'effetto di accumulo termico nel convertire l'apporto di calore in carico termico per raffreddamento. L'ambiente interviene in modo da assemblare opportunamente i vari guadagni di calore, ognuno con il proprio peso, riconducendone l'effetto complessivo alla creazione di un carico termico sull'aria interna dell'ambiente. Solo nel caso di ambiente isolato termicamente verso l'esterno tutto il guadagno di calore è riscontrabile come carico termico; in tutti gli altri casi solo una parte contribuisce al carico con un certo ritardo che dipende, dall'inerzia termica totale delle strutture, dalla morfologia dell'ambiente e dalla natura dell'apporto di calore.

L'applicazione del metodo TFM richiede l'utilizzo di alcuni dati preliminari relativi al progetto. Nello specifico i dati da fornire sono riportati in seguito.

- Apporti esterni

Per valutare gli apporti esterni occorre fornire:

- orientamento e dimensioni delle componenti dell'involucro edilizio;
- tipi e colori dei materiali utilizzati;
- dimensioni e destinazioni d'uso degli spazi da condizionare;
- condizioni del sito (ombre riportate, eventuale presenza di superfici riflettenti, ecc.) e degli spazi adiacenti.

- Apporti interni

Per valutare gli apporti interni occorre fornire:

- illuminazione: tipologia e quantità dei corpi illuminanti, criteri d'uso, quota convettiva e radiante del flusso termico;
- affollamento: numero di persone, attività svolte, criteri d'uso;
- apparecchiature: potenza di targa, ubicazione, criteri d'uso, consumi energetici, quantità d'aria necessaria al loro funzionamento.

- Dati climatici

Oltre alla temperatura oraria media (a bulbo secco e a bulbo umido) occorre considerare la direzione dei venti e la velocità prevalente dei venti.

- Condizioni interne di progetto

Oltre alla temperatura a bulbo secco e l'umidità relativa occorre fissare il tasso di ventilazione richiesto per l'attività svolta nei locali. A questo scopo occorre riferirsi alle norme UNI o ASHRAE.

- Data e ora di progetto

Per il calcolo di picco occorre analizzare più ore di più giorni tipo nei diversi mesi. Nel caso di dimensionamento dell'impianto di climatizzazione per tutto l'anno occorre valutare anche per i mesi di gennaio e febbraio le temperature massime invernali possibili.

L'applicazione del metodo TFM richiede due stadi di calcoli:

- la determinazione degli apporti di calore su base oraria;
- l'applicazione dei coefficienti delle funzioni di trasferimento (CTF) ai suddetti apporti di calore sull'equazione di trasferimento ambiente per calcolare i carichi termici.

Come si può vedere in figura, ogni apporto di calore genera un proprio carico termico indipendente dal contributo degli altri apporti, in accordo con il principio di sovrapposizione degli effetti. Si osservi come la parte convettiva degli apporti di calore viene calcolata direttamente nell'ultima sommatoria che genera direttamente il carico termico dell'ambiente.

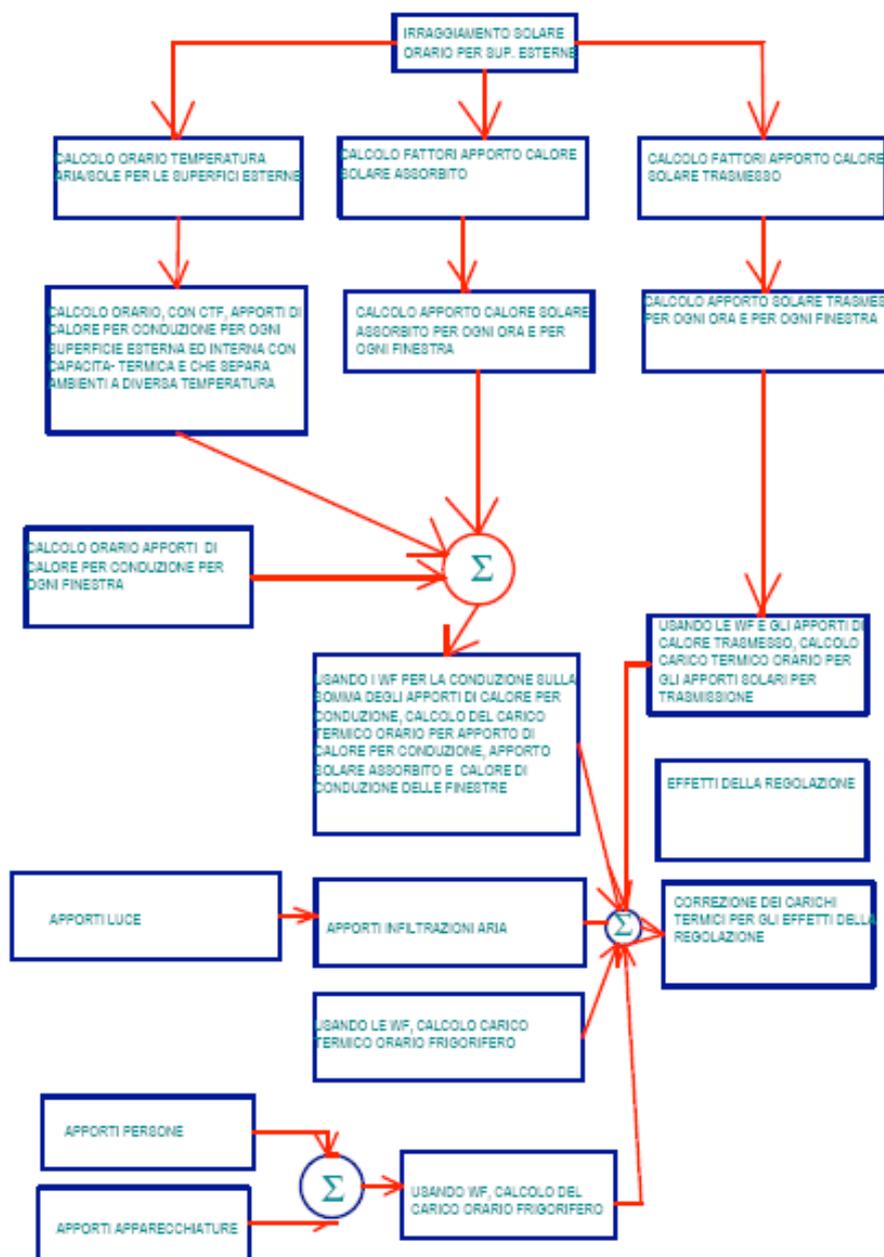


Figura 4-1: Schema di funzionamento metodo TFM

4.1.3 Bilancio termico applicato da TRNSYS

Come già detto in precedenza Trnsys si basa sulle funzioni di trasferimento e il calcolo del fabbisogno termico avviene tramite un'equazione di bilancio:

$$DQ_{air} dt + Q_{heat} - Q_{cool} + Q_{inf} + Q_{vent} + Q_{coup} + Q_{trasm} + Q_{Gint} + Q_{Wgain} + Q_{solgain} = 0$$

- $DQ_{air} dt$ rappresenta la variazione dell'energia interna della zona, kJ/h;
- Q_{heat} rappresenta il fabbisogno energetico utile invernale dell'edificio, kJ/h;
- Q_{cool} rappresenta il fabbisogno energetico utile estivo dell'edificio, kJ/h;
- Q_{inf} rappresenta la quantità di energia dovuta agli apporti per infiltrazione, kJ/h;
- Q_{vent} rappresenta la quantità di energia dovuta agli apporti per ventilazione, kJ/h;
- Q_{coup} rappresenta l'apporto per convezione del flusso d'aria che va da una zona all'altra, kJ/h;
- Q_{trasm} rappresenta la quantità di energia termica scambiata per trasmissione dai componenti edilizi opachi, kJ/h;
- Q_{Gint} rappresenta la quantità di energia dovuta agli apporti interni, kJ/h;
- Q_{Wgain} rappresenta l'energia interna dei componenti edilizi (persone, illuminazione, ecc.), kJ/h;
- $Q_{solgain}$ rappresenta la quantità di energia fornita dagli apporti solari tramite pareti opache e trasparenti, kJ/h.

4.1.4 Flusso di calore attraverso muri e finestre

Il flusso termico e la temperatura caratterizzante un muro o una finestra è rappresentato nella figura sottostante dove la nomenclatura utilizzata viene definita come:

- $S_{s,i}$ rappresenta il flusso di calore radiativo assorbito dalla faccia interna del muro (apporti solari e radiativi);
- $S_{s,o}$ rappresenta il flusso di calore radiativo assorbito dalla superficie esterna (apporti solari);
- $q_{r,s,o}$ rappresenta il flusso di calore radiativo netto trasferito a tutta la superficie esterna del muro;
- $q_{r,s,i}$ rappresenta il flusso di calore radiativo netto trasferito dalla superficie all'interno della zona;
- $q_{w,g,i}$ rappresenta il flusso di calore verso la superficie del muro o verso la superficie della finestra;
- $q_{s,o}$ rappresenta il flusso di calore per conduzione che va dall'interno della superficie del muro verso la zona;
- $q_{s,i}$ rappresenta il flusso di calore per conduzione che va dal muro verso la faccia interna;
- $q_{c,s,o}$ rappresenta il flusso di calore convettivo dato dall'ambiente verso la superficie esterna del muro;
- $T_{s,i}$ rappresenta la temperatura interna superficiale;

- $T_{s,o}$ rappresenta la temperatura esterna superficiale;
- T_i rappresenta la temperatura della zona;
- $T_{a,o}$ rappresenta la temperatura dell'ambiente esterno.

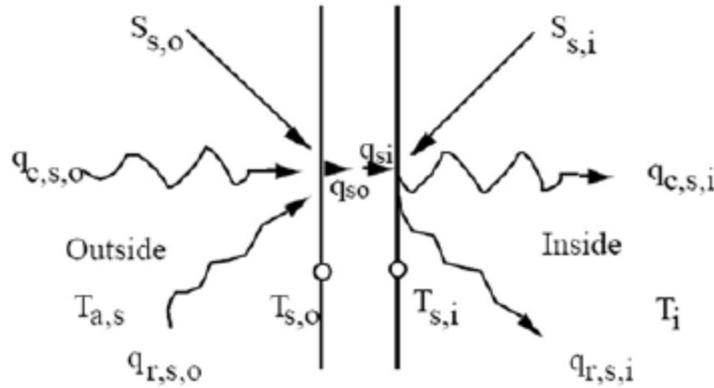


Figura 4-2: Flussi di calore e temperatura della superficie delle pareti

I muri sono modellabili attraverso la teoria della funzioni di trasferimento di Mitalas e Arseneault. Per tutti i tipi di muro il calore trasferito attraverso la superficie del muro stesso, per conduzione è definibile attraverso:

$$\dot{q}_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,0}^k - \sum_{k=0}^{n_{c_s}} c_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k$$

$$\dot{q}_{s,o} = \sum_{k=0}^{n_{a_s}} a_s^k T_{s,0}^k - \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,0}^k$$

dove:

- $q_{s,o}$ rappresenta il flusso di calore per conduzione che va dall'interno della superficie del muro verso la zona;
- $q_{s,i}$ rappresenta il flusso di calore per conduzione che va dal muro verso la faccia interna;
- $a_s^k, b_s^k, c_s^k, d_s^k$ rappresentano le funzioni di trasferimento;
- $T_{s,o}^k$ rappresenta la temperatura superficiale esterna del muro;
- $T_{s,i}^k$ rappresenta la temperatura superficiale interna del muro.

Questa serie di equazioni in termini di temperature superficiali e di flussi di calore sono valutate a uguali intervalli di tempo; il termine k che definisce la sommatoria.

Le finestre, invece, vengono valutate come muri esterni senza massa termica, parzialmente trasparenti nei confronti del sole ma opachi nei confronti degli apporti interni i quali si suppongono assorbiti solamente attraverso le pareti opache. Le finestre vengono dunque considerate come in figura.

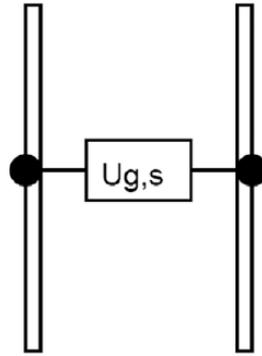


Figura 4-3: Modello della finestra considerato nel bilancio

Le equazioni considerate sono nel caso delle finestre sono:

$$a_s^0 = b_s^0 = c_s^0 = U_{g,s}$$

$$a_s^k = b_s^k = c_s^k = d_s^k = 0 \text{ per } k > 0$$

dove:

$U_{g,s}$ rappresenta il coefficiente di perdita totale del vetro dall'interno verso la superficie esterna.

Il flusso di calore radiativo e convettivo scambiati tra le superfici interne della zona sono rappresentati nella figura sottostante.

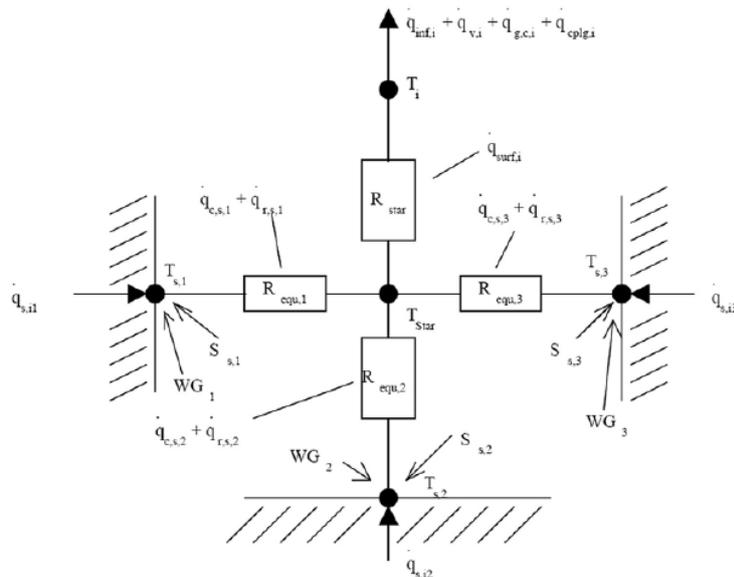


Figura 4-4: Flusso radiativo e convettivo scambiato tra le superfici interne della zona

Tale metodo (proposto da Seem) usa un nodo artificiale definente la temperatura e prende in considerazione il flusso convettivo e radiativo che va verso il nodo e che poi viene convogliato in un altro muro o in una finestra. Questa temperatura viene utilizzata per calcolare il flusso di calore complessivo che agisce sulla superficie interna del muro:

$$\dot{q}_{comb,s,i} = \dot{q}_{c,s,i} + \dot{q}_{r,s,i}$$

dove:

- $q_{c,s,i}$ rappresenta il flusso di calore convettivo agente sulla superficie interna;
- $q_{r,s,i}$ rappresenta il flusso di calore radiativo agente sulla superficie interna.

Che si può anche scrivere come:

$$\dot{q}_{comb,s,i} = \frac{1}{R_{equiv,i} A_{s,i}} (T_{s,i} - T_{star})$$

- $A_{s,i}$ rappresenta l'area della superficie interna.

Per la superficie esterna viene considerata una temperatura fittizia del cielo, T_{sky} , input per il Type 56. Quindi il flusso di calore totale trasferito alla superficie è dato dalla somma del calore trasferito per convezione e quello trasferito per radiazione:

$$\dot{q}_{comb,s,0} = \dot{q}_{c,s,0} + \dot{q}_{r,s,0}$$

dove:

$$\begin{aligned} \dot{q}_{c,s,0} &= h_{conv,s,0} \cdot (T_{a,s} - T_{s,0}) \\ \dot{q}_{r,s,0} &= \sigma \cdot \varepsilon_{s,0} \cdot (T_{a,s}^4 - T_{fsky}^4) \\ T_{fsky} &= (1 - f_{sky}) \cdot T_{a,s} + f_{sky} \cdot T_{sky} \end{aligned}$$

- $q_{comb,s,0}$ rappresenta il flusso convettivo e radiativo agente sulla superficie;
- $q_{c,s,0}$ rappresenta il flusso convettivo agente sulla superficie;
- $q_{r,s,0}$ rappresenta il flusso radiativo agente sulla superficie;
- $h_{conv,s,0}$ rappresenta il coefficiente convettivo di trasmissione sulla superficie esterna;
- f_{sky} rappresenta il fattore di vista del cielo della superficie esterna;
- T_{fsky} rappresenta la temperatura fittizia usata per valutare lo scambio termico radiativo;
- $\varepsilon_{s,0}$ rappresenta il coefficiente di emissione della superficie esterna;
- σ rappresenta la costante di Stephan-Boltzmann.

Quindi il bilancio energetico dato dalla superficie è:

$$\begin{aligned}\dot{q}_{s,i} &= \dot{q}_{comb,s,i} + S_{s,i} + Wallgain \\ \dot{q}_{s,0} &= \dot{q}_{comb,s,0} + S_{s,0}\end{aligned}$$

Dove con il termine $S_{s,i}$ si considerano oltre che la radiazione solare anche gli apporti interni dati dagli oggetti e dalle persone mentre con il termine *Wallgain* si intendono gli apporti solari, che variano durante il giorno a causa della diversa posizione del sole oppure gli apporti dovuti ad un sistema di pannelli radianti a soffitto o pavimento. Per la superficie esterna il termine $S_{s,0}$ sta ad indicare solamente la radiazione solare.

Per quanto riguarda i muri esterni, il flusso di calore che attraversa la superficie esterna è funzione delle condizioni della temperatura dell'aria:

$$\dot{q}_{s,i} = B_S T_{a,s} - C_S T_{star,i} + D_S$$

dove:

$$B_S = \frac{e_s h_{s,0}}{(1-f_s)}$$

$$C_S = \frac{f_s \left(\frac{1}{R_{equiv,i} A_{s,i}} \right)}{(f_s - 1)}$$

$$D_S = \frac{f_s S_{s,i} + e_s (S_{s,0} - K_{s,0}) + K_{s,i}}{(1-f_s)}$$

$$e_s = \frac{b_s^0}{a_s^0 + h_{s,0}}$$

$$f_s = (b_s^0 e_s - c_s^0) R_{equiv,i} A_{s,i}$$

I termini $K_{s,i}$ e $K_{s,0}$ sono definiti tramite le seguenti funzioni di trasferimento:

$$K_{s,i} = \sum_{k=0}^{n_{b_s}} b_s^k T_{s,0}^k - \sum_{k=0}^{n_{c_s}} c_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k$$

$$K_{s,0} = \sum_{k=0}^{n_{a_s}} a_s^k T_{s,0}^k - \sum_{k=0}^{n_b} b_s^k T_{s,i}^k - \sum_{k=1}^{n_{d_s}} d_s^k \dot{q}_{s,i}^k$$

Per i muri adiacenti ad altre zone con o senza le stesse condizioni della zona considerata e per i muri interni si applica l'equazione valida per i muri esterni ma con le seguenti condizioni:

- zona adiacente $T_{a,s} = T_{star,j}$
- muri interni $T_{a,s} = T_{star,i}$
- zona adiacente con identiche condizioni $T_{a,s} = T_{star,i}$

Inoltre:

$$B_S = \frac{e_s \frac{1}{R_{equiv,iA_s,i}}}{(1-f_s)}$$

$$e_s = \frac{b_s^0}{a_s^0 + \frac{1}{R_{equiv,iA_s,i}}}$$

Per quanto riguarda gli apporti interni alla zona considerata, saranno definiti dalla combinazione delle formule precedenti. Il bilancio energetico risultante è dato da:

$$\dot{Q}_{surf,i} = \frac{1}{R_{star,i}} (T_{star,i} - T_i)$$

L'infiltrazione e la ventilazione sono forniti in termini i ricambi d'aria per ora per ogni zona. L'apporto di energia dovuto a questi due contributi è dato da:

$$\dot{Q}_{inf,i} = \dot{m}_{inf,i} C_p (T_a - T_i)$$

$$\dot{Q}_{vent} = \sum_k^{nvent} \dot{m}_{v,k,i} C_p (T_{v,k} - T_i)$$

dove:

- $m_{inf,i}$ rappresenta il portata di aria dovuta ad infiltrazione;
- $m_{v,k,i}$ rappresenta la portata di aria dovuta alla ventilazione;
- c_p rappresenta il calore specifico dell'aria;
- $T_{v,k}$ rappresenta la temperatura di ventilazione dell'aria;
- T_a rappresenta la temperatura dell'ambiente.

Per tutti muri o finestre che separano più zone a differenti temperature o per tutti quei muri esterni aventi condizioni al contorno note è possibile specificare anche un accoppiamento convettivo. Tale accoppiamento rappresenta la massa d'aria che fluisce da una zona all'altra attraverso la superficie (di muri o finestre) e viene definita come la somma di tutti gli apporti dei muri o delle finestre appartenenti a quella zona.

5 UTENZA: TESE 108-109

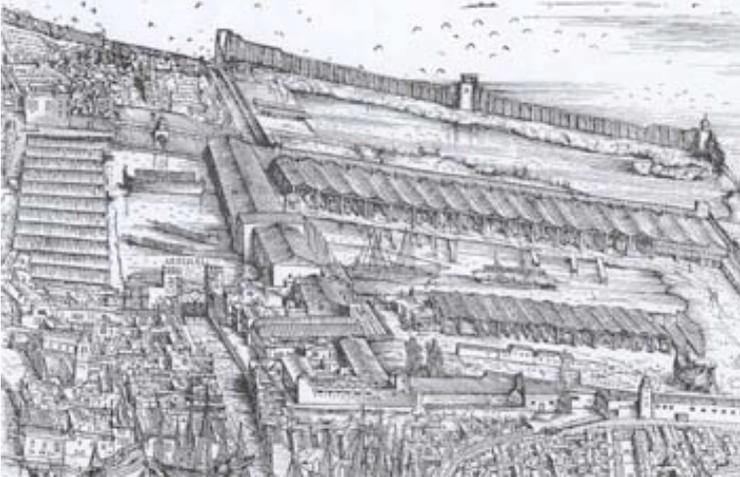
Gli spazi dell'Arsenale di Venezia sono ad oggi una location completamente restaurata che porta alla luce la grandezza dell'antico cantiere navale veneziano. I padiglioni, ciascuno di dimensioni di circa 1.000 m², sono spazi coperti che oggi ben si adattano allo svolgimento di eventi privati ed aziendali.

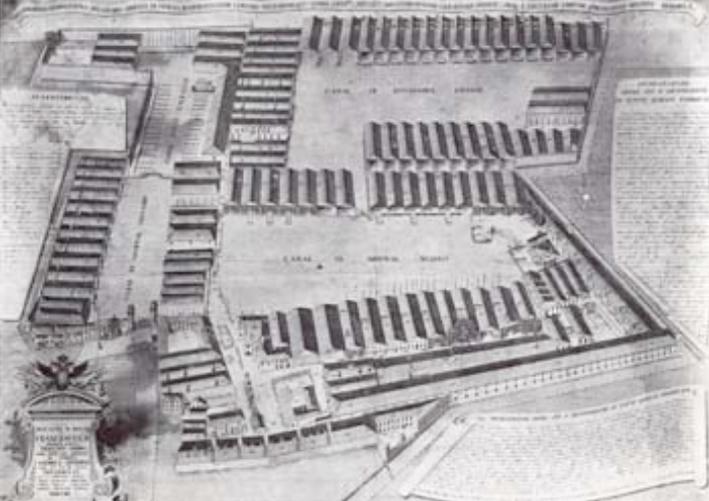
Per l'analisi prestazionale dell'impianto idrotermico a servizio dell'area sono stati presi come riferimento due padiglioni, "le Tese" così chiamati perché qui venivano tese le vele delle antiche navi, recentemente restaurati e destinati a diventare uffici.

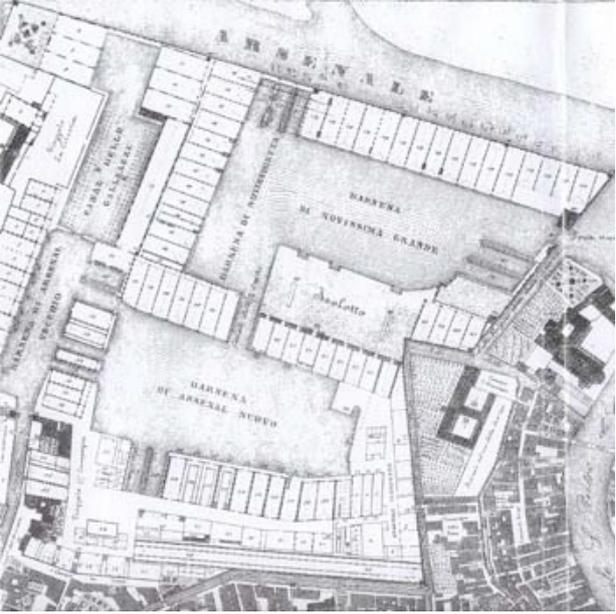
5.1 Storia

L'Arsenale è stato il cuore dell'industria navale veneziana a partire dal XII secolo. Uno dei più vasti centri produttivi dell'epoca preindustriale, con migliaia di addetti impiegati, considerato non solo un cantiere navale ma anche il centro pulsante del potere e della forza militare della Serenissima. L'area ha subito negli anni molteplici rifacimenti e migliorie; si vogliono ripercorrere in seguito i momenti storici più significativi.

1150-1200 ca.	Formazione del primo nucleo dell'Arsenale Vecchio
1220	Primo documento che testimonia l'esistenza dell'Arsenale Vecchio costituito da due file di cantieri coperti allineati attorno ad una darsena comunicante con il bacino di San Marco attraverso il rio dell'Arsenale e cinto da mura merlate, rappresentato nella mappa trecentesca della Chronologia Magna
1225-1304 ca.	Primo ampliamento dell'Arsenale Vecchio: avvio del processo di aggregazione di terreni a levante del perimetro fortificato. Costruzione dei palazzi dell'Inferno, del Purgatorio e del Paradiso, rimaneggiati nel XV secolo
1304-1322 ca.	Costruzione della prima fabbrica delle Corderie della Tana (Casa del canovo), destinata alla fabbricazione dei cordami. Costruzione del Volto del Bucintoro sulla darsena dell'Arsenale Vecchio
1325-26	Costruzione di officine per la fabbricazione dei remi, di depositi della pece, cavi, sartame, legnami, chiodi, ancore e catene nella fascia meridionale della darsena nuova, detta Campagna, di raccordo con il rio dell'Arsenale
1325 ca.	Apertura di un canale di collegamento tra la Darsena Vecchia e la Darsena Nuova, detto rio delle Stoppare
1329	Allargamento verso ovest del perimetro murario dell'Arsenale Vecchio
1344	Completamento dei cantieri sulla riva nord della Darsena Nuova, nella zona detta Isolotto, circondata da mura
1377-1440	Costruzione della Casa della polvere con macina nella zona della Campagna. Costruzione delle due torri di controllo all'ingresso d'acqua del grande cantiere navale pubblico
1390 ca	Costruzione delle Fonderie
1440	Danni alle fabbriche nell'Arsenale Nuovo in seguito all'esplosione della casa del polvere. Necessaria nuova fase di lavori
1443-49	Ricostruzione di case e botteghe nell'area della Campagna, costruzione di nuovi cantieri coperti sulla riva sud dell'Arsenale Nuovo e restauro del lungo fabbricato delle Corderie
1453	Caduta di Costantinopoli. La Repubblica decide di attuare interventi di potenziamento bellico dell'Arsenale per fronteggiare la flotta marittima ottomana sul Mediterraneo
1453-56 ca.	Interventi di restauro e ricostruzione di alcuni cantieri a ovest della Darsena Vecchia

<p>1456-58</p>	<p>Costruzione di due tettoie acquatiche, volti d'acqua, e della serie di volti da terra contigui, allineati sulla riva sud della Darsena Nuova, rappresentati nella veduta prospettica di <i>Jacopo de' Barbari</i></p> 
<p>1460 ca.</p>	<p>Avvio dell'edificazione del primo nucleo di origine delle Sale d'Armi e dell'officina dell'Artiglieria nello Stradal Campagna. Realizzazione della Porta di Terra, ingresso monumentale dell'Arsenale</p>
<p>1473</p>	<p>Terzo ampliamento: creazione dell'Arsenale Nuovissimo realizzato a più riprese fino al 1573 in seguito a successive aggregazioni di terreni paludosi a nord della Darsena Nuova e alla creazione di una terza darsena detta Nuovissima</p>
<p>1476-80</p>	<p>Completamento dei lavori di scavo e di preparazione delle fondazioni della Darsena Nuovissima, come appare nella veduta prospettica di Jacopo de'Barbari. Avvio della costruzione della cinta muraria e delle torri di sorveglianza nell'area nord (1528)</p>
<p>1508 ca.</p>	<p>Costruzione dei cantieri e tettoie sulla Darsena Nuovissima (ultimazione 1545ca)</p>
<p>1516</p>	<p>Apertura del canale delle seghe che collega la Darsena Nuova con la Nuovissima e del canale del Bucintoro fra la Darsena Vecchia e la Nuova</p>
<p>1518</p>	<p>Ripresa delle attività costruttive nell'Arsenale Nuovissimo in seguito alle esigenze di potenziamento militare dopo i conflitti di Cambrai e della Lega Santa</p>
<p>1525-28.</p>	<p>Risultano compiuti i cantieri situati nel braccio occidentale della darsena chiamato Novissimetta.</p>
<p>1524-26</p>	<p>Costruzione delle nuove Fonderie in seguito all'esigenza di potenziamento della lavorazione del ferro e della produzione di artiglierie di bronzo.</p>
<p>1535-40</p>	<p>Quarto ampliamento: aggregazione di un'area di proprietà del Convento della Celestia, collocata all'estremità nord-occidentale dell'Arsenale Nuovissimo, per le attività di lavorazione e stoccaggio delle polveri da sparo. L'area viene successivamente collegata con l'Arsenale Vecchio dopo l'acquisizione di altri terreni dal convento della Celestia (1564).</p>
<p>1555-56 ca.</p>	<p>Realizzazione della nuova facciata del Bucintoro con ampliamento dello squero per ospitare l'imbarcazione cerimoniale ricostruita tra il 1525 e il 1526.</p>
<p>1561-64 ca.</p>	<p>Costruzione dell'officina dell'Artiglieria e ristrutturazione delle Sale d'Armi quattrocentesche.</p>
<p>1566-73</p>	<p>Ultima ripresa dei lavori all'interno dell'Arsenale Nuovissimo: costruzione dei cantieri coperti all'Isolotto e dei due grandi cantieri acquatici detti volti d'acqua alle canne o gagiandre (1573).</p>
<p>1566-68 ca.</p>	<p>Costruzione del tezon delle sieghe e dei legnami rivolto ad ovest verso il canale delle Galeazze e a ridosso della Novissimetta, dove attualmente si trova l'edificio degli Squadratori. Lo specchio d'acqua sul quale si affaccia l'edificio è destinato alla conservazione dei roveri.</p>
<p>1568</p>	<p>Grande esplosione nei depositi delle polveri a nord della Celestia che causa gravi danni al muro di cinta, ad alcuni cantieri e a parte del convento della Celestia.</p>
<p>1569</p>	<p>Quinto ampliamento: creazione della Darsena delle Galeazze attraverso lo scavo di un bacino sul quale vengono costruiti cantieri coperti per la costruzione di un nuovo tipo di vascello da combattimento: la galeazza.</p>
<p>1571</p>	<p>Vittoria nella battaglia di Lepanto contro i turchi grazie al contributo decisivo della flotta navale veneziana.</p>
<p>1577</p>	<p>Costruzione del tempietto della Madonna dell'Arsenale addossato alla torre orientale dell'ingresso d'acqua dell'Arsenale, demolito nel 1809.</p>
<p>1579-85 ca</p>	<p>Ricostruzione delle Corderie, ad opera di Antonio Da Ponte.</p>

1591	Realizzazione del monumentale portale di accesso alle Sale d'Armi e all'officina dell'Artiglieria che conclude lo Stradal Campagna
1600- 1700	Trasformazione della tecnica navale e conseguente processo di adeguamento delle strutture arsenalizie. Revisione generale del sistema dei fondali delle darsene e dei canali dell'Arsenale in funzione delle nuove necessità della costruzione navale.
1667	Primo varo di un vascello da guerra di tipo nord-europeo
1684-1745.	Ristrutturazione e innalzamento delle coperture dei cantieri sulla sponda occidentale dell'Arsenale Nuovissimo e di quelli della Novissimetta per adeguarli alla costruzione di nuovi grandi vascelli.
1686-92	Allargamento del rio e dell'ingresso dell'Arsenale per agevolare il passaggio dei vascelli. Ricostruzione delle due torri duecentesche.
1750ca	Costruzione dell'edificio degli Squadratori sulla sponda est del canale delle Galeazze, su progetto di Giuseppe Scalfarotto, ripreso nella veduta prospettica di Gian Maria Maffioletti che rappresenta il più informato rendiconto dell'Arsenale prima delle grandi trasformazioni ottocentesche 
	<i>G.M. Maffioletti, 1798</i>
1778	Realizzazione della Sala dei modelli, progettata da GianMaria Maffioletti, all'interno di in uno dei cantieri adiacenti l'edificio degli Squadratori
1797	Trattato di Campoformio. I francesi entrano in città, spoliano e saccheggiano l'Arsenale trasferendo i cannoni del parco artiglierie e le armi in Francia
1798-1805	Dominazione austriaca. Ingresso delle truppe Austriache a Venezia. Le navi danneggiate dai francesi vengono riparate e viene riavviata l'attività cantieristica
1806-1814	Dominazione francese. Napoleone rientra in Venezia e utilizza l'Arsenale come base navale della flotta imperale in Adriatico. Avvio di nuovi programmi di ammodernamento dell'Arsenale funzionali al sistema di costruzione navale francese
1806-10	Demolizione dei cantieri coperti dell'Isolotto, verso la Darsena Nuovissima, sostituiti da quattro scali per la costruzione dei vascelli. Apertura della nuova porta d'acqua verso San Pietro di Castello.
1810	Sesto ampliamento: annessione del complesso della Celestia. Costruzione della Torre di Porta Nuova ad est dell'Arsenale Nuovissimo, ad opera di Lessan.
1819	Posizionamento del cancello di chiusura del varco di Porta Nuova e del ponte mobile di collegamento tra il reparto Gagiandre e la schiera della Nuovissima.
1821-24	Completamento della cinta muraria nella zona della Celestia (1821) e chiusura del lato sud-ovest del complesso con una nuova porzione di muro tra le officine dei remeri e le Fonderie (1824)
1828-31	Lavori di restauro del rio dell'Arsenale in seguito a cedimenti riscontrati sulle rive. Bonifica delle fondazioni delle due torri d'accesso al cantiere e raddrizzamento di quella di levante indebolita dalla demolizione del tempio della Madonna. Costruzione del corpo di guardia della Tesoreria Marittima a ridosso delle Fonderie (1829). Restauro e adattamento a officine, laboratori e magazzini degli edifici situati a sud dell'Arsenale Nuovo.
1828	Costruzione dell'ultima porzione del muro di cinta sul lato sud della chiesa della Celestia

<p>1835-36</p>	<p>Costruzione dell'officina per bottai e del laboratorio dei remeri a nord del vecchio muro che separava l'Arsenale Vecchio dal complesso della Celestia. Costruzione di una torretta neogotica tra l'ultimo squero dell'Arsenale Vecchio e il muro a sud dell'officina bottai, su progetto di Giovanni Casani.</p>  <p style="text-align: center;"><i>C. Combatti, 1846</i></p>
<p>1873</p>	<p>Avvio di imponenti opere di trasformazione che modificano l'aspetto e la funzionalità dell'Arsenale.</p>
<p>1872-78</p>	<p>Settimo ampliamento: costruzione di due bacini di carenaggio nella zona paludosa a nord della Porta Nuova. L'Arsenale viene adibito alla costruzione dei sommergibili</p>
<p>1874</p>	<p>Installazione della gru Fairbairn a collo d'oca sul lato sud della Darsena Grande</p>
<p>1874-75</p>	<p>Demolizione di cantieri nell'area di Novissimetta e di parte dell'edificio degli Squadratori per la realizzazione di due grandi scali scoperti</p>
<p>1876-80</p>	<p>Sbancamento dell'Isolotto con la demolizione dei cantieri. Unione della Darsena Nuova e Nuovissima mediante la creazione della Darsena Grande, adatta al varo delle moderne navi in ferro.</p>
<p>1872-79</p>	<p>Realizzazione delle due Tese del carbone nell'area dell'isola delle Vergini, annessa all'Arsenale interrando il rio della Guerra</p>
<p>1880 ca.</p>	<p>Realizzazione dell'Edificio dei Congegnatori aggiustatori, nello Stradal Campagna, e del nuovo edificio del Comando della Base Navale, sostituito al fabbricato dei Magazzini generali. Trasformazioni degli antichi cantieri della zona nord della Nuovissima in moderne officine e magazzini.</p>
<p>1883</p>	<p>Installazione della grande gru idraulica Armstrong Mitchell nei pressi dei cantieri all'Isolotto.</p>
<p>1900 ca.</p>	<p>Creazione di una banchina nella schiera della Nuovissima e conseguente accorciamento, abbassamento e chiusura dei fronti delle tese che vengono trasformate in officine e depositi. Realizzazione delle officine dei Lamierini, nell'area dei bacini</p>
<p>1910-15</p>	<p>Realizzazione del terzo bacino di carenaggio per la costruzione di navi monocalibre</p>
<p>1916</p>	<p>Ottavo ampliamento: realizzazione delle casermette</p>
<p>1920</p>	<p>Grande incendio nei capannoni dell'Arsenale Vecchio. Sei antiche tettoie del lato ovest vengono completamente distrutte</p>

5.2 Morfologia

Ad oggi l'area dell'Arsenale ha una superficie complessiva di circa 478.000 m², di cui 136.380 m² costituiti da aree coperte, 224.620 m² da aree scoperte e 117.000 m² da spazi acquei.

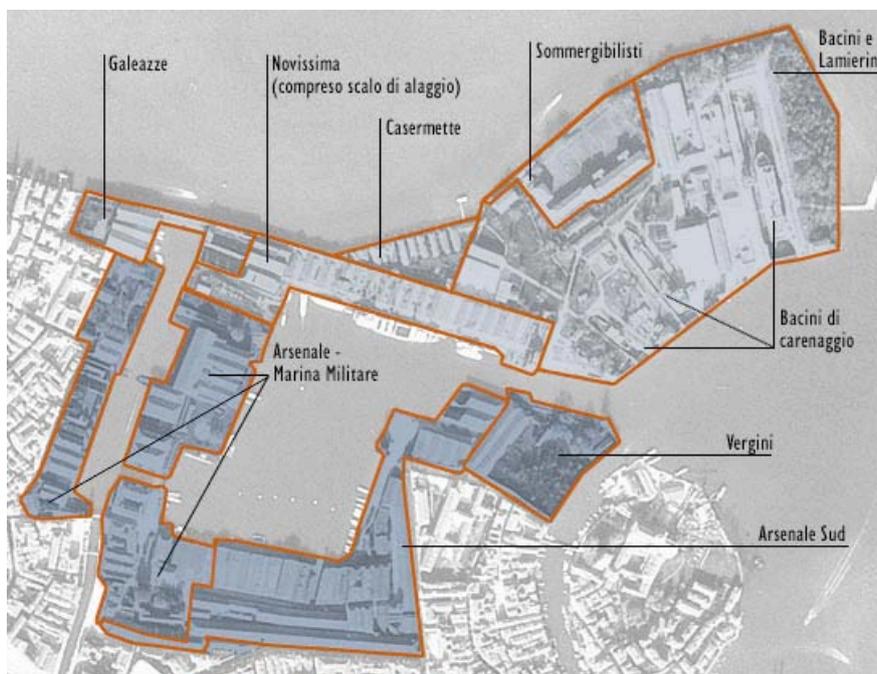


Figura 5-1: Zone funzionali dell'Arsenale di Venezia

	Sup. coperta [m ²]	Sup. scoperta [m ²]	Sup. totale [m ²]	Sup. acqua [m ²]	Volume [m ³]
<i>Galeazze</i>	9.000	2.100	11.000	-	106.310
<i>Novissima</i>	19.000	10.700	29.700	-	179.100
<i>Bacini e Lamierini</i>	20.330	117.500	137.830	-	166.000
<i>Sommergebilisti</i>	4.670	16.200	20.870	-	57.730
<i>Casermette</i>	3.350	6.000	9.350	-	15.550
totale area nord	56.350	152.500	208.850	-	524.690
<i>Vergini</i>	4.930	14.510	19.440	-	35.570
<i>Arsenale Sud e Marina Militare</i>	75.100	57.610	132.710	-	684.630
totale area sud	80.030	72.120	152.150	-	720.200
<i>Darsena Grande</i>	-	-	-	93.000	-
<i>Darsena e Vasca delle Galeazze</i>	-	-	-	24.000	-
totale delle aree	136.380	224.620	361.00	117.000	1.244.890
totale generale			478.000		

5.3 L'Arsenale oggi

I capienti spazi interni, interamente restaurati, e il contesto esterno, unico nel suo genere, si prestano ad ospitare eventi che ricercano un'assoluta originalità in un contesto storico impareggiabile.

Le Tese si dividono in Tese delle Nappe, le Tese di San Cristoforo, Tesa 98, Tesa 99, Tesa 100, Tesa 105, Tesa 108, Tesa 109 e Tesa 113.

Tese delle Nappe 89-90-91, sono tre tese comunicanti di grandi dimensioni per un totale di oltre 3.500 m², pienamente restaurate rispettando l'aspetto architettonico originale e valorizzando le ampie e luminose volte che caratterizzano gli spazi.

Tese di San Cristoforo 92-93-94, le imponenti tre tese, con 3155 m² di superficie coperta, vennero edificate a partire dal 1525 nel periodo di sviluppo dell'Arsenale Novissimo (1473-1573) lungo il muro nord dell'Arsenale. Realizzate come "volti d'acqua" ovvero cantieri acquatici presso la Torre di San Cristoforo, hanno mantenuto a lungo tale peculiarità sino all'interramento eseguito dal 1880.

Tesa 98, Tesa 99, Tesa 100, ognuna della superficie di 750 m².

Tesa 105, l'accesso al pubblico avviene attraverso l'area delle Ex Casermette ai piedi del ponte sospeso lungo le mura dell'Arsenale, in prossimità dell'approdo Actv. Completamente e finemente restaurata, l'ingresso al piano terra conduce all'interno della parte aperta al pubblico dell'Arsenale. La 105 ospita uffici e sale meeting; la superficie disponibile è di 750 m².

Tesa 113, ha struttura in muratura portante e splendide ed imponenti colonne in pietra d'Istria. La copertura cinquecentesca è a capriate lignee e rende gli spazi particolarmente esclusivi ed affascinanti.

Tesa 108, Tesa 109, hanno struttura del tutto simile a quella della Tesa 113; la copertura è stata completamente rifatta in quanto in parte crollata e comunque non recuperabile a causa del lungo periodo di abbandono. Le Tese 108 e 109, comunicanti tra loro, ospitano gli uffici del Consorzio Venezia Nuova per le attività dedicate alla gestione del sistema Mose

Torre di Porta Nuova, utilizzata per la realizzazione degli alberi delle antiche navi a vela della Repubblica Serenissima è stata recentemente completamente restaurata, creando spazi per meeting ed esposizioni artistiche, accostando il fascino del pieno recupero dell'antica struttura a moderne soluzioni architettoniche e di design contemporaneo. La superficie disponibile è di 328 m².

5.3.1 Funzioni insediative

Nell'area dell'Arsenale, o per lo meno in alcune parti, operano soggetti impegnati in diverse attività, sono presenti Enti e Istituzioni che a vario titolo intervengono operativamente o attraverso proposte e iniziative che mirano alla riqualificazione dell'area stessa.

All'interno dell'area si possono individuare più ambiti caratterizzati dalla omogeneità di funzioni:

- **funzioni militari:** ai lati del rio della Tana e lungo il lato sud del bacino. In questi ultimi anni è in corso una trasformazione dell'attività con il trasferimento dell'Istituto di Studi Militari Marittimi la cui sede definitiva è prevista nell'edificio degli Squadratori. Sempre lungo il rio della Tana gli edifici sono usati per uffici, residenza e infermeria. Fuori dalle mura e accessibile dall'esterno si trova il Museo Navale. Lungo il Bacino sono ancora in funzione alcune officine e depositi, ma la gran parte degli edifici non è utilizzata e presenta uno stato manutentivo mediocre e, in alcuni casi, pessimo;
- **funzioni produttive:** legate alla cantieristica e alla realizzazione e manutenzione del sistema Mose nell'area dei Bacini. Nell'area sono insediati: il Consorzio Venezia Nuova, i Cantieri Arsenale Venezia, l'Azienda Comunale Trasporti Venezia. L'adiacente area della Novissima è utilizzata come banchina di attracco per i mezzi navali in riparazione, in attesa dell'ultimazione del molo in corso di realizzazione all'estremità est dell'area. Alla fondamenta delle Novissime si affiancano le Tese in buona parte restaurate recentemente o in corso di restauro al cui interno vi sono uffici della società Thetis, uffici e laboratori del CNR, spazi espositivi. Nell'area dei Lamierini, confinante con la Novissima, è insediata la società Thetis, attiva nel campo delle tecnologie marine, mentre al di là dell'omonimo rio, due capannoni acquei, le Galeazze, sono utilizzati dal Comune e da una società remiera;
- **funzioni espositive e di spettacolo:** negli edifici assegnati in concessione temporanea alla Biennale comprendenti tutte le aree e gli edifici ad est e a sud della darsena, ad esclusione di quelli in uso alla Marina;
- **funzioni residenziali:** nell'area delle così dette "Casermette" realizzate durante la prima guerra mondiale come struttura di supporto al personale impegnato nei sommergibili e successivamente adattate a residenze riservate al personale marittimo. Gli edifici molto degradati, sono stati in buona parte recuperati e sono abitati dal personale della Capitaneria di Porto. Nell'area, in un capannone recentemente restaurato, è insediata un'associazione velistica concessionaria dell'edificio.

È da segnalare inoltre l'area a ridosso dei Bacini occupata dalla caserma, mai ultimata, dei sommergibilisti che versa in stato di abbandono.

5.3.2 Funzioni previste



	<p>Polo della ricerca: la presenza di società che operano nel campo delle tecnologie marine, e la previsione di insediamento di alcune sezioni del CNR nell'area nord costituiscono il primo nucleo di un'area più vasta di soggetti attivi, nel panorama nazionale e internazionale, sui temi dell'ambiente, della conservazione e valorizzazione del patrimonio culturale e della loro comunicazione.</p>
	<p>Polo della produzione: l'attività oggi in atto nel campo della cantieristica potrebbe essere sviluppata nei settori ove massimo è il valore aggiunto e nello stesso tempo fornire lo sbocco produttivo alla collegata attività di ricerca. Il piano prevede anche l'insediamento di attività artigianali, le cui lavorazioni costituirebbero un importante servizio all'intero insediamento. L'individuazione di due entità, della ricerca e della produzione, è motivata dalla volontà di rendere semplice un progetto complesso e influenzata dalla situazione attuale, in cui sono riconoscibili luoghi e realtà di lavoro molto diversi, ma è chiaro che le interconnessioni e le sinergie tra le parti sono fattori essenziali del loro sviluppo.</p>
	<p>Polo della cultura, della musealità, dell'esposizione: le funzioni sono svolte, nell'area sud, principalmente dalla Biennale che, oltre alle esposizioni nel campo dell'arte e dell'architettura contemporanea, vi svolge attività teatrali e musicali. Altre manifestazioni a carattere fieristico utilizzano gli stessi o altri spazi. Una sezione del Museo Navale completa la gamma di offerta espositiva. Il piano conferma la vocazione accentuandola con la localizzazione di altre possibili funzioni complementari alle prime, che possano anche concorrere alla sostenibilità economica dell'operazione.</p>
	<p>Polo della Marina: l'area riservata alle attività competenti alla Marina Militare comprende importanti istituzioni, quali la Biblioteca e la scuola di Studi Militari Marittimi che qualificano la presenza del presidio veneziano.</p>
	<p>Attività di supporto diffuse: accanto alle aree tematiche semplificate nei poli, sono state individuate attività di servizio dei futuri fruitori, siano essi visitatori, lavoratori, ricercatori, residenti. Si sono per questo previste strutture ricettive residenziali temporanee, destinate a chi esercita attività lavorative e di ricerca nei prossimi insediamenti, e funzioni di accoglienza e informazione nei punti individuati come transizione e accesso tra Arsenale e città.</p>

5.4 Tesa 108 e Tesa 109

L'impianto idrotermico ad acqua di laguna è stato progettato per asservire tutte le Tese della Banchina Novissima, nonché parte dell'area dei Bacini di carenaggio. Vista la notevole estensione delle zone in oggetto e l'attuale situazione delle opere di restauro, non ancora ultimate, si prendono come modello di riferimento per l'analisi energetica del sistema due padiglioni ad uso uffici, ovvero le Tese 108 e 109, già in funzione a pieno regime da maggio 2013.

Il recupero di questi edifici rientra negli interventi di riqualificazione dell'Arsenale atti all'insediamento della "Funzione Gestione del Sistema Vaso". L'accesso principale al nuovo insediamento avviene dal lato nord del capannone 108 tramite una bussola vetrata, all'interno si trovano gli spazi per i servizi generali quali la hall, la guardiana, una sala riunioni oltre ovviamente alla scala e all'ascensore principale di collegamento con il livello superiore. Un'altra bussola è stata inserita sempre nel capannone 108 sul lato sud. All'interno del volume delle strutture originali, sono stati ricavati dei box di lavoro, realizzati con strutture interamente vetrate e suddivise in modo da creare una serie di ambienti destinati ad uso direzionale.

Il piano terra del nuovo intervento, ospita le attività prettamente operative, oltre agli spazi di servizio i quali necessitano di un minor grado di illuminazione naturale. Il piano terra è strutturato in modo da garantire la massima fruibilità tramite un percorso che attraversa le due Tese lungo l'asse Est-Ovest. Tale percorso si sviluppa nella zona centrale usufruendo dell'apertura delle arcate per permettere il passaggio dei percorsi in quota. All'interno di ogni singolo capannone il percorso distributivo è organizzato longitudinalmente (asse Nord-Sud) e si sviluppa nella porzione centrale, tra i corpi di nuova edificazione.

All'interno della Tesa 108 sono ricavati gli spazi di controllo, posizionati in modo tale da controllare sia l'accesso Nord, che quello Sud dalla banchina Novissima. Gli accessi agli uffici sono collocati lungo i percorsi longitudinali posti nelle pareti vetrate parallele al muro storico presenti in ogni capannone.

Il primo piano del nuovo intervento, ospita gli uffici di rappresentanza e quelli con presenza continuativa di personale. Tutti gli uffici di maggior prestigio si affacciano sul fronte Sud del corpo di fabbrica in modo da garantire una buona illuminazione ed una vista panoramica sulla Darsena Grande.



5.4.1 Involucro

I padiglioni 108 e 109 sono intercomunicanti e occupano una superficie in pianta di circa 1.400 m², si sviluppano per un'altezza massima di 11,5 m (tetto a falde, altezza media 9,5 m), in larghezza per 36,5 m e in profondità per 38 m. Il progetto di restauro ha avuto come principale obiettivo quello di conservare le strutture esistenti, originarie del periodo della Repubblica di Venezia, preservandone fattezze e peculiarità. A tal fine, per la realizzazione degli spazi adibiti ad uffici, si è scelta una particolare soluzione architettonica: l'involucro esterno non ha subito alcuna modifica, sono state invece inserite al suo interno delle strutture portanti in vetro a formare otto box indipendenti.

Le pareti perimetrali delle due Tese sono in muratura portante, realizzata in mattoni pieni, per uno spessore totale variabile tra i 20 e i 125 cm. Le pareti non presentano rivestimento isolante né intonaci, e sono caratterizzate da una trasmittanza variabile tra 2,375 W/m²K e 0,631 W/m²K, a seconda dello spessore. Le pareti Nord e Sud danno verso l'esterno, mentre quelle Est ed Ovest confinano con altri padiglioni: ad Est la Tesa 109 confina con l'edificio 110 adibito a deposito ACTV, ambiente non riscaldato; ad Ovest le Tesa 108 confina con il padiglione 107, all'interno della quale sono ospitati alcuni uffici del Magistrato alle Acque di Venezia. La Tesa 107 è ancora in fase di restauro e può essere considerata come ambiente non riscaldato in quanto al suo interno sono stati posizionati dei box prefabbricati con funzione di uffici, ma non è presente alcun tipo di impianto di climatizzazione per le aree comuni. Le opere di restauro hanno modificato la conformazione delle pareti lato Sud delle Tese al fine di migliorare l'accessibilità ai padiglioni: per quanto riguarda la Tesa 108 è stata realizzata una nuova parete vetrata a tutta altezza, mentre per la Tesa 109 sono state sostituite i componenti vetrati del portone di accesso.

Per quanto riguarda la copertura, è stata completamente ricostruita durante le fasi di restauro in quanto parzialmente crollata o comunque non recuperabile a causa del lungo periodo di abbandono. La nuova struttura prevede uno scheletro composto da capriate in acciaio a sostegno di un nuovo pacchetto di copertura costituito da: tavella spessore 40 mm, strato isolante in poliuretano espanso tipo stiferite spessore 40 mm, rivestimento esterno in tegole di terracotta. Parte della copertura è percorsa da due schiere di lucernai estesi su tutta la lunghezza.

Si riportano nei due sottoparagrafi successivi le caratteristiche termoigrometriche delle strutture, così come inserite nel modello di simulazione.

5.4.1.1 Componenti opachi

Si riportano in tabella 5-1 le caratteristiche termiche delle strutture verticali delimitanti i padiglioni oggetto di analisi, suddivise a seconda dello spessore. Le strutture, originarie del periodo della Repubblica di Venezia, sono realizzate in mattoni pieni e non sono state oggetto di modifica durante le opere di restauro.

Pareti esterne								
Parametro	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	U.M.
Trasmittanza termica	2,262	1,985	1,626	1,160	0,854	0,649	0,601	W/m ² K
Trasmittanza con ponte termico	2,375	2,084	1,708	1,218	0,897	0,681	0,631	W/m²K
Maggiorazione ponte termico	5,00							%
Spessore	210	260	350	550	800	1.100	1.200	mm
Temperatura esterna di riferimento	-5,0							°C
Permeanza	136,05	109,89	81,63	51,95	35,71	25,97	23,81	10 ⁻¹² kg/s m ² Pa
Massa superficiale	378	468	630	990	1440	1980	2160	kg/m ²
Trasmittanza periodica	1,171	0,772	0,367	0,071	0,009	0,001	0,000	W/m ² K
Fattore attenuazione	0,518	0,389	0,226	0,061	0,011	0,001	0,001	-
Sfasamento onda termica	-6,20	-7,8	-10,7	-16,9	-0,8	-10,3	-13,4	h

Tabella 5-1: Caratteristiche termiche pareti

Di seguito, caratteristiche termiche e stratigrafie di pavimento e copertura. Queste strutture, a differenza delle pareti esterne, sono di nuova realizzazione a seguito dei lavori di riqualificazione dell'area.

Parametro	Pavimento	Copertura	U.M.
Trasmittanza termica	0,937	0,583	W/m ² K
Trasmittanza controterra	0,247	-	W/m²K
Trasmittanza con ponte termico	0,247	0,583	W/m²K
Maggiorazione ponte termico	0,00	0,00	%
Spessore	821	95	mm
Temperatura esterna di riferimento	-5,0	-5,0	°C
Permeanza	0,338	87,719	10 ⁻¹² kg/s m ² Pa
Massa superficiale	1283	64	kg/m ²
Trasmittanza periodica	0,019	0,561	W/m ² K
Fattore attenuazione	0,078	0,962	-
Sfasamento onda termica	-19,7	-1,7	h

Tabella 5-2: Caratteristiche termiche pavimento e copertura

Stratigrafia pavimento:

N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale interna	-	-	0,170	-	-	-
1	Sottofondo di cemento magro	50,00	0,900	0,056	1.800	0,88	30
2	Caldana additivata per pannelli	70,00	1,000	0,070	1.800	0,88	30
3	Polipropilene	50,00	0,220	0,227	910	1,80	10.000
4	Intercapedine non ventilata $A_v < 500 \text{ mm}^2/\text{m}$	200,00	0,889	0,225	-	-	-
5	C.I.s. di sabbia e ghiaia (pareti esterne)	350,00	2,150	0,163	2.400	1,00	99
6	Sottofondo di cemento magro	100,00	0,900	0,111	1.800	0,88	30
7	Impermeabilizzazione con PVC in fogli	1,00	0,170	0,006	1.390	0,90	50.000
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	0,040	-	-	-

Tabella 5-3: Stratigrafia pavimento

Stratigrafia copertura:

N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	0,053	-	-	-
1	Tegole in terracotta	15,00	1,000	0,015	2000	0,80	40
2	Poliuretano espanso in lastre Stiferite CLASS B - Sp. 30 - 70	40,00	0,028	1,429	44	1,46	33
3	Tavellone strutture orizzontali	40,00	0,333	0,120	800	0,84	9
-	Resistenza superficiale interna	-	-	0,100	-	-	-

Tabella 5-4: Stratigrafia copertura

Simbologia:

- s rappresenta lo spessore dello strato [mm]
- $Cond$ rappresenta la conduttività termica [W/mK]
- R rappresenta la resistenza termica [$\text{m}^2\text{k}/\text{W}$]
- $M.V.$ rappresenta la massa volumica [kg/m^3]
- $R.V.$ rappresenta il fattore di resistenza alla diffusione del vapore in capo asciutto

5.4.1.2 Componenti vetrati

Si riportano nelle schede seguenti le caratteristiche termiche e costruttive dei serramenti.

- **Lucernai**

Telaio metallico senza taglio termico, vetro singolo di spessore 5 mm, applicazione durante le opere appartenenti all'ultimo stralcio dei lavori di restauro una pellicola oscurante.

Tipologia di serramento	Singolo		
Trasmittanza termica serramento	U_w	5,914	W/m²K
Trasmittanza solo vetro	U_g	6,339	W/m ² K
Emissività	ϵ	0,837	-
Fattore tendaggi	$f_{c\ inv}$	1,00	-
Fattore di trasmittanza solare	$g_{gl,n}$	0,850	-
Trasmittanza termica del telaio	U_f	2,80	W/m ² K

Tabella 5-5: Caratteristiche termiche lucernai

- **Parete vetrata lato sud Tesa 108**

Vetrocamera a varie specchiature (5+5)+15+(5+5) mm con telaio in acciaio a taglio termico.

Tipologia di serramento	Singolo		
Trasmittanza termica serramento	U_w	1,593	W/m²K
Trasmittanza solo vetro	U_g	1,539	W/m ² K
Emissività	ϵ	0,900	-
Fattore tendaggi	$f_{c\ inv}$	1,00	-
Fattore di trasmittanza solare	$g_{gl,n}$	0,670	-
Trasmittanza termica del telaio	U_f	2,50	W/m ² K

Tabella 5-6: Caratteristiche termiche parete vetrata sud Tesa 108

Stratigrafia del pacchetto vetrato

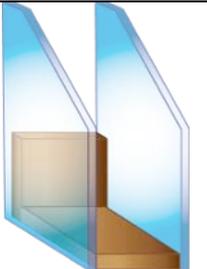
Descrizione strato	s	λ	R	Kd	
Resistenza superficiale interna	-	-	0,130	-	
Primo vetro	10,0	1,00	0,010	-	
Intercapedine	-	-	0,447	0,11	
Secondo vetro	10,0	1,00	0,010	-	
Resistenza superficiale esterna	-	-	0,053	-	

Tabella 5-7: Stratigrafia parete vetrata

- **Bussola**

Bussola a vetri scorrevoli con struttura in acciaio e vetro stratificato 3+3 mm.

Tipologia di serramento	Singolo		
Trasmittanza termica serramento	U_w	1,937	W/m²K
Trasmittanza solo vetro	U_g	1,768	W/m ² K
Emissività	ϵ	0,900	-
Fattore tendaggi	$f_{c\ inv}$	1,00	-
Fattore di trasmittanza solare	$g_{gl,n}$	0,670	-
Trasmittanza termica del telaio	U_f	2,50	W/m ² K

Tabella 5-8: Caratteristiche termiche bussola

Stratigrafia del pacchetto vetrato

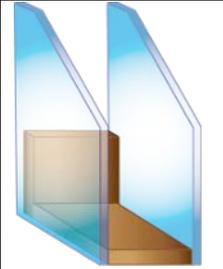
Descrizione strato	s	λ	R	Kd	
Resistenza superficiale interna	-	-	0,130	-	
Primo vetro	6,0	1,00	0,003	-	
Intercapedine	-	-	0,377	0,11	
Secondo vetro	6,0	1,00	0,003	-	
Resistenza superficiale esterna	-	-	0,053	-	

Tabella 5-9: Stratigrafia bussola

- **Vetrate nord e sud**

Le vetrate nord e sud sono state oggetto di restauro durante un precedente intervento di messa in sicurezza delle Tese. Durante tale intervento si è proceduto con la ristrutturazione dei telai metallici, ma non è stata previsto alcun tipo di sostituzione dei componenti vetrati esistenti, che sono pertanto rimasti inalterati (vetro singolo spessore 5 mm).

Tipologia di serramento	Singolo		
Trasmittanza termica serramento	U_w	5,011	W/m²K
Trasmittanza solo vetro	U_g	5,326	W/m ² K
Emissività	ϵ	0,837	-
Fattore tendaggi	$f_{c\ inv}$	1,00	-
Fattore di trasmittanza solare	$g_{gl,n}$	0,850	-
Trasmittanza termica del telaio	U_f	2,80	W/m ² K

Tabella 5-10: Caratteristiche termiche vetrate

Simbologia:

- s rappresenta lo spessore [mm]
- λ rappresenta la conduttività termica [W/mK]
- R rappresenta la resistenza termica [m²k/W]
- Kd rappresenta il K distanziale [W/mK]



Figura 5-3: Ingresso sud Tesa 108

5.4.2 Impianti

La conformazione del complesso prevede una serie di box ricavati internamente alle strutture originali dei capannoni esistenti. Queste strutture sono costituite da vetrate di altezza variabile; i box di lavoro sono debitamente controsoffittati per il passaggio delle canalizzazioni di diffusione dell'aria. Le altre zone di transito, al piano terra e lungo la passerella al piano primo che collega i singoli box, sono dotate di impianto di climatizzazione.

I due padiglioni sono asserviti da un impianto di climatizzazione di tipo centralizzato, principalmente costituito da pompe di calore del tipo acqua/acqua alimentate da scambiatori di calore allacciati alla rete di distribuzione che serve l'intera area impiantistica dell'Arsenale.

L'impianto centralizzato trova posto entro un locale tecnico ad uso esclusivo - sottocentrale termica - posizionato nell'angolo Nord-Est dell'edificio 109, dove alloggiato tutti i componenti per la gestione del fluido termovettore e il suo rilancio alle linee di distribuzioni principali (pompe di calore, scambiatori di calore, impianto di trattamento acqua, accumuli, pompe di circolazione, collettori di distribuzione, valvolame, ecc.).

Il condizionamento degli ambienti viene garantito da un sistema misto composto da pavimento radiante, radiatori (solo all'interno dei servizi igienici), travi fredde e ventilazione meccanica controllata. L'impianto a pannelli radianti a pavimento è stato progettato per il solo riscaldamento delle aree comuni e consente di mantenere una condizione di comfort nelle aree di passaggio, indipendentemente dalle necessità dei singoli box uffici caratterizzati da regolazione autonoma. Ogni singolo box è asservito da un sistema di travi fredde predisposto sia per il riscaldamento che per il raffrescamento. A completamento dei due sistemi appena descritti, è stato installato un impianto di ventilazione meccanica controllata che permette un numero adeguato di ricambi orari d'aria e il controllo dell'umidità, al fine di ottimizzare le condizioni di comfort in ambiente. Tale impianto è composto da n. 10 unità di trattamento aria, due destinate agli spazi comuni e otto ai singoli box.

Le scelte impiantistiche condotte, in termini di sistema di generazione del vettore termico, scelta dei terminali e loro dislocazione, hanno tenuto conto dei vincoli legati alla storicità dell'edificio e alla sua conformazione.

5.4.2.1 Locale Tecnico

All'interno del locale tecnico, trovano alloggio tutte le utenze principali per la climatizzazione invernale ed estiva degli ambienti, ad esclusione delle CTA che vengono installate in copertura dei box. I componenti principali risultano:

- N° 3 Pompe di calore acqua/acqua;
- N° 4 Scambiatori a piastre;
- Circolatori per la distribuzione del fluido termovettore ai vari piani;
- Collettori principali di distribuzione;
- Sistema di trattamento dell'acqua;
- N° 2 accumuli inerziali, uno destinato all'alimentazione estiva della batteria di post-riscaldamento;
- Quadri elettrici;
- Tubazioni di distribuzione con relativo isolamento termico e valvolame.

Le dimensioni del locale tecnico sono tali da permettere l'installazione di tutti i componenti necessari per garantire il corretto funzionamento dell'impianto, anche tenendo conto delle periodiche operazioni di manutenzione degli impianti stessi.

5.4.2.2 Pompe di calore

Le pompe di calore acqua/acqua rappresentano il sistema prescelto per la produzione di energia termica e frigorifera. Queste vengono alimentate dall'acqua proveniente dagli scambiatori di calore a piastre, i quali si interfacciano con l'anello civile. Lo scambio termico avviene alle seguenti temperature di esercizio (condizioni di progetto):

Regime estivo	Lato Pompa di Calore		Lato Impianto	
	T. ingresso	T. uscita	T. ingresso	T. uscita
	36 °C	31 °C	12 °C	7 °C
Regime invernale	Lato Pompa di Calore		Lato Impianto	
	T. ingresso	T. uscita	T. ingresso	T. uscita
	6 °C	1 °C	40 °C	46 °C

Tabella 5-11: Temperature di progetto funzionamento PDC

Tenendo conto delle dimensioni disponibili del locale tecnico, dei carichi termici invernali ed estivi, dei volumi di ricambio aria, della necessità di ottimizzare le prestazioni delle singole macchine garantendo un'adeguata modulazione di funzionamento in modo da mantenere sempre elevate le prestazioni in termini di efficienza energetica, il progetto prevede l'installazione di due pompe di calore acqua/acqua, più una terza di riserva (funzionamento di back up in caso di guasto o manutenzione).

Ciascuna PDC è caratterizzata dalle specifiche tecniche nominali sotto riportate:

Raffrescamento	Pot. Frigorifera	207,01	kW _f
	Portata acqua lato impianto	35.606	l/h
	Perdite idrauliche scambiatore	45	kPa
	Portata acqua condensatore	45.787	l/h
	Potenza assorbita	44,01	kW _{el}
	Corrente assorbita	92,94	A
Riscaldamento	Pot. Termica	203,66	kW _t
	Portata acqua lato impianto	37.475	l/h
	Perdite idrauliche scambiatore	47	kPa
	Portata acqua evaporatore	26.405	l/h
	Potenza assorbita	52,78	kW _{el}
	Corrente assorbita	102,62	A

Tabella 5-12: Specifiche tecniche PDC

Dimensioni delle PDC: 1.794 x 2.374 x 872 mm, peso kg 1.325.

Le pompe di calore sono dotate di un kit costituito da vaso di espansione e pompe di circolazione per l'alimentazione del circuito principale fino al collettore di distribuzione.

5.4.2.3 Sistema di trattamento dell'acqua

Il sistema di trattamento dell'acqua è costituito da un addolcitore con rigenerazione di tipo automatico; l'addolcitore funziona a scambio di base ed è dotato di una rigenerazione computerizzata statistica a volume, temporizzabile. Il sistema è dotato di dispositivi di disinfezione automatica durante la rigenerazione, di valvola di miscelazione e di by-pass integrale. Sinteticamente l'impianto è costituito da:

- comando rigenerazione di tipo volumetrico computerizzato con indicazione digitale dell'ora e delle quantità di acqua da erogare;
- serbatoio realizzato in materiale atossico resistente alle corrosioni;
- colonna completa di resistenze scambiatrici di ioni;
- testata con valvola miscelatrice e by-pass totale incorporato;
- serbatoio per l'accumulo del sale e la preparazione della salamoia e la rigenerazione;
- filtro dissabbiatore;
- rubinetto di prelievo campioni;
- manometri in ingresso ed uscita;
- carica di sale e resine.

5.4.2.4 Distribuzione

Dalle pompe di calore parte l'alimentazione ai vari circuiti a servizio dell'impianto di climatizzazione degli edifici; a seconda della tipologia di terminali previsti sono stati realizzati i seguenti circuiti di distribuzione:

- Circuito bassa temperatura pannelli radianti al piano terra, zona parti comuni delle Tese;
- Circuito bassa temperatura battiscopa riscaldanti passerella al piano primo;
- Circuito alta temperatura radiatori bagni;
- Circuito travi induttive per uffici al piano terra e primo, zona box;
- Circuito alimentazione batteria calda CTA per impianto aria primaria, zona box;
- Circuito alimentazione batteria calda CTA per impianto aria primaria zone comuni;
- Circuito alimentazione batteria calda post-riscaldamento CTA per impianto aria primaria, zona box;
- Circuito alimentazione batteria calda post-riscaldamento CTA per impianto aria primaria zone comuni;

Ciascun circuito di distribuzione, è corredato di gruppo di circolazione, sistema di regolazione, valvole di intercettazione e dispositivi di controllo temperatura e pressione. I circuiti si diramano da un unico collettore di distribuzione.

Si riporta in seguito la tabella riepilogativa delle specifiche tecniche delle elettropompe di circolazione a servizio dei vari circuiti.

Rif.	Descrizione	Portata [m ³ /h]	Prevalenza [m.c.a]	Pot. elettrica assorbita [kW _{el}]
P0	Elettropompa gemellare ad inverter Circuito secondario	110,00	5,00	2x7,50
P1	Elettropompa gemellare ad inverter Circuito pannelli radianti	6,00	15,00	2x1,10
P3	Elettropompa gemellare ad inverter Circuito radiatori	1,00	7,00	2x0,45
P4	Elettropompa gemellare ad inverter CTA batteria di riscaldamento	25,00	15,00	2x2,20
P5	Elettropompa gemellare ad inverter Circuito bivalente travi fredde	40,00	15,00	2x4,00
P6	Elettropompa gemellare ad inverter CTA batteria di raffrescamento	90,00	15,00	2x5,50
P7	Elettropompa gemellare ad inverter CTA batteria di postriscaldamento	20,00	12,00	2x1,50

Tabella 5-13: Distinta elettropompe di circolazione

5.4.2.5 Pavimento radiante, impianto a battiscopa, radiatori alta temperatura

La zona al piano terra, nelle aree comuni, viene riscaldata a mezzo di un **impianto radiante a pavimento**. Dal locale tecnico si dirama un circuito dedicato, alimentato da una pompa di circolazione di adeguate caratteristiche, dotato di dispositivo attuatore per la regolazione della temperatura di mandata, di valvolame di intercettazione e di dispositivi di controllo per la temperatura e pressione.

L'acqua di mandata viene distribuita in tre circuiti principali (Tesa 108, Tesa 109 e predisposizione Tesa 110); ciascuna delle tre linee di distribuzione principali alimenta una serie di collettori di distribuzione, dai quali, a loro volta, partono i serpentine per l'impianto di riscaldamento. Il bilanciamento idraulico è consentito mediante dispositivi di taratura installati presso ciascuna cassetta contenente i collettori di distribuzione. La regolazione in ambiente avviene a mezzo di sonde di temperatura collegate alla centralina di gestione generale dell'impianto.

Le tubazioni sono fissate tramite clips al pannello bugnato, annegate nel massetto.

Le temperature operative del fluido termovettore sono fissate a 35 °C in mandata e 28 °C in ritorno con un salto termico di circa 7 °C.

L'impianto garantisce il riscaldamento degli ambienti, mentre il rinnovo dell'aria è a carico dell'impianto di ventilazione.

La passerella per il transito degli operatori, al piano primo, è riscaldata a mezzo di un **impianto a battiscopa riscaldante**. Dalla linea di distribuzione principale si diramano i terminali costituiti appunto da battiscopa riscaldanti, di lunghezza ciascuno pari a circa 2,50 m. La conformazione a ritorno inverso del circuito, garantisce il bilanciamento delle perdite di carico dell'acqua di alimentazione. Le temperature operative del fluido termovettore sono fissate a 45 °C in mandata e 40 °C in ritorno, con un salto termico quindi di circa 5 °C. Visti i limitati spazi a disposizione lungo la passerella e l'impossibilità tecnica di realizzare un impianto tradizionale a pavimento, si è optato per questa scelta impiantistica, che si adatta al meglio alla conformazione della passerella stessa.

All'interno dei servizi igienici, il riscaldamento avviene a mezzo di **radiatori** in acciaio. La regolazione dei terminali avviene a mezzo di valvola termostatica installata a bordo radiatore, mentre il bilanciamento idraulico è a carico del detentore.

Le temperature operative del fluido termovettore sono fissate in mandata a 45 °C e 40 °C in ritorno, con un salto termico di circa 5 °C.

Le linee di alimentazione dei tre sistemi sono tutte in tubazione multistrato, dimensionate in funzione del carico termico per la singola zona e del salto termico previsto e dotate di opportuno rivestimento isolante di spessore compatibile con le normative vigenti. La distribuzione delle tubazioni di alimentazione dei collettori è a pavimento del piano terra. Viceversa, la distribuzione delle tubazioni di alimentazione del sistema a battiscopa riscaldante avviene lungo la passerella, al piano primo. La distribuzione per l'alimentazione dei radiatori avviene principalmente al piano terra e, per i servizi al piano primo, entro apposito cavedio.

5.4.2.6 Impianto a travi induttive

Ciascun box viene climatizzato mediante un sistema di travi induttive. Tale sistema viene utilizzato per la climatizzazione degli ambienti, il ricambio aria e l'illuminazione. Ogni singola trave è dotata di bocchette di mandata e ripresa dell'aria primaria, di presa aria ambiente e di ugelli induttivi laterali di mandata. Centralmente viene predisposta l'illuminazione.

Il principio di funzionamento della trave induttiva prevede che l'aria ambiente venga ripresa dalle griglie orizzontali poste al centro della trave fredda e messa a contatto con la batteria alettata alimentata dal fluido termovettore. L'aria viene così reimmessa in ambiente dopo la miscelazione con l'aria primaria di rinnovo, entrante dalla bocca soprastante la trave. Non vi sono quindi parti meccaniche che inducono la movimentazione dell'aria. La ripresa dell'aria primaria viene convogliata direttamente nella trave stessa, consentendo così di raccogliere i vari terminali in un unico punto, riducendone gli ingombri e semplificando l'impianto.

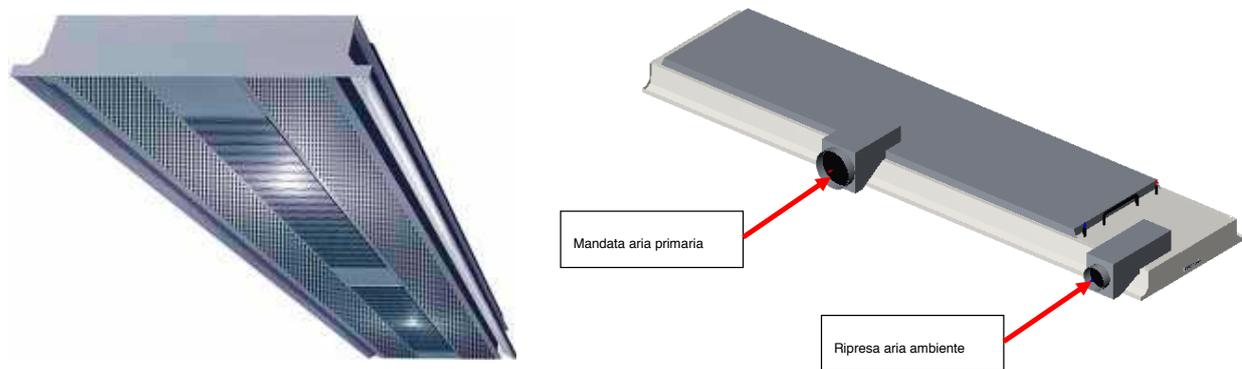


Figura 5-4: Travi induttive

Dal locale tecnico si dirama un circuito dedicato, alimentato da una pompa di circolazione di adeguate caratteristiche e dotato di regolazione di temperatura con dispositivo attuatore, per la regolazione della temperatura di mandata, valvolame di intercettazione e dispositivi di controllo per la temperatura e pressione. L'acqua di mandata viene distribuita in tre circuiti principali (Tesa 108, Tesa 109 e predisposizione Tesa 110), da ciascuno dei quali si diramano le alimentazioni ai singoli corpi scaldanti.

Ogni trave induttiva è alimentata da due linee (una di mandata ed una di ritorno), con una logica di funzionamento del tipo a due tubi. La scelta di questo impianto è perfettamente compatibile con il sistema di generazione previsto (pompa di calore); inoltre, optando per questa soluzione tecnica, è stato possibile ridurre i costi di realizzazione rispetto ad una soluzione a quattro tubi, con doppia alimentazione, una per il circuito caldo ed una per quello freddo. Anche in questo caso, le linee di alimentazione sono costituite da tubazioni in multistrato opportunamente coibentate con materiale isolante di spessore compatibile con le normative vigenti.

La distribuzione delle tubazioni avviene a partire dal piano terra, entro cavedio, fino al controsoffitto; prima delle diramazioni a servizio di ogni ufficio interno ai box, è installata una valvola di zona a due vie, in grado di comandare l'apertura/chiusura del circuito stesso, mediante sonda di temperatura ed umidità. Le temperature operative del fluido termovettore sono fissate a 18°C in mandata e 15 °C in ritorno, con un salto termico quindi di 3 °C.

5.4.2.7 Ventilazione meccanica controllata

L'intero complesso è servito da un impianto di ventilazione meccanica controllata per il rinnovo dell'aria negli ambienti di lavoro. L'aria viene trattata all'interno di apposite centrali di trattamento ed immessa in ambiente a mezzo di canalizzazioni e diffusori per la mandata e la ripresa. Le CTA sono idraulicamente collegate alle pompe di calore a mezzo di circuiti di alimentazione delle batterie di riscaldamento, di raffrescamento e di post-riscaldamento; ciascun circuito è dotato di pompa di circolazione, di regolazione di temperatura con dispositivo attuatore, del valvolame di intercettazione e dei dispositivi di controllo per la temperatura e pressione per la regolazione della temperatura di mandata.

Le temperature operative del fluido termovettore per ciascuna batteria saranno le seguenti:

- Circuito batteria calda: 45°C / 40 °C circa, con un salto termico di 5 °C;
- Circuito batteria induttiva: 7°C / 12 °C circa, con un salto termico di 5 °C;
- Circuito batteria post-riscaldamento: 30°C / 25 °C circa, con un salto termico di 5 °C.

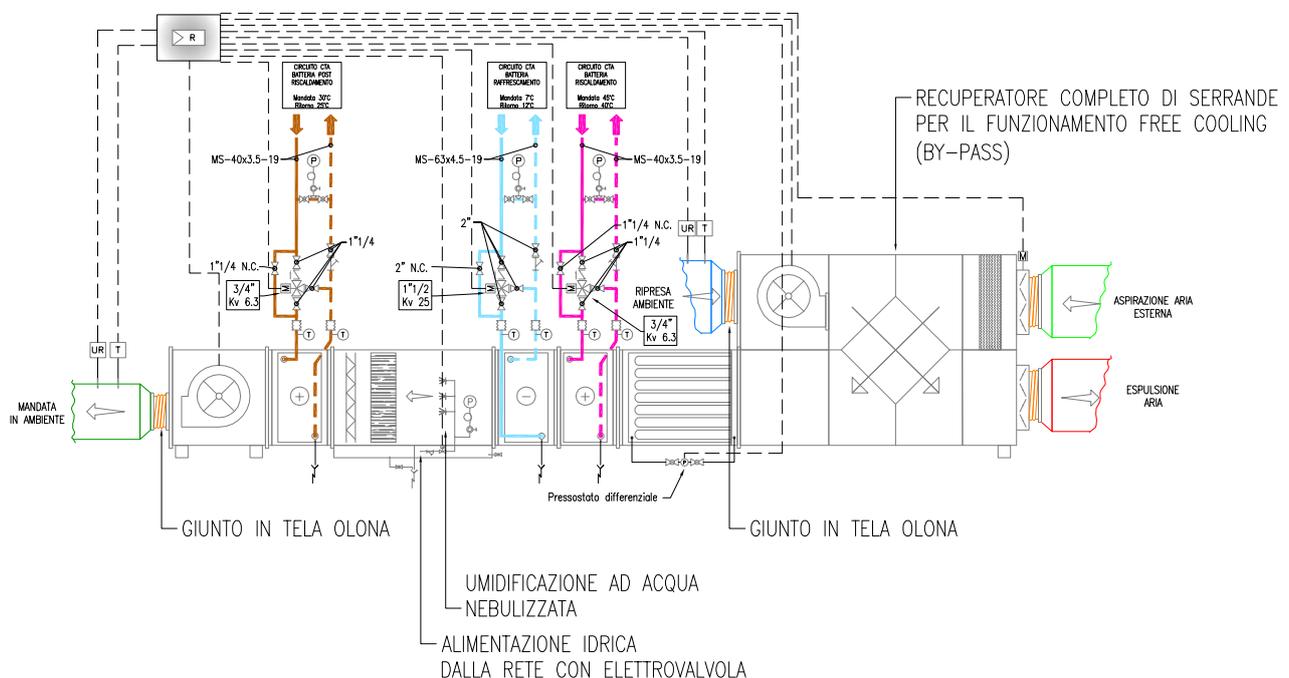


Figura 5-5: Schema funzionale CTA

Sono installate complessivamente n°8 centrali di trattamento aria: due, di portata pari 6.000 m³/h cadauna, per la ventilazione delle aree comuni; sei, di portata complessiva pari a 9.100 m³/h, per la ventilazione dei box uffici.

Le CTA sono installate in copertura ai box, secondo le posizioni indicate in figura:

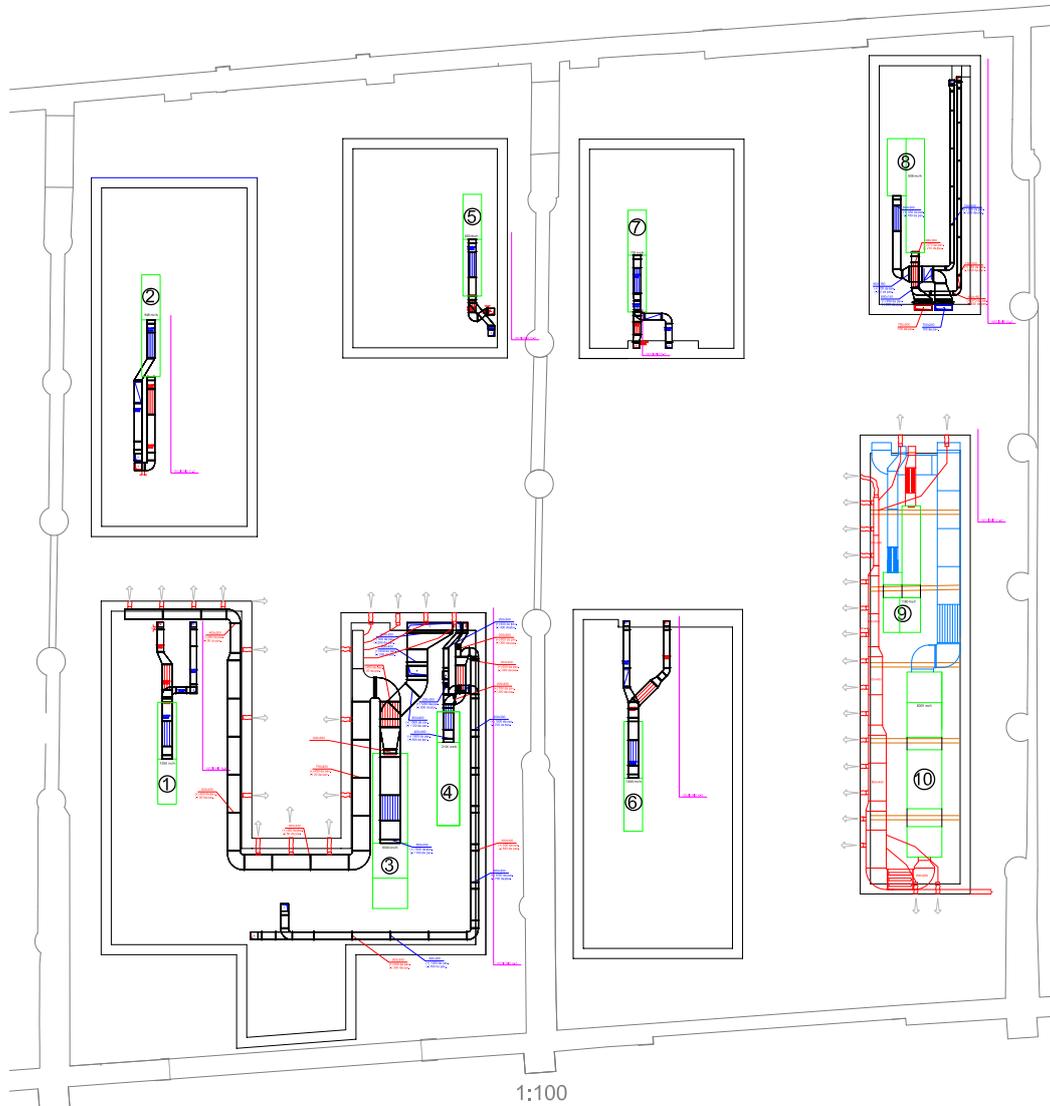


Figura 5-6: Posizione CTA

Le CTA sono costituite da varie sezioni di lavoro che svolgono le funzioni di trattamento, filtraggio e rilancio dell'aria in ambiente; tutte le macchine sono racchiuse entro una struttura in pannellatura sandwich per l'abbattimento delle emissioni sonore. E' prevista, in ogni CTA, una sezione di recupero del calore realizzata tramite sistema a flussi incrociati che può essere bypassata attraverso un sistema di serrande, per consentire il funzionamento in free-cooling durante le stagioni intermedie. A valle delle batterie di riscaldamento e raffreddamento, e prima della sezione di post-riscaldamento, l'aria viene trattata con un sistema di umidificazione a nebulizzazione, alimentato idraulicamente e comandato da un'elettrovalvola.

L'aria viene inoltre trattata da un sistema di filtraggio in grado di garantire la piena salubrità dei locali. La ripresa e l'immissione d'aria avvengono a mezzo di ventilatori dotati di inverter.

Come accennato in precedenza, all'interno dei box e dei singoli uffici, la gestione dell'aria di rinnovo è a carico delle travi induttive. Queste sono dotate di bocchetta di mandata e sezione ripresa dell'aria, mentre la diffusione avviene direttamente dagli ugelli di ciascuna trave.

Per quanto riguarda invece le aree comuni, l'immissione dell'aria in ambiente avviene attraverso bocchette pedonabili a filo pavimento, ugelli diffusori a lunga gittata e bocchette di mandata disposte sopra i singoli box. Le griglie di ripresa sono invece tutte del tipo pedonabile, installate a filo pavimento; in questo modo è indotto l'effetto di "richiamo" verso il basso dell'aria.

Infine, per quanto riguarda le prese d'aria e di espulsione esterne, queste sono ricavate direttamente nei lucernari in copertura alle Tese.

5.4.2.8 Sistema di supervisione, controllo e automazione

Il sistema di supervisione, controllo e automazione, consente la gestione ed il monitoraggio delle apparecchiature installate entro il locale tecnico (pompe di calore e dispositivi di regolazione) e delle unità di trattamento aria, oltre che di tutte le unità terminali asservite al sistema e destinate alla climatizzazione degli ambienti. Più specificatamente, possono essere distinte le seguenti principali funzioni del sistema:

- Controllo e gestione dei componenti relativi al locale tecnico;
- Controllo e gestione dei componenti relativi alle zone box (impianto di riscaldamento, raffrescamento ed aria primaria);
- Controllo e gestione dei componenti relativi alle zone capannoni Tese (impianto di riscaldamento, raffrescamento ed aria primaria);

L'intero sistema è gestito da un'architettura di supervisione integrato.

6 SISTEMA EDIFICIO-IMPIANTO

Questo capitolo è dedicato all'analisi dettagliata delle interazioni tra sorgente, edificio ed impianto: lo scopo è valutare, al variare delle condizioni climatiche esterne, la reazione del sistema nel fronteggiare le necessità, in termici energetici, dell'edificio. A tal fine, grazie all'utilizzo del software TRNSYS, viene simulato il comportamento dell'intero sistema per la durata di un anno tipo, ritenuta sufficiente per produrre una quantità significativa di dati.

6.1 Sorgente

Punto di partenza per l'analisi del sistema sono le condizioni della sorgente termica, la Laguna di Venezia, che permette l'apporto o la dissipazione dell'energia necessaria al funzionamento dei generatori termici utilizzati per la climatizzazione degli ambienti. La portata d'acqua a disposizione dell'impianto è determinata dalle elettropompe sommerse installate nella stazione di sollevamento; come descritto nel capitolo dedicato, il sistema assicura una portata di 860 m³/h grazie a n. 2 elettropompe, una di riserva all'altra, disposte in linea su due tubazioni di presa parallele. La temperatura della sorgente, parametro fondamentale nell'analisi del sistema, viene riportata nel grafico seguente: trattasi di valori orari registrati negli anni 2006 – 2011. Il tracciato evidenziato in rosso rappresenta l'andamento nell'anno medio.

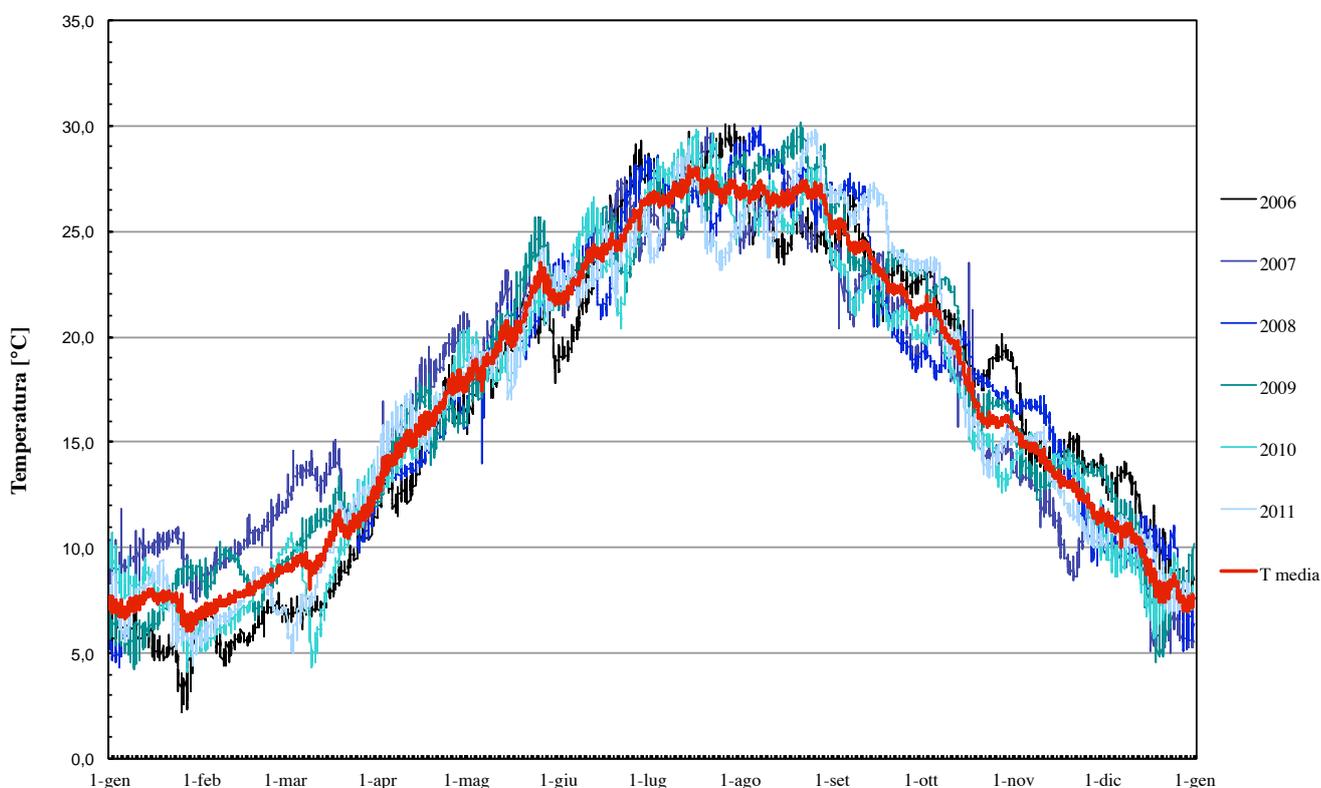


Figura 6-1: Temperatura oraria acqua di laguna

Particolare attenzione deve essere posta all'andamento delle temperature nell'anno 2006, il più freddo tra quelli analizzati, con valori minimi di temperatura dell'acqua pari a circa 2°C a cavallo tra gennaio e febbraio: è importante capire come le prestazioni del sistema possano variare in tali condizioni di temperatura. Si ritiene doveroso analizzare la risposta del sistema non solo in condizioni normali, ma anche in condizioni critiche, verificando come l'impianto riesca a farvi fronte e, in caso positivo, quanto la situazione possa risultare dispendiosa in termini energetici. A fronte di ciò, mentre tutte le simulazioni descritte in seguito faranno riferimento all'andamento della temperatura di sorgente nell'anno medio, una sezione del presente capitolo sarà dedicata al confronto con la condizione peggiore di funzionamento – in tal caso individuata come quella a temperatura di sorgente minore - entrando nel merito delle problematiche sopra esposte.

Valutare la temperatura della sorgente termica è fondamentale per verificare l'effettiva convenienza di un impianto tecnologicamente complesso come quello in analisi, rispetto ad un impianto tradizionale alimentato da pompe di calore ad aria, o generatori di calore a gas, per il riscaldamento invernale, affiancati a gruppi frigo condensati ad aria, per il raffrescamento estivo. A tal fine si riporta nel grafico seguente il confronto tra l'andamento annuale orario della temperatura dell'acqua di laguna (anno tipo) e l'andamento annuale orario della temperatura ambiente (anno tipo, valori disponibili nella libreria del Software TRNSYS e misurati in località Tessera - Aeroporto).

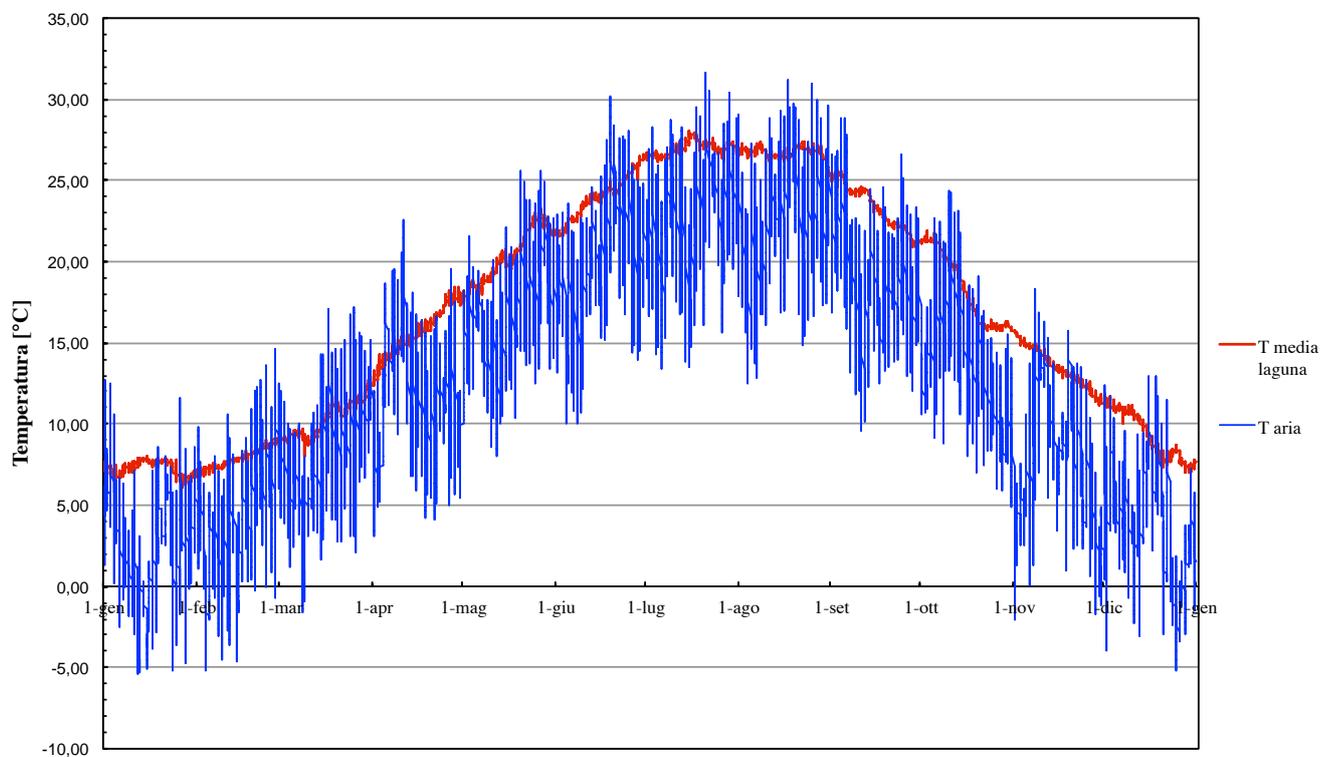


Figura 6-2: Confronto tra profili orari di temperatura tra aria ambiente e acqua di laguna

Il grafico 6.2 permette di verificare nell'immediato quali siano le differenze tra le due sorgenti. Innanzitutto la temperatura dell'acqua di laguna si presenta più uniforme rispetto a quella dell'aria ambiente, le oscillazioni intorno al valore medio sono contenute: questo significa che l'acqua di laguna è una sorgente più affidabile e meno sensibile alle variazioni climatiche esterne.

In secondo luogo, l'acqua di laguna presenta un valore medio, durante il periodo invernale, decisamente più elevato rispetto a quello dell'aria ambiente: è quindi un serbatoio termico più caldo, più adatto all'estrazione di calore.

Evidente è inoltre che la temperatura media oraria della laguna, anche nei giorni più freddi dell'anno, non scenda mai al di sotto dei 6-7 °C a fronte di un calo della temperatura ambiente che raggiunge anche minimi inferiori ai -5 °C.

L'andamento dei due profili comunque appare molto simile: il grafico permette di visualizzare i picchi di temperatura estivi ed invernali che non sembrano presentare sfasamenti significativi tra le due sorgenti.

6.2 Edificio

La modellazione dell'impianto idrotermico in oggetto è stata sviluppata in due fasi distinte: in una prima fase si è proceduto con la realizzazione del modello in TRNSYS delle Tese 108 e 109, a partire dalle caratteristiche geometriche e termiche dei componenti strutturali. Successivamente, a partire dal fabbisogno energetico ottenuto come output dalla prima fase, si è costruito il modello vero e proprio dell'impianto per poterne valutare le prestazioni.

In questo paragrafo si vuole approfondire più dettagliatamente la prima fase di modellazione; a tal scopo vengono riportati a pagina seguente due grafici che riassumono il fabbisogno necessario al riscaldamento ed al raffrescamento degli ambienti. Il software utilizzato ha consentito di calcolare ora per ora, per la durata di un anno, l'energia necessaria a far fronte alle perdite di trasmissione, durante il periodo invernale, e ad abbattere il carico termico, durante il periodo estivo, allo scopo di mantenere negli ambienti le condizioni di progetto volute. Le condizioni termoigrometriche che si vogliono garantire all'interno degli ambienti, punto di partenza per il calcolo del fabbisogno, sono state definite in base alla destinazione d'uso dei due padiglioni analizzati ed in particolare considerando che gli stessi siano adibiti ad uso uffici.

Ulteriore considerazione, fondamentale nella valutazione dei carichi termici, è quella legata alla presenza di apporti gratuiti interni dovuti all'occupazione da parte del personale operativo, alla presenza di apparecchiature elettroniche e al funzionamento dell'impianto di illuminazione. Tali apporti, seppur nel loro piccolo, rappresentano delle fonti di calore che nel caso invernale rappresentano un beneficio, in quanto sopperiscono a parte delle dispersioni, mentre nel caso estivo contribuiscono ad aumentare ulteriormente il carico termico da smaltire.

Si riportano nella tabella 6-1 i valori assunti per il calcolo degli apporti gratuiti, estratti dalla Norma UNI ISO 7730.

Tipologia	Potenza
Calore sensibile per persona	65 W
Calore latente per persona	55 W
Apparecchiature elettroniche	230 W
Illuminazione	5 W/m ²

Tabella 6-1: Apporti gratuiti

Considerando la presenza media di 60 persone con rispettive 60 postazioni di lavoro, una superficie illuminata di circa 1.400 m², la potenza sensibile generata è stimata in 24,7 kW, mentre la potenza latente prodotta risulta di 3,3 kW. Nel calcolo energetico, gli apporti gratuiti interni vengono considerati solo durante le ore lavorative.

6.2.1 Fabbisogno energetico per riscaldamento e raffrescamento

Stagione invernale

Condizioni di utilizzo:

Lun-Ven

dalle ore 00:00 alle ore 07:00 16 °C U.R. non controllata

dalle ore 07:00 alle ore 19:00 20 °C 50% U.R.

dalle ore 19:00 alle ore 00:00 20 °C U.R. non controllata

Sab-Dom

dalle ore 00:00 alle ore 00:00 16 °C U.R. non controllata

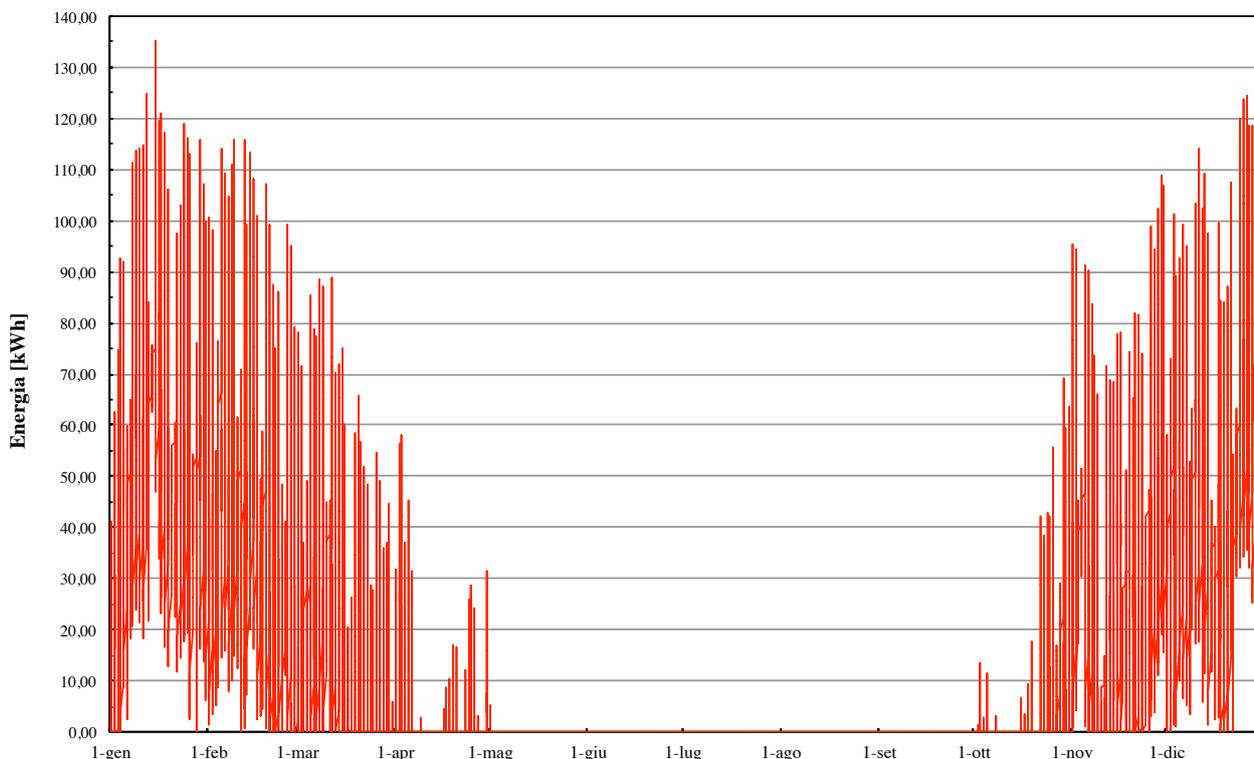


Figura 6-3: Fabbisogno energetico invernale

Il grafico 6.3 riporta l'andamento annuale del fabbisogno energetico invernale, inteso come energia necessaria per far fronte alla potenza termica perduta per trasmissione attraverso le strutture opache e finestrate dell'involucro edilizio. Come è possibile notare l'energia massima richiesta si attesta intono ai 135 kWh: la massima richiesta coincide con il periodo più freddo dell'anno (nei mesi di gennaio-febbraio) e, in particolare, nell'anno tipo considerato, viene registrata il 15 gennaio.

A fronte del periodo di riscaldamento, individuato dal D.P.R. 412/93 in 15 ottobre - 15 aprile per la zona in oggetto (zona E), si rileva la necessità di apportare calore all'edificio anche durante alcuni giorni di maggio e di inizio di ottobre.

Stagione estiva

Condizioni di utilizzo:

Lun-Ven

dalle ore 00:00 alle ore 07:00

temperatura interna e U.R. non controllate

dalle ore 07:00 alle ore 19:00

26 °C 50% U.R.

dalle ore 19:00 alle ore 00:00

temperatura interna e U.R. non controllate

Sab-Dom

dalle ore 00:00 alle ore 00:00

temperatura interna e U.R. non controllate

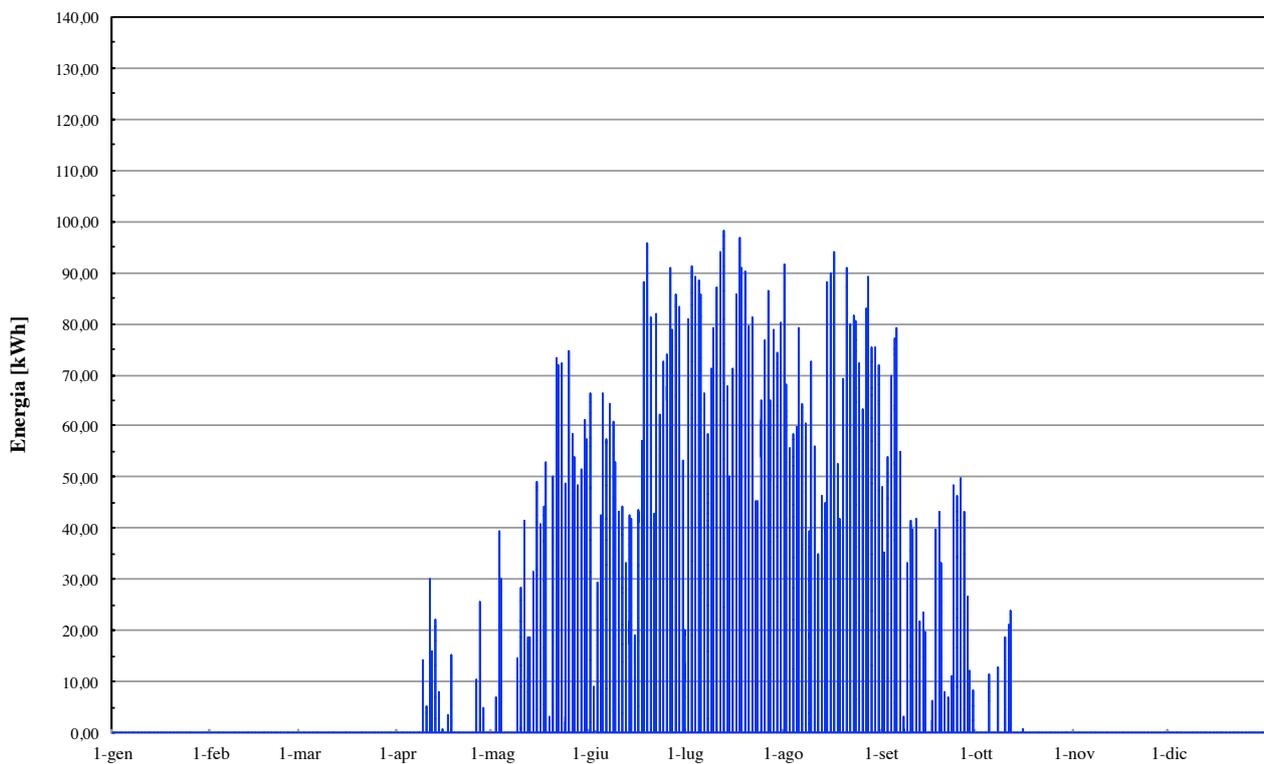


Figura 6-4: Fabbisogno energetico estivo

Il grafico 6.4 permette di verificare l'entità del fabbisogno energetico estivo dell'edificio: consente di capire quale sia l'energia che è necessario fornire per mantenere l'ambiente interno raffrescato e fronteggiare i carichi gratuiti interni, i carichi gratuiti solari e l'ingresso di calore attraverso le pareti e le vetrate. Come è possibile notare l'energia massima richiesta si attesta intorno ai 100 kWh e la massima richiesta avviene durante il mese di luglio.

Si rileva come il fabbisogno di energia per il raffrescamento si attesti in un intervallo temporale pressoché coincidente con quello individuato dal D.P.R. 412/93 per la zona E: 16 aprile - 14 ottobre.

6.2.2 Fabbisogno energetico per ventilazione

Come già anticipato nel capitolo precedente in cui si descrivono nel dettaglio tipologie e specifiche tecniche degli impianti a servizio delle tesse, l'impianto prevede anche una sezione di ventilazione meccanica dell'ambiente che garantisce il continuo ricambio d'aria e permette il costante controllo dell'umidità interna degli ambienti. L'impianto, costituito da una serie di unità trattamento aria (dotate di sezioni di umidificazione e deumidificazione), interfacciandosi con il sistema di termoregolazione dell'edificio regola il livello di umidità del flusso d'aria di rinnovo così da mantenere all'incirca costante e al livello desiderato l'umidità interna. L'aria di mandata avrà dunque condizioni neutre dal punto di vista della temperatura (circa 20 °C in inverno e 26 °C in estate), ed un livello di umidità tale da garantire U.R. interna circa 50%.

Nel grafico seguente si riporta l'energia richiesta per portare l'aria esterna alle condizioni ottimali di immissione in ambiente.

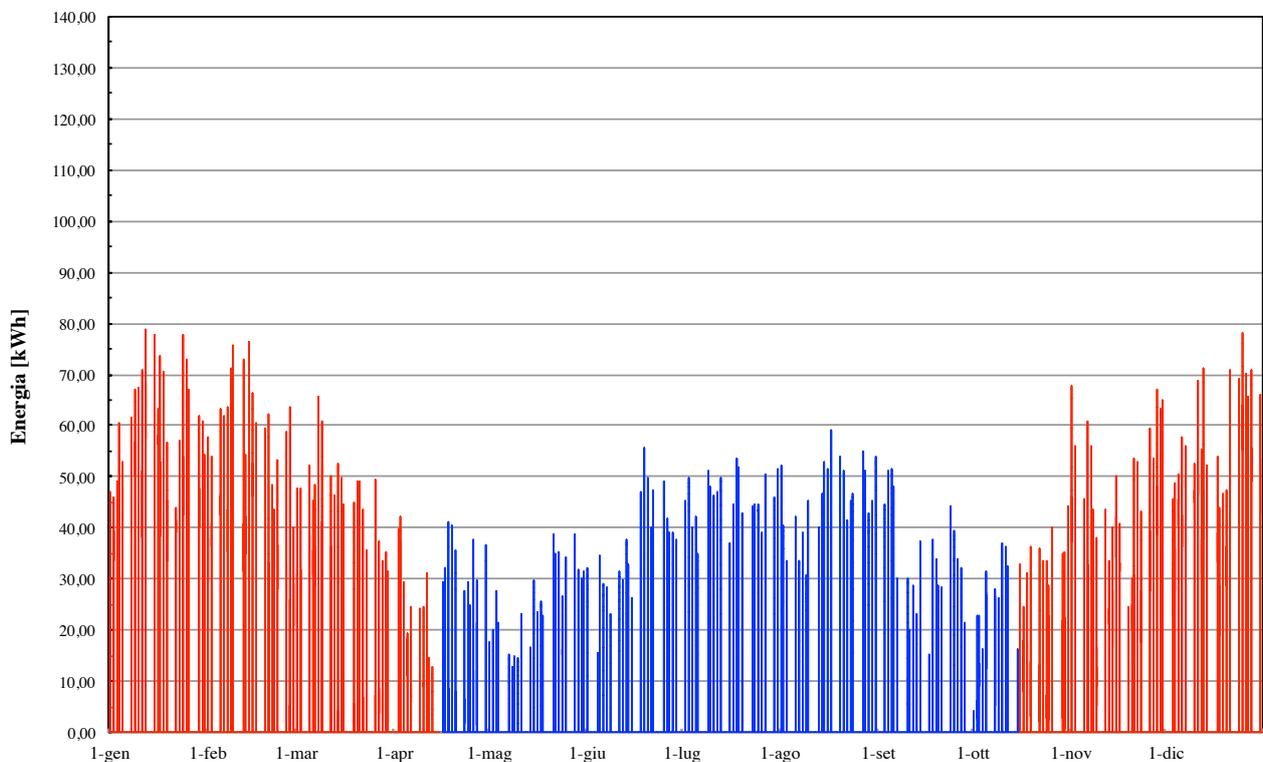


Figura 6-5: Fabbisogno energetico per ventilazione

L'impianto di ventilazione funziona solamente negli orari lavorativi, durante i quali vi è la necessità di un continuo ricambio d'aria e del controllo dell'umidità, così da garantire le minime condizioni accettabili di comfort agli utenti.

6.2.3 Temperatura ambiente interno

Si riporta infine l'andamento della temperatura mantenuta all'interno dell'edificio grazie all'intervento dell'impianto.

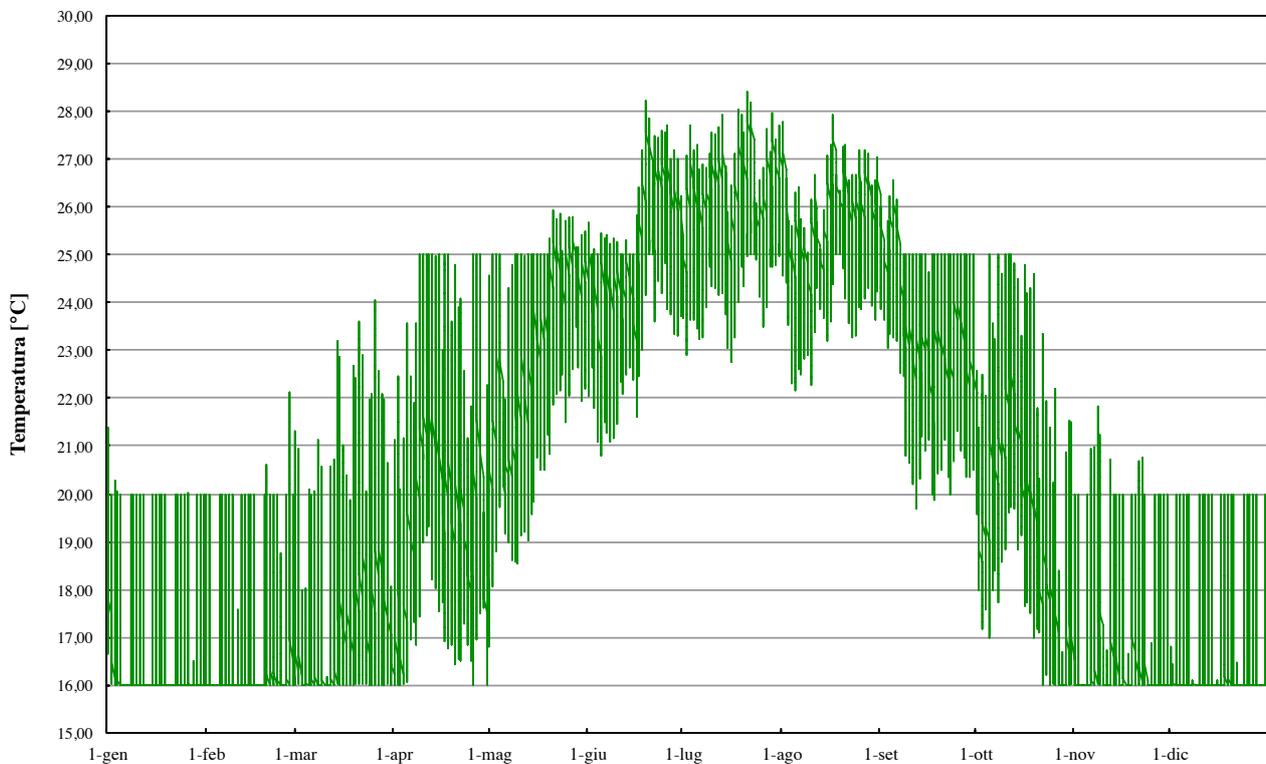


Figura 6-6: Temperatura interna Tese

Come è possibile notare, durante la stagione invernale, la temperatura non scende mai al di sotto dei 16 °C, nelle ore di non occupazione dell'edificio, e mai al di sotto dei 20 °C durante le ore lavorative. Allo stesso modo, durante la stagione estiva, la temperatura interna alle Tese non sale mai al di sopra dei 26 °C durante le ore lavorative, mentre durante le ore di non occupazione l'impianto si attiva solo nel caso in cui la temperatura salga al di sopra dei 35 °C, che come risulta evidente a colpo d'occhio non avviene mai durante l'anno tipo.

6.2.4 Riepilogo edificio

La simulazione dell'edificio ha consentito di ricavare i dati riepilogativi riportati in tabella:

Energia [kWh]	INVERNO	ESTATE
Trasmissione	134.724	66.423
Ventilazione	53.420	43.673
TOTALE	188.144	110.096

Tabella 6-2: Riepilogo fabbisogno energetico edificio

La tabella 6-2 mette in evidenza come il fabbisogno energetico invernale sia superiore rispetto a quello estivo, sia per quel che riguarda l'energia scambiata per trasmissione, sia per quanto riguarda quella necessaria alla ventilazione. Si precisa che i fabbisogni riportati in tabella comprendono già l'energia termica derivante dagli apporti gratuiti interni.

6.3 Impianto

Prima di analizzare il comportamento generale del sistema, dal pescaggio dell'acqua di laguna ai terminali dell'impianto di condizionamento, passando per lo scambio termico con il fluido termovettore dell'anello civile e per la sottocentrale termica, si vuole fornire qualche informazione in più in merito al sistema di generazione installato presso i padiglioni oggetto della modellazione.

6.3.1 Generazione

Il gruppo di generazione termica a servizio delle Tese 108 - 109 è composto da numero 3 pompe di calore reversibili acqua/acqua modello HIREF LEW 204 HL di potenza termica nominale pari a 258,0 kW_t. Durante il normale esercizio, la gestione prevede il funzionamento in cascata di due delle tre macchine installate, con la terza da utilizzare in caso di guasto o manutenzione.

Le unità utilizzano R410A come fluido refrigerante ed ognuna è equipaggiata con quattro compressori scroll funzionanti in parallelo su due circuiti frigoriferi separati. La soluzione con più circuiti garantisce massima affidabilità e l'utilizzo di più compressori su un circuito consente il raggiungimento di migliori prestazioni ai carichi parziali, grazie anche alle superfici di scambio maggiori.

I compressori utilizzati sono del tipo on/off, di conseguenza la macchina può lavorare a quattro diversi livelli di parzializzazione ed erogare una potenza pari al 25%, 50%, 75% o 100% della potenza nominale a pieno carico. Uno dei vantaggi nell'utilizzo di compressori scroll consiste nel fatto che, a differenza di altre tipologie (come ad esempio a vite e rotativi), si ha un miglioramento delle prestazioni a carico parziale che si traduce nell'aumento percentuale di COP ed EER. Si riportano nella seguente tabella suddetti valori, forniti dal produttore HIREF.

Carico	Pot. Termica [kW]	Pot. El. Assorbita [kW]	COP	Aumento [%]
100%	226,50	53,70	4,30	0,00
75%	158,63	35,84	4,43	2,98
50%	108,95	23,30	4,68	8,80
25%	53,67	11,74	4,57	6,37

Tabella 6-3 - Aumento percentuale COP a carico parziale

I valori tabulati si riferiscono alle condizioni di funzionamento con temperatura di condensazione pari a 45 °C, temperatura di evaporazione pari a 10 °C e salto termico su entrambi i lati di 5 °C. Gli aumenti percentuali indicati, forniti nelle condizioni sopra descritte, sono applicabili anche a differenti livelli termici di funzionamento.

Carico	Pot. Frigorifera [kW]	Pot. El. Assorbita [kW]	EER	Aumento [%]
100%	228,00	35,70	6,39	0,00
75%	160,97	24,69	6,52	2,08
50%	110,92	16,45	6,74	5,58
25%	54,54	8,22	6,64	3,89

Tabella 6-4 - Aumento percentuale EER a carico parziale

I valori tabulati si riferiscono alle condizioni di funzionamento con temperatura di condensazione pari a 20 °C, temperatura di evaporazione pari a 7 °C e salto termico su entrambi i lati di 5 °C. Gli aumenti percentuali indicati, forniti nelle condizioni sopra descritte, sono applicabili anche a differenti livelli termici di funzionamento.

Confrontando le due situazioni stagionali, risulta evidente come il miglioramento prestazionale a carico parziale sia più accentuato durante il funzionamento invernale.

Le macchine utilizzano scambiatori a piastre saldobrasate realizzate in acciaio inox austenitico AISI 316 con connessioni in AISI 316 L. L'alta turbolenza indotta dalla corrugazione interna delle piastre rende difficile il deposito di sporcizia nonché il deposito di calcare lato condensatore. Grazie all'elevata conducibilità termica della fase liquida e al comportamento quasi azeotropico del fluido R410A, lo scambio termico in evaporazione ha prestazioni superiori a quelle di altri fluidi metanoderivati della famiglia degli HFC.

Si riportano nel grafico di pagina seguente gli andamenti del COP al variare della temperatura di evaporazione, per quattro diversi valori della temperatura di condensazione.

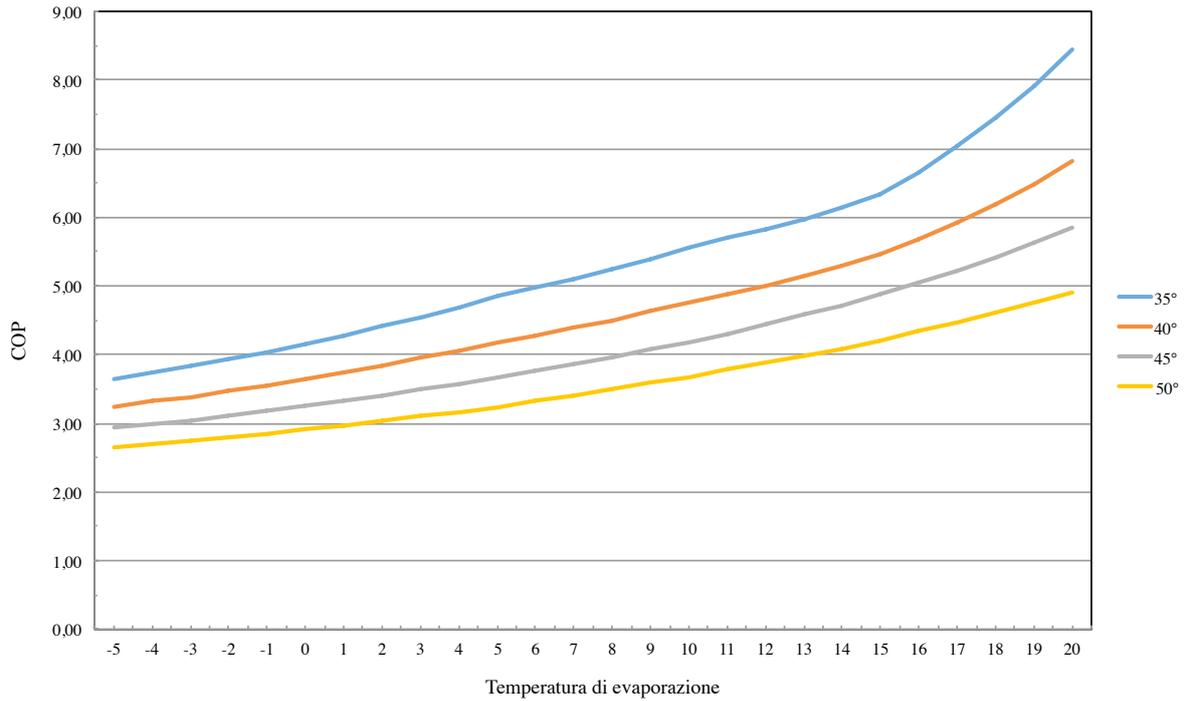


Figura 6-7 - COP al variare della temperatura di evaporazione

Allo stesso modo, si riporta nel grafico 6-8 l'andamento del parametro EER al variare della temperatura di condensazione; il grafico è stato tracciato per un solo valore della temperatura di evaporazione, 7 °C, in quanto tale temperatura di mandata ai terminali d'impianto è fissa per tutta la durata della stagione di raffrescamento.

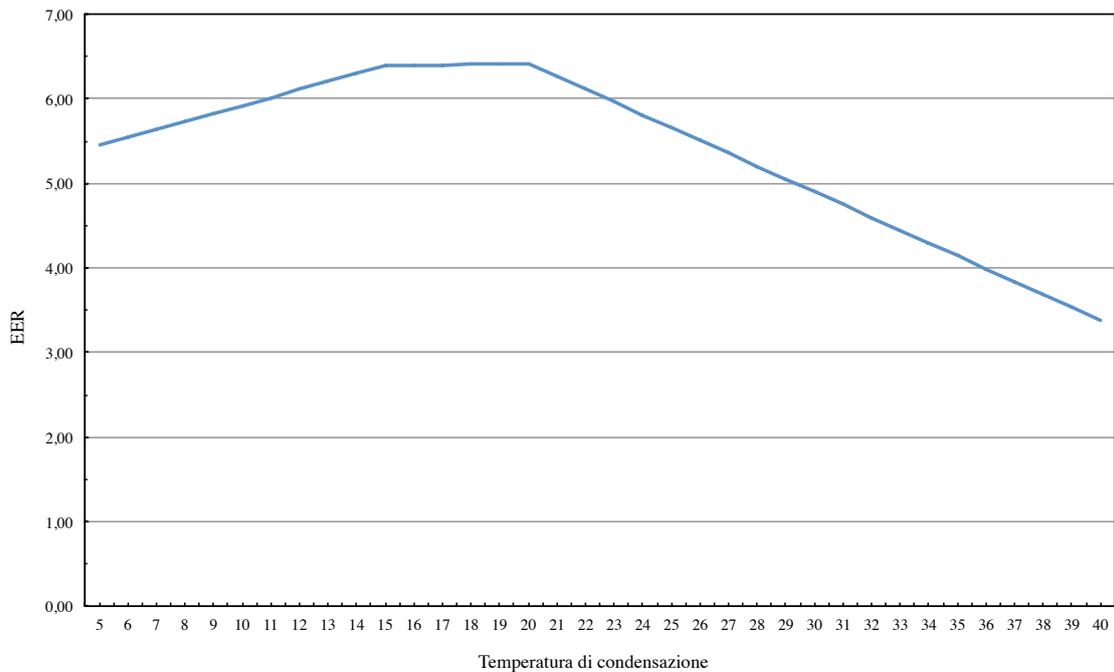


Figura 6-8: EER al variare della temperatura di condensazione

6.3.2 Modello

Il modello dell'impianto può essere suddiviso in due sezioni principali: sezione lato laguna e sezione utenza. La prima comprende il circuito di presa e restituzione dell'acqua di laguna e lo scambio con il fluido termovettore circolante all'interno dell'anello civile. La seconda, invece, comprende tutto ciò che avviene all'interno dell'edificio: scambio termico con il fluido proveniente dall'anello civile, produzione dei vettori energetici attraverso le pompe di calore, distribuzione dell'energia ai terminali d'impianto e termoregolazione.

SEZIONE LAGUNA

SEZIONE IMPIANTO

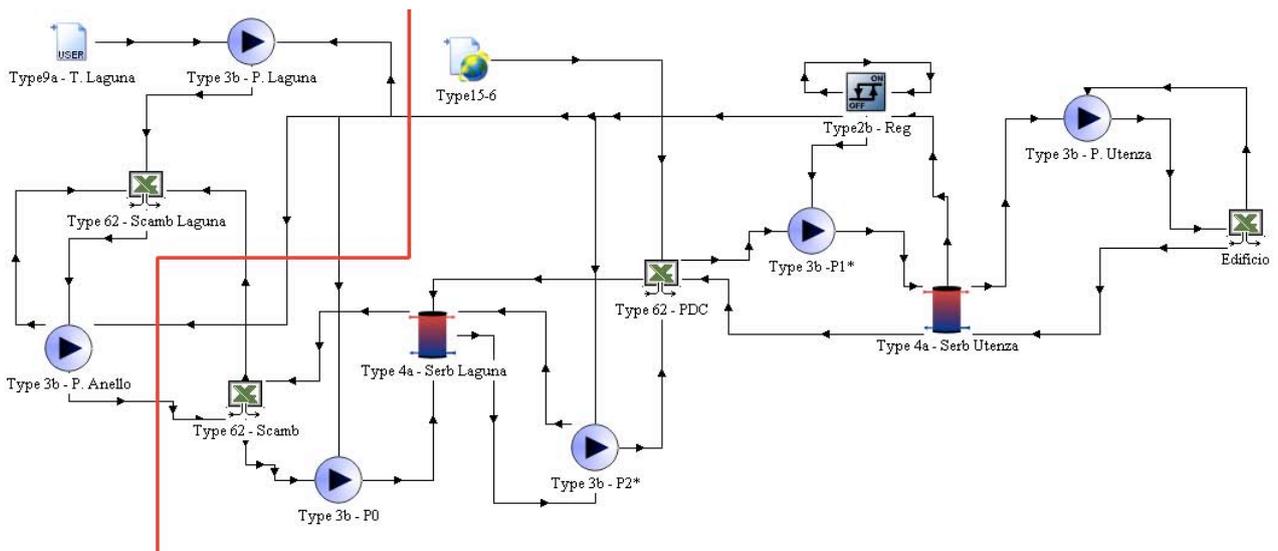


Tabella 6-5: Modello TRNSYS del sistema

Per quanto riguarda la **sezione lato laguna**, questa viene schematizzata dai seguenti blocchi:

- Type 9a che fornisce l'input al modello, ossia la temperatura oraria della laguna;
- n° 2 Type 3b che rappresentano le pompe sommerse di pescaggio acqua installate all'interno della stazione di sollevamento e le pompe di circolazione a servizio anello civile, installate all'interno della centrale idrica;
- Type 62 che simula il funzionamento degli scambiatori a piastre, posizionati anch'essi nella centrale idrica, e che garantiscono lo scambio di calore tra l'acqua di laguna e il fluido termovettore circolante nell'anello civile.

Per quanto riguarda la **sezione utenza**, i blocchi che la compongono sono:

- Type 62 che simula il funzionamento degli scambiatori a piastre, installati all'interno della sottocentrale termica (angolo Nord-Est Tesa 109), e che permettono lo scambio di calore tra il fluido termovettore proveniente dall'anello civile e il circuito di alimentazione delle pompe di calore;
- n° 2 Type 4a che sintetizzano il comportamento dei due serbatoi di accumulo, di capacità 2.000 l cadauno, uno a monte e uno a valle delle pompe di calore;
- Type 62 che rappresenta la pompa di calore; è il blocco più importante e complesso nella gestione dell'intero modello in quanto deve approssimare nel modo più realistico possibile il funzionamento della macchina. Il blocco, leggendo come input temperatura della sorgente (quella in arrivo dal serbatoio a monte), relativa portata (imposta dalle elettropompe) e temperatura aria ambiente esterno, definisce la temperatura di mandata al serbatoio lato utenza. Tramite questi valori si stabiliscono gli output, ovvero COP, potenza utile erogata e potenza elettrica assorbita, ricavabili attraverso una ricerca incrociata nelle tabelle di funzionamento fornite dal produttore;
- Type 62 che schematizza l'edificio; dalla lettura della temperatura di mandata ai terminali e dall'extrapolazione dei fabbisogni energetici orari delle Tese (prodotti dalle simulazioni di comportamento dell'involucro, realizzate in precedenza attraverso un altro file TRNSYS), calcola la temperatura di ritorno al serbatoio;
- Type 2b che comanda la termoregolazione del sistema attraverso la lettura differenziale tra la temperatura di set-point della macchina e quella di ritorno dall'utenza;
- n° 4 Type 3b che, come per la sezione lato laguna, simulano il comportamento delle elettropompe di circolazione.

Tutti i componenti schematizzati dai blocchi di questa sezione trovano posto all'interno della sottocentrale termica.

6.3.2.1 Termoregolazione

Nella modellazione in TRNSYS, si è cercato di gestire il funzionamento delle pompe di calore in modo più verosimile possibile rispetto alla reale logica di controllo che il microprocessore a bordo macchina effettua sull'unità. Durante il periodo di riscaldamento, quindi, si è creata una sorta di regolazione climatica che, leggendo come input la temperatura ambiente esterna, regola la temperatura di condensazione, e quindi di mandata all'impianto, tra due livelli: 45 °C quando la temperatura dell'aria esterna è inferiore a 10 °C, 40 °C quando la temperatura dell'aria esterna è superiore. Viceversa, durante il funzionamento estivo, la temperatura di mandata ai terminali d'impianto è fissa e mantenuta costante ad un valore di 7 °C.

La gestione degli ON/OFF della pompa di calore e delle elettropompe di circolazione viene comandata simulando una sonda di temperatura posizionata sul circuito di ritorno dell'impianto: una Type di tipo 2b effettua la continua misura differenziale tra la temperatura di set-point della pompa di calore e la temperatura nella "zona fredda" del serbatoio (sostanzialmente pari alla temperatura d'ingresso alla pompa di calore).

Fintanto che tale differenza di temperatura è inferiore a 4 °C il segnale di controllo comanda lo spegnimento di pompe di calore ed elettropompe di circolazione. Nel momento in cui la differenza di temperatura aumenta, le pompe vengono attivate e mantenute attive finché non si raggiungono le condizioni di regime, ovvero temperatura all'interno del serbatoio stabile a 45 o 40 °C (a seconda del valore della temperatura di set-point).

Stesso principio viene applicato alla regolazione estiva, durante la quale viene sempre monitorata la differenza tra temperatura di set-point (fissa a 7°C) e la temperatura nella “zona calda” del serbatoio; sono ovviamente diversi i valori di temperatura in gioco.

6.4 Simulazioni

Le simulazioni del comportamento invernale ed estivo del sistema sono state eseguite facendo riferimento ai periodi di riscaldamento e raffrescamento indicati dalla normativa vigente (rispettivamente 15 ottobre - 15 aprile, 16 aprile - 14 ottobre). La simulazione delle due situazioni, viste le differenti condizioni operative, ha richiesto lo sviluppo di due modelli separati. Tale soluzione descrive correttamente la realtà pratica di esercizio, in quanto si tratta di un impianto a due tubi che non consente la contemporaneità di riscaldamento e raffrescamento (garantita invece da un impianto a quattro tubi). E' quindi possibile soddisfare solamente una delle due richieste: considerare separatamente i due regimi di funzionamento significa pertanto rimanere fedeli alle scelte progettuali.

Il software TRNSYS consente di effettuare simulazioni impostando liberamente l'intervallo temporale unitario (time step) durante il quale vengono ciclicamente effettuate le operazioni volute. Come già anticipato nei paragrafi precedenti, le simulazioni sviluppate riguardano il funzionamento del sistema lungo l'arco di un anno tipo discretizzando l'analisi in intervalli di tempo di un'ora.

Si riportano in seguito le diverse simulazioni eseguite ritenute significative per descrivere il comportamento del sistema.

Funzionamento invernale - COP

Primo obiettivo delle simulazioni invernali è stato quello di calcolare il COP medio stagionale, parametro più significativo nel valutare il comportamento di una pompa di calore in regime di riscaldamento. Output della simulazione è il COP orario (dal quale si è successivamente calcolato il valore medio) il cui andamento viene riportato nel grafico seguente.

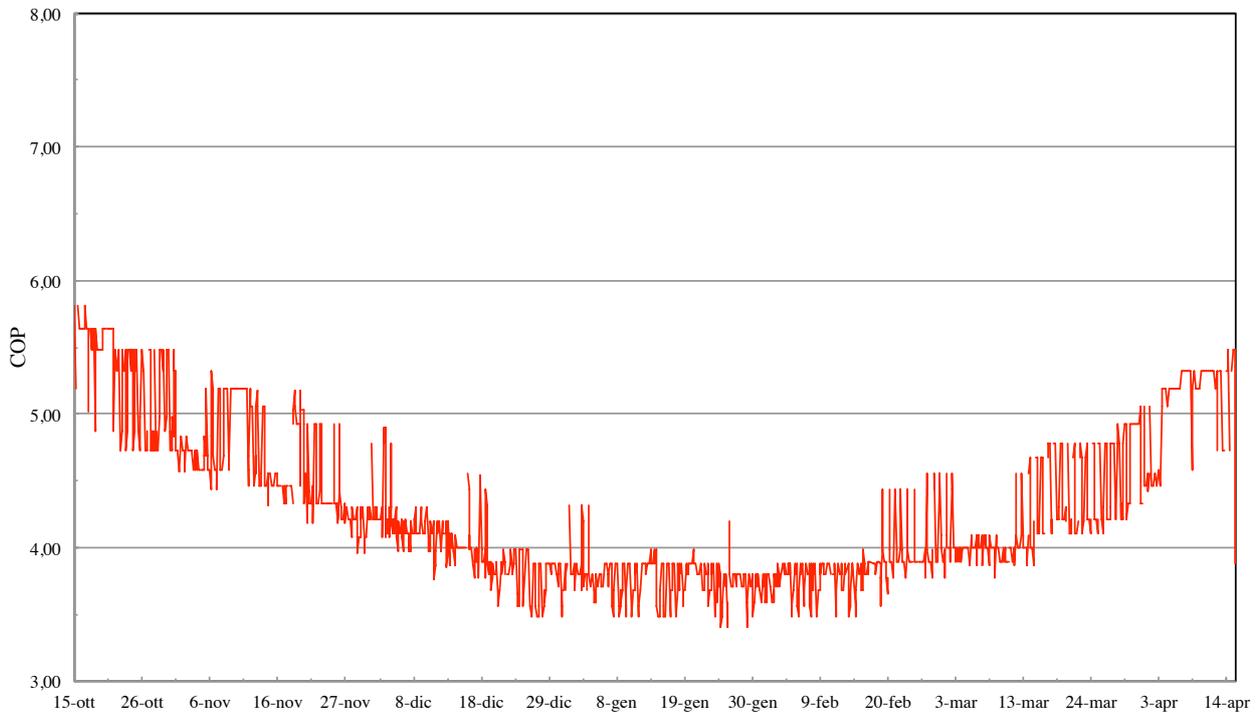


Figura 6-9: COP orario

Dall'analisi dei risultati ottenuti sono stati ricavati il numero delle ore di funzionamento della pompa di calore e il COP medio stagionale della stessa. A fronte dell'intervento del sistema di gestione e controllo, emerge che le unità primaria e secondaria vengono attivate rispettivamente per ore 4.302 e ore 12 (sulle totali 4368). Il COP medio stagionale, relativo alla somma degli interventi di entrambe le unità, risulta pari a 4,29. Nella seguente tabella riepilogativa si riportano gli altri parametri significativi calcolati.

Parametro d'interesse	Valore	U.M.
Fabbisogno energetico invernale edificio	188.144	kWh _t
Rendimento d'impianto	0,90	-
Totale energia necessaria per riscaldamento	209.049	kWh _t
COP medio stagionale	4,29	-
Energia elettrica assorbita dalla PDC	48.729	kWh _{el}

Figura 6-10: Riepilogo situazione invernale

Funzionamento estivo - EER

Primo obiettivo delle simulazioni estive è stato quello di calcolare l'EER medio stagionale, parametro più significativo nel valutare il comportamento di una pompa di calore in regime di raffrescamento. Output della simulazione è l'EER orario (dal quale si è successivamente calcolato il valore medio) il cui andamento viene riportato nel grafico seguente.

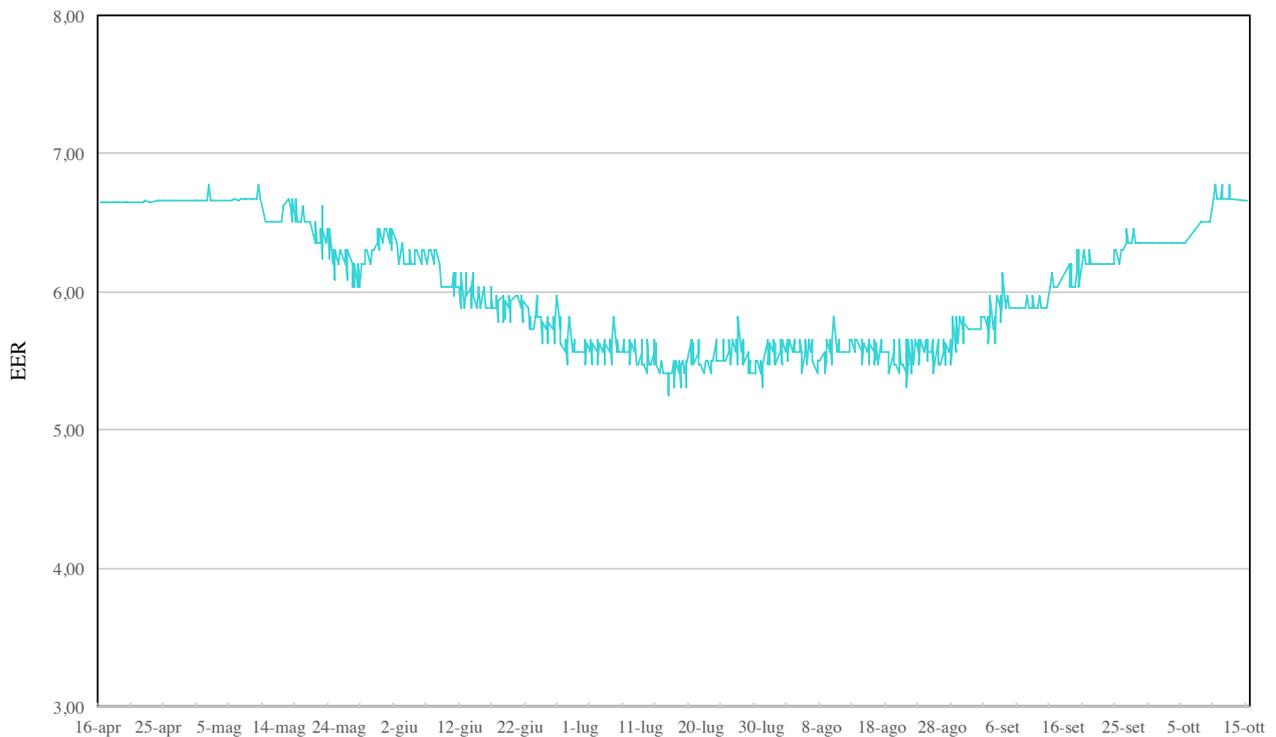


Figura 6-11: EER orario

Dall'analisi dei risultati ottenuti sono stati ricavati il numero delle ore di funzionamento della pompa di calore e l'EER medio stagionale della stessa. A fronte dell'intervento del sistema di gestione e controllo, emerge che l'unità primaria è attiva per ore 1.917 (sulle totali 4392), mentre l'unità secondaria non entra mai in funzione. L'EER medio stagionale risulta pari a 5,98.

Nella seguente tabella riepilogativa si riportano gli altri parametri significativi calcolati.

Parametro d'interesse	Valore	U.M.
Fabbisogno energetico estivo edificio	110.096	kWh _t
Rendimento d'impianto	0,90	-
Totale energia necessaria per raffrescamento	122.329	kWh _t
EER medio stagionale	5,98	-
Energia elettrica assorbita dalla PDC	20.456	kWh _{el}

Figura 6-12: Riepilogo situazione invernale

Come da norma UNI TS 11300 il rendimento dell'impianto è stato calcolato come prodotto dei rendimenti di generazione, distribuzione, regolazione ed emissione. Pertanto:

$$\eta_{\text{impianto}} = \eta_e \cdot \eta_r \cdot \eta_d \cdot \eta_a$$

dove

$\eta_e=0,97$ rendimento di emissione;

$\eta_r=0,95$ rendimento di regolazione;

$\eta_d=0,99$ rendimento di distribuzione;

$\eta_a=0,99$ rendimento di accumulo.

Il valore dei rendimenti appena citati riguarda la sezione d'impianto lato utenza, ma è fondamentale ricordare che anche nella sezione lato laguna si verificano delle perdite energetiche non trascurabili dovute all'impossibilità di trasferire calore attraverso gli scambiatori senza alcuna dissipazione. Ciò si manifesta in una riduzione di temperatura tra la sorgente e l'anello civile: benché la tipologia di scambiatori utilizzati consenta di ridurre al minimo il salto termico tra i due fluidi che li percorrono, la temperatura d'uscita del fluido freddo non potrà mai raggiungere la temperatura d'ingresso del fluido caldo (a prescindere dalla taglia degli scambiatori stessi). Il ΔT minimo possibile è pari a 1 °C, dato ricavato dalle schede tecniche degli scambiatori. Quanto detto, valido sia per la situazione invernale che per la situazione estiva, viene evidenziato nei grafici 6-12 e 6-13 a pagina seguente, dove si riportano gli andamenti delle temperature della laguna, dell'anello civile e di ingresso alla PDC.

Questi grafici aiutano a confrontare le tre suddette temperature e a comprendere a colpo d'occhio l'entità delle perdite energetiche di scambio termico.

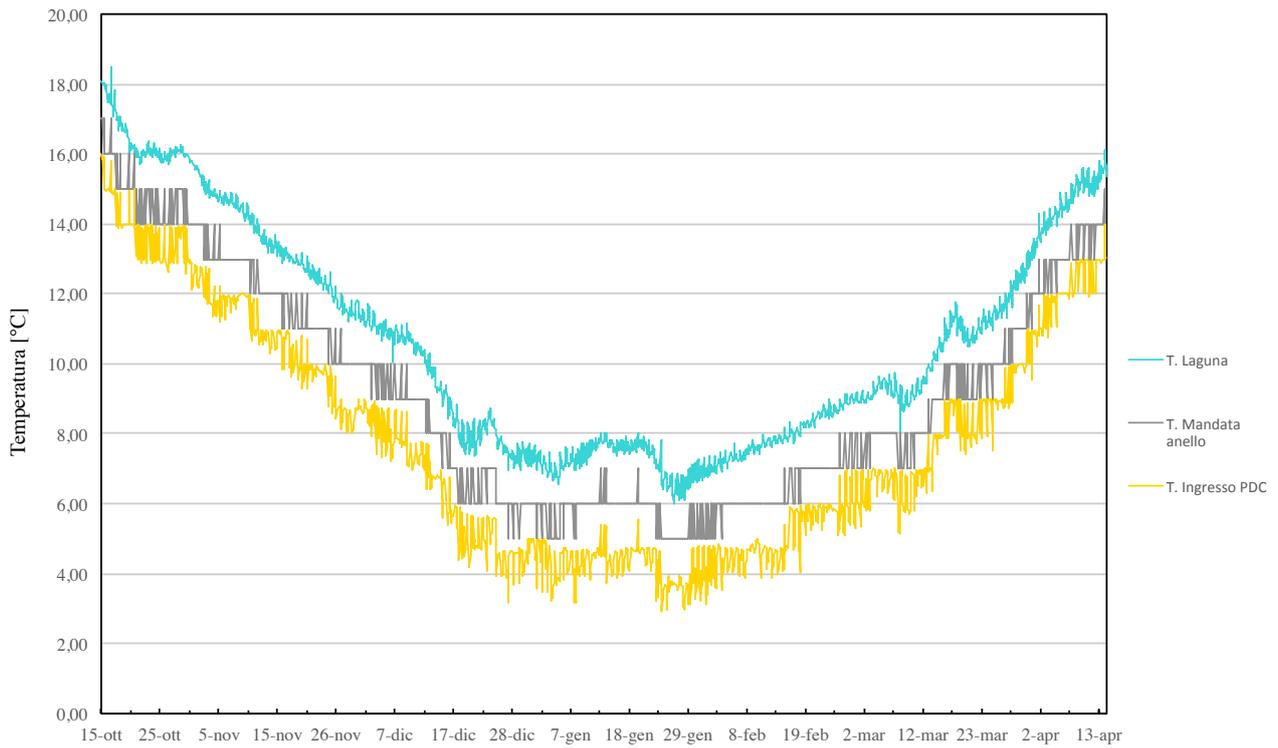


Figura 6-13: Andamento temperatura lato laguna - Caso invernale

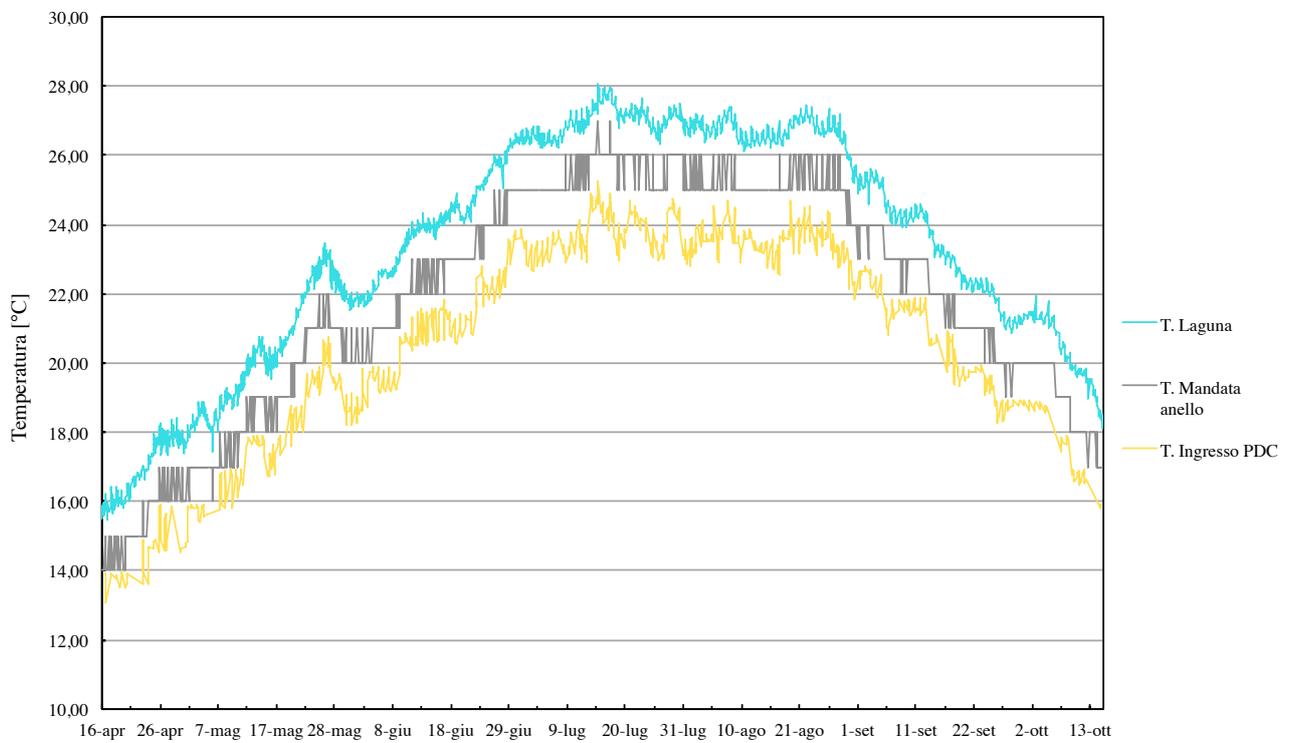


Figura 6-14: Andamento temperatura lato laguna - Caso estivo

COP* / EER*

I calcoli di COP ed EER fatti in precedenza non tengono conto degli assorbimenti elettrici delle elettropompe di circolazione, ma solamente dei consumi delle pompe di calore. Per tale motivo si vogliono definire due nuovi indicatori di prestazione che non facciano riferimento al solo funzionamento delle PDC, ma che diano un'idea dell'efficienza generale del sistema. Tali indicatori si definiscono come:

$$COP^* = \frac{Q_{T_edificio}}{E_{el_PDC} + E_{el_Pompe}}$$

dove

- $Q_{T_edificio}$ rappresenta il fabbisogno termico per il riscaldamento dell'edificio;
- E_{el_PDC} rappresenta l'energia elettrica assorbita dalle pompe di calore durante il funzionamento invernale;
- E_{el_Pompe} rappresenta l'energia elettrica assorbita dalle elettropompe di circolazione durante il funzionamento invernale.

$$EER^* = \frac{Q_{F_edificio}}{E_{el_PDC} + E_{el_Pompe}}$$

dove

- $Q_{F_edificio}$ rappresenta il fabbisogno termico per il raffrescamento dell'edificio;
- E_{el_PDC} rappresenta l'energia elettrica assorbita dalle pompe di calore durante il funzionamento estivo;
- E_{el_Pompe} rappresenta l'energia elettrica assorbita dalle elettropompe di circolazione durante il funzionamento estivo.

I valori di E_{el_Pompe} sono stati ricavati moltiplicando la potenza elettrica delle elettropompe (riportata in tabella numero 5-11) per il numero di ore equivalenti di funzionamento delle elettropompe stesse. Tutte le elettropompe, sia lato impianto che lato laguna, sono dotate di inverter, dispositivo che consente di ridurre la potenza elettrica assorbita proporzionalmente alla portata elaborata.

Per il calcolo delle ore equivalenti di funzionamento si sono seguiti due metodi differenti:

- per le elettropompe di circolazione a servizio dell'impianto di climatizzazione delle Tese 108 e 109 si è fatto riferimento all'andamento del fattore di carico della pompa di calore, inteso come rapporto tra potenza oraria richiesta dall'edificio e potenza oraria nominale della macchina (ricordando quattro sono i possibili gradini di parzializzazione);
- per le elettropompe di sollevamento e di circolazione dell'anello civile, si sono stimate delle ore equivalenti annuali di funzionamento. L'energia elettrica assorbita così calcolata è stata poi suddivisa per il numero di utenze asservite dall'impianto.

A fronte di ciò, si riportano in tabella i valori ottenuti.

Rif.	Descrizione	Pot. elettrica assorbita [kW _{el}]	Ore funzionamento		En. El. Assorbita [kWh _{el}]	
			Inverno	Estate	Inverno	Estate
P0	Circuito secondario	2x7,50	1.690	816	12.675,00	6.120,00
P1	Circuito pannelli radianti	2x1,10	1.690	-	1.859,00	-
P3	Circuito radiatori	2x0,45	1.690	-	760,50	-
P4	CTA batteria di riscaldamento	2x2,20	812	-	1.786,40	-
P5	Circuito bivalente travi fredde	2x4,00	1.690	816	6.760,00	3.264,00
P6	CTA batteria di raffrescamento	2x5,50	-	685	-	3.767,50
P7	CTA batteria di postriscaldamento	2x1,50	-	685	-	1.027,50
P _{anello}	Anello civile	2x90,0	-	-	6.750,00	6.750,00
P _{somm}	Sollevamento acqua laguna	2x120,0	-	-	9.000,00	9.000,00
Totale energia elettrica assorbita					23.840,90	14.179,00

Tabella 6-6: Energia elettrica assorbita dalle elettropompe di circolazione

Si precisa che, benché tutte le elettropompe siano gemellari, la logica di funzionamento prevede che una delle due funga solo da riserva all'altra (si attiva solo in caso di guasto o manutenzione), pertanto nel calcolo dell'energia elettrica assorbita si fa riferimento alla potenza elettrica assorbita dalla singola pompa.

Parametro	Riscaldamento	Raffrescamento	U.M.
Fabbisogno edificio	209.049,00	122.329,00	[kWh]
COP/EER	4,29	5,98	-
En. Elettrica assorbita PDC	48.729,00	20.456,00	[kWh _{el}]
En. Elettrica assorbita elettropompe	39.590,90	29.929,00	[kWh _{el}]
En. Elettrica assorbita TOTALE	88.319,90	50.385,00	[kWh _{el}]
COP*/EER*	2,37	2,43	-

Tabella 6-7: COP* ed EER*

Come si può notare COP* ed EER* risultano notevolmente inferiori rispetto a COP ed EER, questo perché l'energia elettrica assorbita dalle elettropompe rappresenta circa il 50% della totale energia elettrica consumata per la climatizzazione degli edifici in esame.

6.4.1 Time Step

Per comprendere se le simulazioni effettuate con time step 1 ora fossero effettivamente attendibili, nonché per avere un quadro più dettagliato del funzionamento del sistema, sono state realizzate ulteriori simulazioni in cui si è ridotto il time step a 1/20 di ora (3 minuti). Con tale intervallo di tempo il programma si è dimostrato molto più lento nel fornire gli output, in quanto ha dovuto elaborare una quantità maggiore di dati. Allo stesso tempo i risultati prodotti non hanno presentato significative differenze rispetto al caso precedente. A fronte di ciò si possono ritenere le simulazioni con time step orario soddisfacenti nella descrizione del comportamento dell'impianto.

6.4.2 Anno 2006

Come anticipato nel paragrafo 6.1, particolare attenzione deve essere posta all'andamento delle temperature nell'anno 2006, il più freddo tra quelli analizzati, con valori minimi di temperatura dell'acqua pari a circa 2 °C a cavallo tra gennaio e febbraio. Si vuole capire, in questa sezione, come le prestazioni del sistema possano variare in tali condizioni di temperatura.

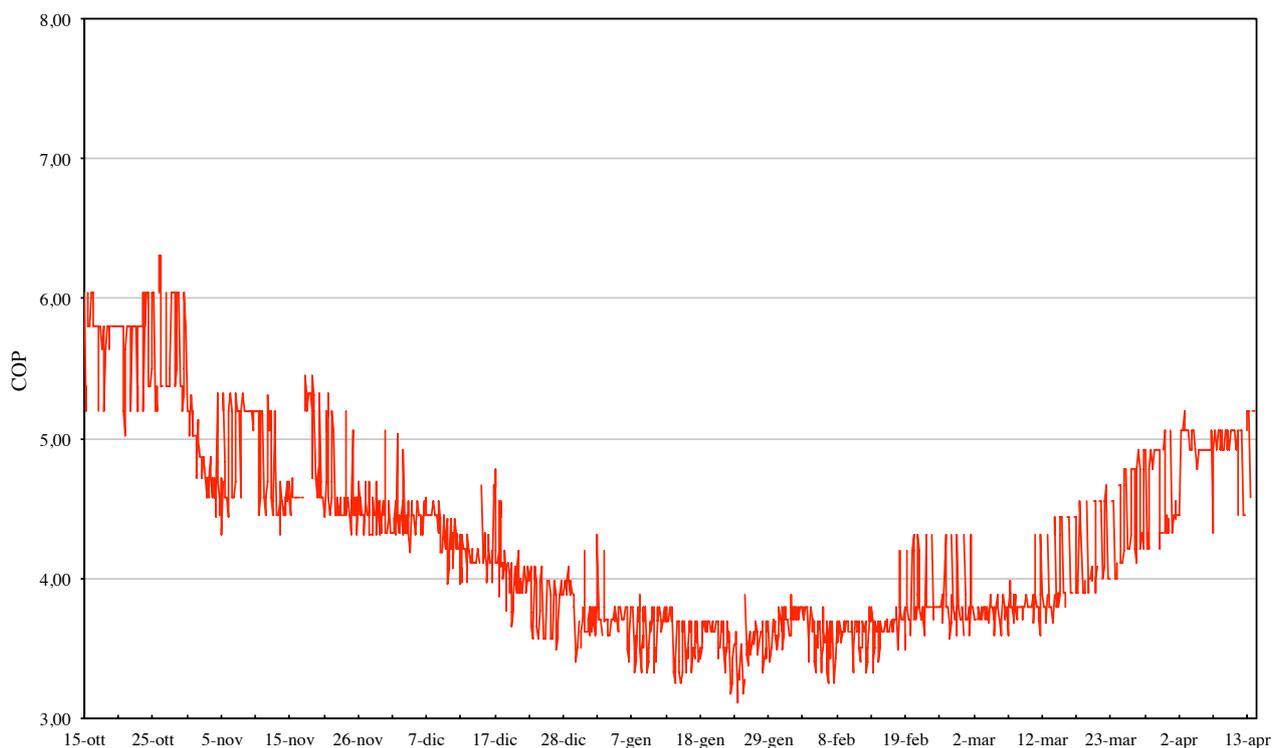


Figura 6-15: COP orario anno 2006

Come visibile dal grafico precedente, il sistema, anche nelle condizioni peggiori, riesce a sopperire alle richieste e a far fronte al fabbisogno termico delle utenze.

Analizzando gli output di questa simulazione si nota come, in realtà, non si discostino molto da quelli ottenuti per l'anno tipo: l'andamento orario del COP durante la stagione invernale 2005/2006, seppur presentando nelle ore più critiche dei minimi circa uguali a 3 (nelle simulazioni con anno tipo il COP scende raramente al di sotto del valore 3,5), è del tutto simile a quello dell'anno medio, rappresentato nel grafico di figura 6-8. A conferma di ciò, si segnala come il valore del COP medio stagionale rimanga pressoché invariato: 4,28 rispetto a 4,29.

6.4.3 Funzionamento integrativo caldaia

Come spiegato nel capitolo 3, per ovviare ai momenti durante i quali l'acqua della laguna non è in grado di garantire lo scambio termico minimo richiesto, è previsto l'intervento integrativo di una caldaia a condensazione alimentata a gas metano. In caso di necessità viene comandato l'intervento della caldaia con conseguente produzione di acqua calda ad alta temperatura che cede calore, attraverso uno scambiatore a piastre, al fluido termovettore circolante nell'anello civile innalzandone la temperatura. Si tratta di una caldaia di potenza pari a 350 kW, installata nell'area sovrastante la centrale idrica.



Figura 6-16: Caldaia a gas con funzione integrativa

In questo paragrafo si vuole focalizzare l'attenzione sulle modalità di intervento della caldaia di integrazione sopra descritta, analizzando le dirette conseguenze in termini di variazione di prestazioni, aumento dei consumi, impatto ambientale e costi economici. Si propongono, in particolare, due diversi scenari simulati: uno con temperatura di set point pari a 8 °C, l'altro con temperatura di set point pari a 10 °C. Per temperatura di set point, in tal caso, si intende quella minima che si vuole mantenere nel circuito dell'anello civile: quando lo scambio tra fluido termovettore dell'anello civile e l'acqua di laguna non è sufficiente a garantire la temperatura di set point voluta, il sistema di gestione comanda l'attivazione della caldaia.

Funzionamento integrativo caldaia Tset 8°C

La prima simulazione prevede di impostare la temperatura di set point a 8 °C. L'output ricavato, ossia l'energia termica fornita dalla caldaia, è visualizzabile nel grafico seguente, in funzione delle ore durante le quali la caldaia risulta attiva.

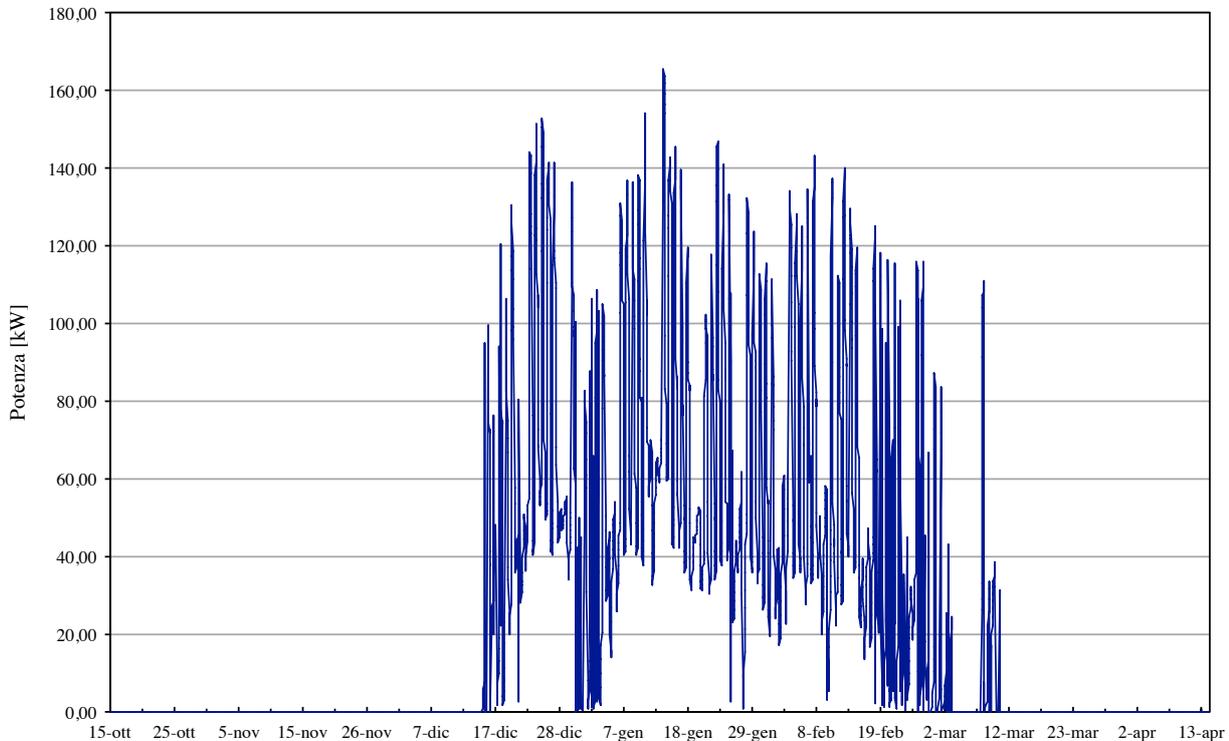


Figura 6-17: Energia termica fornita dalla caldaia con Tset 8 °C

Il generatore di calore risulta attivo per 1.844 ore sulle 4.368 totali del periodo di riscaldamento. L'energia termica erogata dalla caldaia, necessaria a mantenere una temperatura minima di 8 °C nel circuito dell'anello civile, è pari a 118.070 kWh (considerando il rendimento termico medio della caldaia pari al 90%) che corrispondono ad un utilizzo di metano di circa 11.950 Stm³. In termini monetari, considerando un costo medio di fornitura pari a 0,75 €/Stm³ di metano, ciò si traduce in una spesa di € 8.962,50. Per contro, si registra un miglioramento delle prestazioni della pompa di calore, conseguenza dell'aumento della temperatura di condensazione. Ciò si riflette in un aumento del COP medio stagionale della macchina da 4,29 a 4,45 che porta ad una riduzione dell'energia elettrica assorbita quantificabile in circa 1.750 kWh_{el}. Dal punto di vista economico il minor consumo elettrico equivale ad un risparmio di € 315,00, calcolato assumendo come costo medio di fornitura di 0,18 €/kWh_{el}. E' evidente come il risparmio conseguito in relazione ai minori consumi elettrici sia irrisorio rispetto alla spesa da sostenere per l'approvvigionamento di metano.

E' tuttavia doveroso sottolineare come l'energia termica prodotta dalla caldaia serva a riscaldare la totale portata di acqua che fluisce all'interno dell'anello civile (560 m³/h, dimensionati sulla totalità degli edifici da climatizzare): ne consegue che la spesa economica sostenuta debba essere ponderata sul numero di utenze asservite.

D'altro canto, nel modello realizzato, sono stati considerati i consumi energetici di sole due Tese sulle totali alimentate dal sistema; se, viceversa, fosse stata considerata la totalità delle utenze, si sarebbe registrato un aumento dei consumi di gas dovuto al drastico abbassamento della temperatura di ritorno dell'anello civile rispetto al caso in esame. In tal caso, l'aumento dei consumi di gas metano non risulterebbe comunque proporzionale al numero di utenze asservite, in quanto, di pari passo, aumenterebbe la quota parte di calore recuperato dallo scambio con l'acqua di laguna. A fronte di ciò, si stima una spesa media di approvvigionamento per le Tese in analisi di circa 3.500 €/anno; tale valore non giustifica comunque il risparmio elettrico conseguibile e tantomeno il ricorso frequente all'integrazione termica della caldaia. L'utilizzo della stessa deve perciò essere limitato alle situazioni di "emergenza" derivanti da necessità di carattere tecnico/tecnologico.

Funzionamento integrativo caldaia Tset 10°C

La seconda simulazione è caratterizzata da una temperatura di set point di 10 °C. Anche in questo caso, l'output ricavato è visualizzabile nel grafico seguente, in funzione delle ore di attivazione della caldaia.

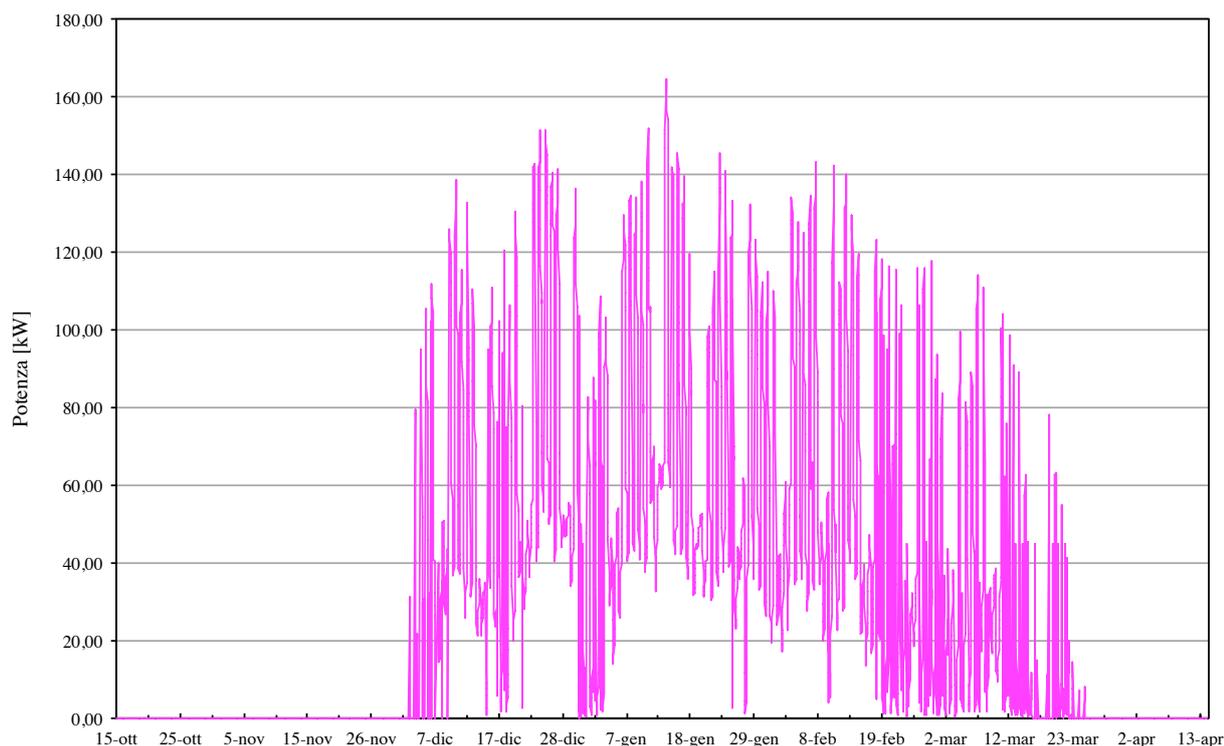


Tabella 6-8: Energia termica fornita dalla caldaia con Tset 10 °C

Il generatore di calore risulta attivo per 2.513 ore sulle 4.368 totali del periodo di riscaldamento. L'energia termica erogata dalla caldaia, necessaria a mantenere una temperatura minima di 10 °C nel circuito dell'anello civile, è pari a 146.864 kWh (considerando il rendimento termico medio della caldaia pari al 90%) che corrispondono ad un utilizzo di metano di circa 14.850 Stm³. In termini monetari, considerando un costo medio di fornitura pari a 0,75 €/Stm³ di metano, ciò si traduce in una spesa di € 11.137,50. Per contro, si registra un miglioramento delle prestazioni della pompa di calore, conseguenza dell'aumento della temperatura di condensazione. Ciò si riflette in un aumento del COP medio stagionale della macchina da 4,29 a 4,56 che porta ad una riduzione dell'energia elettrica assorbita quantificabile in circa 2.885 kWh_{el}. Dal punto di vista economico il minor consumo elettrico equivale ad un risparmio di € 519,30, calcolato assumendo come costo medio di fornitura di 0,18 €/kWh_{el}. Come per il caso precedente, risulta evidente che il risparmio conseguito in relazione ai minori consumi elettrici sia irrisorio rispetto alla spesa da sostenere per l'approvvigionamento di metano.

A fronte delle considerazioni esposte in merito alla simulazione precedente, si stima una spesa media di approvvigionamento per le Tese in analisi di circa 4.300 €/anno. Tale valore non giustifica quindi il risparmio elettrico conseguibile: una temperatura di set point pari a 10 °C risulta decisamente elevata e non giustificabile a livello di costi di gestione.

Parametro	Tset 8 °C	Tset 10 °C	U.M.
Ore funzionamento caldaia	1844,00	2.513,00	h/anno
Energia termica prodotta	118.070,00	146.864,00	kWh _t /anno
Consumo di metano	11.950,00	14.850,00	Stm ³ /anno
Costo approvvigionamento metano - Anello civile	8.962,50	11.137,50	€/anno
Costo approvvigionamento metano - Tese 108 e 109	3.500,00	4.300,00	€/anno
COP	4,45	4,56	-
Risparmio energia elettrica	1.750,00	2.885,00	kWh _{el} /anno
Risparmio su acquisto energia elettrica	315,00	519,30	€/anno
Spesa effettiva stimata	3.185,00	3780,70	€/anno

Tabella 6-9: Tabella riepilogativa integrazione caldaia

7 CONCLUSIONI

Come atto conclusivo del presente lavoro si vogliono validare le scelte progettuali adottate per la realizzazione dell'impianto idrotermico a servizio dell'Arsenale di Venezia, e allo stesso tempo si vuole fornire un confronto in termini prestazionali, energetici, economici e di impatto ambientale tra l'impianto in essere e alcune possibili alternative tecniche tradizionali. Tali considerazioni permetteranno di comprendere se vi sia convenienza nel prediligere un sistema così complesso dal punto di vista impiantistico rispetto a soluzioni più semplici e mature a livello tecnologico. Tutto ciò al fine di poter sostenere la validità del modello e consentirne l'adozione come punto di riferimento per eventuali progetti di caratteristiche affini, evidenziandone punti di forza e limiti.

7.1 Considerazioni sul sistema

L'analisi effettuata ha permesso di ricavare tutte le informazioni necessarie ad avere un chiaro quadro del sistema edificio-impianto; si riportano nella tabella riassuntiva seguente i risultati più significativi delle simulazioni di fondamentale importanza per valutarne il funzionamento.

Rif.	Parametro	Invernale	Invernale Tset 8 °C	Invernale Tset 10 °C	Estivo	U.M.
Qt + Qv	Fabb. En. Edificio	209.049,00	209.049,00	209.049,00	122.329,00	kWh
h ₁	Ore PDC-1	4.302,00	4.298,00	4.298	1.917,00	h
h ₂	Ore PDC-2	12,00	5,00	0	0	h
COP/EER	COP/EER	4,29	4,45	4,56	5,98	-
E _{el_PDC}	En. El. PDC	48.729,00	46.977,30	45.844,08	20.456,00	kWh _{el}
E _{el_POMPE}	En. El. Elettropompe	39.590,90	39.590,90	39.590,90	29.929,00	kWh _{el}
E _{el_TOT}	En. El. Totale	88.319,90	86.568,20	85.434,90	50.385,00	kWh _{el}
COP*/EER*	COP*/EER*	2,37	2,41	2,45	2,43	-
C _{el}	Costo En. Elettrica	15.897,58	15.528,28	15.378,28	9.069,30	€
h _{INT}	Ore integrazione	-	1.844,00	2.513,00	-	h
E _{INT}	En. Integrazione Anello	-	118.070,00	146.864,00	-	kWh _t
E _{INT_TESE}	En. Integrazione Tese	-	46.134,67	56.679,70	-	kWh _t
M _{gas}	Consumo Gas Anello	-	11.950,00	14.850,00	-	Stm ³
M _{gas_Tese}	Consumo Gas Tese	-	4.666,67	5.733,33	-	Stm ³
C _{gas}	Costo Gas Anello	-	8.962,50	11.137,50	-	€
C _{gas_Tese}	Costo Gas Tese	-	3.500,00	4.300,00	-	€
C_{TOT}	Costo Totale	15.897,58	20.194,95	21.111,61	9.069,30	€
CO ₂	Emissioni CO ₂	38.242,52	46.808,04	48.448,50	21.816,71	kgCO ₂
E _p	Energia primaria	194.302,9	236.584,47	244.636,48	110.847,00	kWh

Tabella 7-1: Tabella riassuntiva

Prima di commentare i dati sopra riassunti è giusto sottolineare che, nell'anno tipo utilizzato come riferimento per le diverse simulazioni, la temperatura dell'acqua di laguna (mai inferiore ai 6 °C) porta a non necessitare dell'intervento ausiliario della caldaia. Questo giustifica i mancati consumi di gas metano (e relativi costi) nella simulazione presa come riferimento.

Dalla tabella 7.1 si possono dedurre le seguenti considerazioni.

- Qt energia per trasmissione - Qv energia per ventilazione

La quasi totalità del fabbisogno energetico per riscaldamento e raffrescamento dell'edificio viene soddisfatta dal funzionamento di una sola pompa di calore, l'altra si attiva solo per poche ore l'anno (le più fredde) durante il periodo invernale e mai durante il periodo estivo. Ciò significa che il sistema di generazione a servizio delle Tese 108 e 109 è stato sovradimensionato oltre i normali termini cautelativi, vista anche la presenza di una terza pompa con funzione di back up. Si ritiene pertanto che una soluzione con lo stesso numero di pompe di calore ma di taglia inferiore sarebbe risultata più performante, in quanto avrebbe potuto garantire ugualmente la totale copertura del fabbisogno annuo, aumentando però il fattore di utilizzo della seconda macchina;

- h ore di funzionamento

Durante la stagione invernale la pompa di calore primaria è attiva per 4.302 ore (riferimento al caso senza integrazione) sulle totali 4368 di riscaldamento, ossia è praticamente sempre in funzione; ciò è determinato dal limitato volume del serbatoio di accumulo lato edificio - 2.000 l - rispetto alle portate in gioco, dell'ordine dei 50.000 l/h. Il serbatoio funge sostanzialmente da disconnettore idrico più che da volano termico e non permette quindi di integrare il lavoro della pompa di calore per far fronte ai picchi di richiesta termica.

Durante la stagione estiva, visto il minor fabbisogno termico necessario al raffrescamento degli ambienti, la pompa di calore è attiva per 1917 ore su 4392, circa la metà rispetto al caso invernale.

- E_{el} energia elettrica assorbita

L'energia elettrica assorbita dalle elettropompe di circolazione per l'alimentazione dei terminali d'impianto (pavimento e battiscopa radiante, radiatori, travi fredde e batterie CTA) e per la circolazione nella sezione d'impianto lato laguna, è pari circa alla metà della energia elettrica assorbita per la climatizzazione. Tale valore è molto elevato nonostante si tratti di pompe dotate di inverter, in grado quindi di modulare la potenza assorbita al variare della portata elaborata, agendo sulla frequenza di alimentazione del motore elettrico. Non è possibile tuttavia intervenire a fini migliorativi su tale parametro. Si deve doverosamente precisare che, mentre i consumi elettrici di distribuzione del vettore termico nell'impianto di climatizzazione sono pressoché costanti al variare della tipologia di generazione utilizzata, la quota parte dell'energia elettrica assorbita dalla sezione di impianto lato laguna gioca un fattore molto importante (come si vedrà nel capitolo conclusivo) nella valutazione tecnica ed economica di un impianto idrotermico nel confronto con le altre tecnologie.

- Qc energia termica fornita dalla caldaia di integrazione

L'utilizzo ad integrazione della sorgente termica per garantire una temperatura minima fissata nel circuito dell'anello civile si è dimostrato non proficuo dal punto di vista economico. Il risparmio legato al minor assorbimento di energia elettrica si è dimostrato trascurabile se confrontato ai maggiori costi legati al consumo di gas metano. Si ritiene pertanto che l'utilizzo della caldaia debba essere dettato da mere esigenze di carattere tecnico al fine di assicurare lo scambio termico minimo richiesto e di minimizzare le probabilità di guasto, dovute alla bassa temperatura di lavoro, quali grippaggio delle elettropompe di circolazione e malfunzionamento degli organi meccanici.

- Emissioni CO₂

I valori di riferimento utilizzati per il calcolo delle emissioni di CO₂ riportate in tabella 7.1 sono:

- 1,998 kgCO₂/Stm³ di gas metano (fonte: *UNFCC - United Nations Framework Convention on Climate Change*);
- 0,433 kgCO₂/kWh_{el} (fonte: *ENEL*).

A fronte dei valori calcolati risulta, come logico aspettarsi, che le emissioni di CO₂ aumentano nel caso in cui la caldaia intervenga più frequentemente ad integrazione della sorgente termica.

- Ep energia primaria

I valori di riferimento utilizzati per la conversione di energia elettrica e termica in energia primaria sono:

- 1,00 kWh_{En. Primaria}/kWh_t (fonte: *ENEA*) ;
- 2,20 kWh_{En. Primaria}/kWh_{el} (fonte: *ENEA*) .

Al pari delle emissioni di CO₂, integrare l'utilizzo della pompa di calore con il generatore di calore a metano comporta un dispendio maggiore di energia primaria quantificabile in un aumento di circa il 17% (aumento considerato rispetto al totale fabbisogno di energia primaria, invernale ed estivo).

- Ce costi di esercizio

Assumendo dei prezzi medi di acquisto di gas metano ed energia elettrica rispettivamente pari a:

- 0,45 €/Stm³
- 0,18 €/kWh_{el}

I valori calcolati e riportati in tabella 7.1 ci permettono di concludere che i costi dovuti al lavoro integrativo della caldaia incidono per circa il 15% sui totali costi da sostenere per la climatizzazione delle Tese 108 e 109.

7.2 Confronto con altre tecnologie

Valutato il comportamento del sistema in tutti i suoi aspetti, lo si vuole confrontare in questo paragrafo finale con due possibili alternative progettuali che sfruttano tecnologie tradizionali e meno complesse dal punto di vista impiantistico:

- 1) caldaia a gas per il riscaldamento invernale accoppiata a refrigeratore condensato ad aria per il raffrescamento estivo;
- 2) pompa di calore ad aria reversibile per riscaldamento e raffrescamento.

Le due alternative proposte semplificano lo schema d'impianto in quanto eliminano la sezione di lato laguna; viceversa la sezione lato edificio rimane la medesima.

7.2.1 Modello con caldaia e refrigeratore condensato ad aria

Fermo restando il fabbisogno energetico dell'edificio e il consumo di energia elettrica delle elettropompe di circolazione, i parametri analizzati in questo primo confronto sono:

- consumo di gas metano per riscaldamento e relativa spesa di approvvigionamento;
- consumo di energia elettrica per raffrescamento e relativi costi di acquisto.

Si precisa che sono stati assunti un rendimento di generazione della caldaia pari a 0,90 ed un EER medio stagionale del refrigeratore di 2,91.

I valori calcolati vengono riportati nella tabella a pagina seguente.

Parametro	Riscaldamento	Raffrescamento	U.M.
Energia termica generata	232.276,67	122.329,00	kWh
Consumo gas metano	23.497,00	-	Stm ³
Costo approvvigionamento gas	17.622,00	-	€
En. El. Assorbita elettropompe	23.840,90	14.179,00	kWh _{el}
En. El. Assorbita refrigeratore	-	42.037,42	kWh _{el}
Costo energia elettrica	4.291,36	10.118,95	€
Costo totale (Gas + En. Elettrica)	21.913,36	10.118,95	€
Emissioni CO ₂	52.575,60	24.342,71	kgCO ₂
Consumo energia primaria	261.498,87	123.676,12	kWh

Tabella 7-2: Riepilogo alternativa caldaia + refrigeratore

Il costo annuale per la climatizzazione dell'edificio, considerando i consumi di gas ed energia elettrica, risulta pari a circa € 32.000. Si rimanda alla tabella 7-3 il confronto con l'impianto in analisi. Le totali emissioni annuali di CO₂ ammontano all'incirca a 76.900 kg; il totale dispendio di energia primaria è approssimativamente 385.000 kWh.

7.2.2 Modello con pompa di calore ad aria

Il secondo confronto vuole analizzare il caso di climatizzazione dell'edificio attraverso una pompa di calore ad aria con COP medio stagionale pari a 3,23 e EER medio stagionale pari a 2,91.

I valori calcolati vengono riportati nella tabella seguente.

Parametro	Riscaldamento	Raffrescamento	U.M.
Energia termica generata	209.049,00	122.329,00	kWh
En. El. Assorbita PDC	64.721,02	42.037,42	kWh _{el}
En. El. Assorbita elettropompe	23.840,90	14.179,00	kWh _{el}
En. El. Assorbita totale	88.561,92	56.216,42	kWh _{el}
Costo totale energia elettrica	15.941,15	10.118,95	€
Emissioni CO ₂	38.347,31	24.342,71	kgCO ₂
Consumo energia primaria	194.836,22	123.676,12	kWh

Tabella 7-3: Riepilogo alternativa caldaia + refrigeratore

Il costo annuale per la climatizzazione dell'edificio risulta pari a circa € 26.000. Si rimanda alla tabella 7-3 il confronto con le altre casistiche. Le totali emissioni annuali di CO₂ ammontano all'incirca a 62.700 kg; il totale dispendio di energia primaria è approssimativamente 318.500 kWh.

7.2.3 Confronto finale

Per confrontare le tre diverse situazioni simulate, si riportano i dati significativi nella tabella seguente, così da avere una chiara panoramica degli scenari.

E' doveroso ricordare che, nell'anno tipo utilizzato come riferimento per le diverse simulazioni, la temperatura dell'acqua di laguna (mai inferiore ai 6 °C) porta a non necessitare dell'intervento integrativo della caldaia. Questo giustifica l'assenza dei costi dovuti al consumo di gas metano nella simulazione dell'impianto in oggetto presa come riferimento.

Parametro	Impianto Idrotermico	Caldaia + Refrigeratore	PDC ad aria	U.M.
Consumo totale energia elettrica	138.704,90	80.057,32	144.778,34	kWh _{el}
Costo energia elettrica	24.966,88	14.410,91	26.060,10	€
Consumo totale gas	-	23.497,00	-	Stm ³
Costo gas	-	17.622,00	-	€
Costo totale	24.966,88	32.032,91	26.060,10	€
Emissioni CO₂	60.059,23	76.918,31	62.690,02	kgCO₂
Consumo energia primaria	305.149,90	385.174,99	318.512,34	kWh

Tabella 7-4: Tabella riassuntiva finale

La tabella evidenzia come le soluzioni progettuali adottate siano le migliori sotto tutti i profili analizzati: dal punto di vista economico, dal punto di vista ambientale e dal punto di vista dei consumi energetici le alternative vagliate non risultano competitive. Ciò significa che, a discapito di una maggiore complessità impiantistica, si è dimostrato come le scelte effettuate siano valide.

Le caratteristiche d'impianto ne garantiscono, inoltre, estrema flessibilità al variare delle utenze allacciate (che aumenteranno con l'avanzare delle opere di riqualificazione dell'area) senza pregiudicarne le prestazioni globali.

Si sottolinea, infine, che la scelta di utilizzare pompe di calore ad acqua si sposa alla perfezione con le esigenze di carattere estetico e visivo: fondamentale è infatti preservare il carattere storico degli edifici. L'impatto dell'impianto idrotermico è contenuto rispetto a quello delle alternative proposte che necessitano di maggiori spazi e non possono essere confinate all'interno di sottocentrali.

7.3 Riepilogo conclusivo

Dopo le numerose simulazioni effettuate e l'ingente quantità di dati vagliata, si vuole riepilogare sinteticamente quanto concluso:

- dal punto di vista energetico e prestazionale la soluzione tecnica adottata è in assoluto la migliore;
- l'utilizzo di combustibili fossili è ridotto al minimo indispensabile grazie al contenuto ricorso a sistemi integrativi tradizionali;
- il basso consumo di metano comporta ridotte emissioni di CO₂;
- l'utilizzo di unità condensate ad acqua permette minor consumo di energia elettrica e conseguente minor dispendio di energia primaria;
- i minimi consumi di metano e i contenuti consumi di energia elettrica si traducono in bassi costi di approvvigionamento;
- l'elevata complessità impiantistica trova giustificazione.

BIBLIOGRAFIA

“Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti - Magistrato alle Acque di Venezia” - Tramite il concessionario Consorzio Venezia Nuova.

Eliana Brambilla, 2010. L'alta efficienza delle pompe di calore ad acqua di mare nell'Acquario di Genova. Carrier on Air.

Pier Giulio Avanzini, Domenico Carmosino e Fernando Pettorossi, 2013. Un progetto per la teleclimatizzazione a bassa entalpia attraverso l'uso dell'acqua di mare del golfo di Genova. Amici della Terra, Roma.

Marko Riipinen, 2013. District Heating & Cooling in Helsinki. International Energy Agency CHP/DHC. Collaborative & Clean Energy Ministerial CHP/DHC.

Friotherm, 2005. Värtan Ropsten - The largest sea water heat pump facility worldwide, with 6 Unitop 50FY and 180 MW total capacity.

Friotherm, 2005. Oslo - Fornebu: Sustainable development with a district heating/cooling system using a Unitop 28/22CY.

Lorenzo Strauss. Pompe di calore con compressori centrifughi per utilizzo in centro termale - Application of heat pumps with centrifugal compressors in thermal centre. Trento.

Tommaso Marella, Giovanni Zarotti, Diego Bosco, 2014. Riqualificare un immobile storico con pompa di calore VRV. AICARR Journal.

Elisa Favalea, 2009. Analisi energetica di un impianto di climatizzazione a pannelli radianti con simulazione dinamica del sistema edificio-impianto. Padova.

M. Ferrari, P. Da Meda, 2010. Protezione dalla corrosione di circuiti ad acqua glicolata. La Termotecnica.

Elisabetta Venturelli, 2011. Pompe di calore industriali: caratteristiche e applicazioni.

Michele De Carli, Nicola Roncato, Angelo Zarrella, Roberto Zecchin. Energia dal terreno. Padova.

Michele Vio. Pompe di calore: comportamento e prestazioni ai carichi parziali. AICARR

RINGRAZIAMENTI

Si ringraziano per la disponibilità e la collaborazione:

- “Ministero delle Infrastrutture e dei Trasporti - Magistrato alle Acque di Venezia” - Tramite il concessionario Consorzio Venezia Nuova

- ing. Filippo Bittante

- dott.ssa Giorgia Dalla Santa

- ing. Giuseppe Emmi

- ing. Tommaso Marella

- ing. Federico Vianello