

**Alma Mater Studiorum
Università di Bologna**

Dipartimento di Ingegneria Industriale
Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Energetica

Progettazione dell'impianto di climatizzazione a servizio del Museo Nazionale della Resistenza di Milano per mezzo di simulazioni energetiche dinamiche

Tesi di laurea in:
Energetica degli edifici e impianti termotecnici M

Relatore:

Prof. Gian Luca MORINI

Correlatori:

Dott.ssa Claudia NALDI

Dott. Matteo DONGELLINI

Ing. Marco ZOPPO VIGNA

Candidato:

Alessandro Guffanti

matricola n° 920548

anno accademico: 2021-2022

Indice

SOMMARIO	6
INTRODUZIONE	8
CAPITOLO 1: Progettazione del Museo Nazionale della Resistenza	11
1.1 Introduzione alla sorgente geotermica – ground water heat pumps.....	11
1.2 Descrizione del Progetto	12
1.2.1 Introduzione.....	12
1.2.2 Destinazione d’uso e planimetrie	12
1.2.3 Caratteristiche dei componenti opachi e finestrati	14
1.2.4 Principio di funzionamento dell’impianto di climatizzazione.....	15
1.3 Considerazioni preliminari.....	18
1.3.1 Descrizione dei dati geometrici dell’edificio.....	18
1.3.2 Portate di aria primaria	19
1.3.3 Estrazione dell’aria e bilanci di pressione	19
1.3.4 Condizioni termo-igrometriche di progetto.....	21
1.3.5 Illuminazione	24
1.3.6 Fluidi termovettori.....	25
1.4 Calcolo delle portate di aria	27
1.4.1 Portata di aria esterna	27
1.4.2 Portata aria di ripresa.....	27
1.4.3 Portata di aria estratta	27
1.5 Calcolo degli scambi termici dell’involucro	31
1.5.1 Dispersioni di calore.....	31
1.5.2 Apporti termici esterni e carichi endogeni	32
1.6 Unità di trattamento aria.....	34
1.6.1 UTA spazio museale, funzionamento estivo	34
1.6.2 UTA spazio museale, funzionamento invernale.....	35
1.6.3 Sezioni UTA spazio museale.....	36
1.6.4 UTA archivio, funzionamento normale.....	41
1.6.5 UTA archivio, funzionamento estivo	41
1.6.6 UTA archivio, funzionamento invernale.....	41
1.6.7 Sezioni UTA archivio.....	42
1.6.8 UTA archivio, funzionamento in emergenza	45
1.6.9 Riepilogo delle caratteristiche principali delle UTA	48
1.7 Sezione di umidificazione dell’aria.....	50
1.8 Radiatori a bassa temperatura	51
1.9 Ventilconvettori a pavimento	52

1.10 Riepilogo dei carichi frigoriferi e dei carichi termici.....	54
1.11 Gruppi polivalenti	55
1.11.1 Macchina di Carnot	55
1.11.2 Indici di prestazione.....	56
1.11.3 Dimensionamento dei gruppi polivalenti	58
1.12 Produzione di acqua calda sanitaria	61
1.13 Emungimento dell'acqua di falda	62
1.14 Raccolta delle acque meteoriche	65
CAPITOLO 2: Produzione solare fotovoltaica e fabbisogno elettrico	67
2.1 Calcolo dell'irraggiamento medio mensile	67
2.2 Produzione di energia elettrica	70
2.3 Celle fotovoltaiche	74
2.3.1 Principio di funzionamento	74
2.3.2 Efficienza energetica istantanea ideale.....	76
2.3.3 Curva caratteristica di una cella fotovoltaica	77
2.3.4 Mismatching	79
2.3.5 Influenza della temperatura sulla curva caratteristica di una cella fotovoltaica.....	80
2.3.6 Influenza dell'irraggiamento solare sulla curva caratteristica di una cella fotovoltaica	81
2.4 Consumo elettrico	82
2.4.1 Fabbisogno elettrico complessivo	82
2.4.2 Analisi di produzione oraria dell'impianto fotovoltaico	83
2.4.3 Fabbisogno elettrico ripartito per utenza	85
2.5 Irraggiamento solare sulla superficie del museo	88
2.5.1 Esposizione solare	88
2.5.2 Apporto termico.....	89
CAPITOLO 3: Simulazione energetica dinamica	91
3.1 Valutazione dei carichi termici dell'involucro.....	91
3.2 Caratteristiche termiche dinamiche.....	94
3.2.1 Conduzione del calore in regime periodico stabilizzato.....	94
3.2.2 Temperatura media e temperatura complessa	96
3.2.3 Soluzione del campo di temperatura in forma periodica.....	97
3.2.4 Determinazione del flusso termico	98
3.2.5 Equazioni del quadrupolo	99
3.2.6 Matrice di trasferimento termico	101
3.2.7 Parete multistrato	103
3.2.8 Capacità termica effettiva	104
3.2.9 Trasmittanza termica dinamica.....	105

3.2.10 Fattore di smorzamento	105
3.2.11 Sfasamento dell'onda termica	105
3.3 Analisi dinamica dell'involucro edilizio	107
3.3.1 Muro esterno – parete sud	107
3.3.2 Proprietà termofisiche del componente opaco.....	109
3.3.3 Calcolo delle caratteristiche dinamiche	109
3.3.4 Analisi della conduzione termica attraverso la parete multistrato.....	111
3.3.5 Radiazione solare entrante dalle superfici vetrate	118
3.4 Fabbisogno energetico per la climatizzazione	122
3.4.1 Riscaldamento	123
3.4.2 Raffrescamento	124
3.5 Efficienza energetica dei gruppi polivalenti.....	126
3.6 Soluzioni impiantistiche a confronto: gruppo polivalente acqua-acqua e pompa di calore aria-acqua	129
CONCLUSIONI	132
RINGRAZIAMENTI	134
BIBLIOGRAFIA	135

Indice degli allegati

Allegato A: schema di impianto	3
Allegato B: schema di distribuzione idronica.....	5
Allegato C: schema aeraulico	7
Allegato D: distribuzione aeraulica ed idronica.....	9
Allegato E: schema di raccolta acque meteoriche	13
Allegato F: raccolta dell'acqua meteorica e impianto di scarico acque nere.....	15

Sommario

La lotta contro il cambiamento climatico, l'incremento della produzione energetica rinnovabile e la decarbonizzazione dei settori industriali, costituiscono “le sfide dell'energia” del nostro tempo. Il settore della climatizzazione riveste un ruolo chiave per il raggiungimento degli obiettivi energetici previsti dall'UE a medio e lungo termine.

Il lavoro proposto si pone l'obiettivo di progettare l'impianto di climatizzazione del Museo Nazionale della Resistenza, sito in Milano, sulla base dei criteri di riduzione delle emissioni climalteranti e valorizzando l'utilizzo delle fonti energetiche rinnovabili presenti nel territorio, nella fattispecie attraverso lo sfruttamento dell'acqua di falda – mediante tecniche di climatizzazione in free-cooling e attraverso cicli termodinamici a compressione di vapore – e tramite l'utilizzo dell'energia solare, sia per la produzione di energia elettrica, sia come apporto gratuito invernale valorizzato dalle scelte edilizie ed architettoniche adottate. La cooperazione progettuale interdisciplinare è il presupposto per il raggiungimento degli obiettivi di contenimento dei consumi ed efficientamento energetico.

Lo sfruttamento diretto dell'energia solare avviene attraverso un impianto fotovoltaico integrato alla struttura museale; nel secondo capitolo viene stimata la sua capacità media di produzione elettrica annuale, funzione dell'irraggiamento incidente sulla superficie dei pannelli. La valutazione dell'irraggiamento medio annuale sul pannello è effettuato sia attraverso un metodo di calcolo su base mensile – riportato nella norma UNI 10349 – sia attraverso una simulazione energetica di tipo dinamico condotta su base oraria, mediante l'utilizzo del software IES VE (Integrated Environmental Solution – Virtual Environment). La produzione di energia elettrica è la diretta conseguenza della capacità del pannello fotovoltaico di convertire l'energia solare incidente in corrente elettrica, tuttavia la cella fotovoltaica è in grado di utilizzare soltanto una piccola percentuale dello spettro solare ed inoltre, la corrente prodotta, per poter essere utilizzata, deve avere intensità e voltaggio idonei allo sfruttamento, pertanto soltanto alcuni materiali di costruzione della cella sono idonei al suo corretto funzionamento. La trattazione riporta inoltre i fattori che influenzano il funzionamento reale della cella – la sua temperatura e l'irraggiamento istantaneo incidente – nonché la sua repentina capacità di adattarsi alle condizioni di lavoro per poter ricavare la maggior potenza elettrica.

Nel terzo capitolo viene condotto uno studio sugli effetti dell'irraggiamento estivo sulle pareti opache del museo, valutando la capacità delle murature di ritardare l'onda di flusso termico. La trattazione analitica per il calcolo dei parametri necessari a determinare il comportamento dinamico dell'involucro – quali capacità termica effettiva, trasmittanza dinamica, fattore di smorzamento, sfasamento dell'onda termica – ha permesso di correlare il comportamento delle variabili esterne di temperatura e flusso termico al corrispondente andamento sulla superficie interna di una parete multistrato, grazie alla definizione di una matrice complessa di trasferimento termico. La successiva applicazione numerica della trattazione al caso in esame, ha permesso di valutare quantitativamente il beneficio energetico derivante dallo sfasamento dell'onda di flusso termico attraverso le componenti opache del museo.

La struttura del museo è caratterizzata da ampie superfici vetrate che influenzano sia le scelte progettuali di distribuzione dell'aria – al fine di garantire il miglior confort ambientale – sia gli apporti energetici entranti per irraggiamento, conduzione e convezione. Il terzo capitolo riporta una valutazione degli apporti energetici gratuiti invernali e dei carichi termici estivi entranti dalle superfici trasparenti, nonché la differente risposta dinamica del componente vetrato rispetto alla muratura.

Sulla base delle richieste energetiche della struttura museale per la climatizzazione invernale ed estiva, vengono valutati sia l'apporto gratuito in free cooling derivante dall'utilizzo diretto dell'acqua di falda nella batteria di pre-raffreddamento dell'UTA, sia le condizioni di lavoro dei gruppi polivalenti – per la produzione di acqua calda e refrigerata – in termini di efficienza ed assorbimento elettrico.

La soluzione proposta, che fa uso di pompe di calore acqua-acqua con possibilità di condensare o evaporare in acqua di falda, viene confrontata con una soluzione più versatile sebbene meno efficiente, una pompa di calore aria-acqua. Nel bilancio complessivo vengono valutate anche le spese ausiliarie al funzionamento delle macchine, in particolare le spese energetiche di pompaggio dell'acqua di falda, nel primo caso, e di ventilazione nel secondo.

Parole chiave: Museo Nazionale della Resistenza, gruppi polivalenti, acqua di falda, irraggiamento su superficie orizzontale, pannelli solari fotovoltaici, celle fotovoltaiche, simulazione dinamica, IES VE, capacità termica effettiva, trasmittanza dinamica, fattore di smorzamento, sfasamento dell'onda termica, regime periodico stabilizzato, matrice di trasferimento termico, free-cooling, confronto fra pompe di calore acqua-acqua e aria-acqua.

Introduzione

La politica energetica nazionale e internazionale è diventata negli ultimi anni una questione prioritaria per lo sviluppo economico di un Paese moderno ed il difficile contesto internazionale, segnato dalla guerra russo-ucraina, ha mostrato l'importanza di affrontare scelte energetiche volte alla diversificazione degli approvvigionamenti e rimarcato il valore politico ed economico dell'indipendenza energetica.

Secondo il GSE – Gestore dei Servizi Energetici – il futuro dell'economia nazionale sarà sempre più vincolato alla tutela dell'ambiente e, ad oggi, la sostenibilità ambientale rappresenta un fattore in grado di rendere più competitivo un contesto territoriale che adotta politiche energetiche virtuose.

Gli obiettivi sfidanti per l'Italia e gli altri stati dell'Unione Europea in termini di efficienza energetica e sostenibilità ambientale, fissati per il 2030, riguardano prioritariamente la riduzione delle emissioni di CO₂ dal 40% fino al 55%, avendo come obiettivo generale, a lungo termine, la completa decarbonizzazione entro il 2050, sulla scia delle politiche energetiche introdotte dall'accordo internazionale di Kyoto e ratificate dalla Direttiva 2009/29/CE attraverso il “Piano 20 20 20”, giunte a completamento nell'anno 2020. Ogni stato membro dell'UE rinnoverà pertanto il proprio impegno per il raggiungimento dei nuovi target attraverso i Piani Nazionali per l'energia ed il clima.

Gli obiettivi da raggiungere entro il 2030 consistono nel:

- ridurre le emissioni di gas serra dal 40% fino al 55%;
- coprire il 27% della quota di consumo energetico attraverso le fonti rinnovabili;
- aumentare del 30% l'efficienza energetica.

L'Italia ha recepito le direttive dell'UE attraverso il Piano Nazionale Italiano di Ripresa e Resilienza (PNRR) per mezzo del quale ha pianificato delle politiche di investimento per la “transizione ecologica” della società e dell'economia tramite interventi orientati a ridurre le emissioni inquinanti, aumentare l'efficienza energetica e la produzione di energia da fonti rinnovabili ed, in generale, minimizzare l'impatto delle attività antropiche sull'ambiente.

Il consumo energetico nazionale dovuto alla climatizzazione degli edifici industriali e residenziali – secondo quanto indicato dall’Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale (ISPRA) – costituisce la quota maggiore del consumo di energia primaria (*Figura I.1*). Per questo motivo la climatizzazione degli edifici residenziali ed industriali rappresenta uno dei principali settori sul quale è necessario intervenire attraverso politiche di efficientamento energetico riguardanti sia l’involucro edilizio, sia i componenti energivori dell’impianto.

Nel settore residenziale ed industriale, le pompe di calore svolgono un ruolo fondamentale nel contenimento dei consumi energetici relativi alla climatizzazione degli edifici, in quanto sono in grado di sfruttare il calore a basso contenuto entalpico, altrimenti inutilizzabile – considerato quindi rinnovabile – a spese di un’energia elettrica, necessaria al processo, in accordo con il secondo principio della termodinamica.

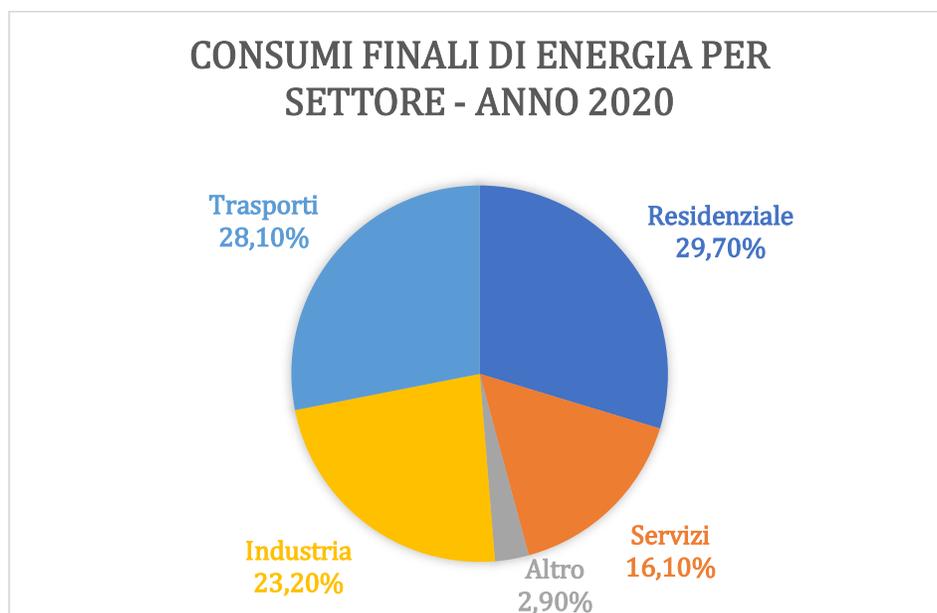


Figura I.1 – Quota dei consumi finali di energia per settore.

Secondo le stime preliminari dell’Istat, nel 2020, i consumi energetici delle famiglie ad uso domestico hanno costituito il 63,9%, nonché il 55,7% della spesa economica per l’energia.

Per soddisfare le esigenze energetiche delle famiglie italiane, nel 2020 sono stati utilizzati i seguenti prodotti energetici:

- 50,5% gas naturale
- 20,2% biomasse (in particolare legna da ardere)
- 19,2% energia elettrica
- 3,9% calore (acquistato in quanto tale)
- 3,7% GPL
- 2,6% gasolio (in quantità trascurabile hanno utilizzato anche altri prodotti energetici, quali gas manifatturato e petrolio lampante).

La soluzione impiantistica proposta per il Museo Nazionale della Resistenza di Milano e descritta nelle pagine seguenti, rappresenta una efficiente soluzione in linea con il raggiungimento degli obiettivi previsti dall'UE entro il 2030, in grado di valorizzare le risorse energetiche rinnovabili disponibili sul territorio, in particolare l'acqua di falda, riducendo l'impatto ambientale complessivo grazie al contenimento delle emissioni di CO₂ necessarie per la climatizzazione. Un ruolo chiave dal punto di vista energetico è svolto, inoltre, dalla stratigrafia dell'involucro edilizio e dalla progettazione delle superfici vetrate, in grado di coniugare le esigenze estetiche – richieste dal contesto in cui verrà realizzato l'edificio – agli obiettivi di contenimento dei consumi energetici. Come verrà analizzato nel seguito attraverso la simulazione dinamica, su base oraria, delle condizioni operative della struttura museale, le soluzioni edilizie adottate permettono di valorizzare gli apporti energetici gratuiti invernali dovuti all'irraggiamento e viceversa, nel periodo estivo, favorire lo smaltimento autonomo di buona parte calore immagazzinato dall'involucro.

Capitolo 1

Progettazione del Museo Nazionale della Resistenza

1.1 Introduzione alla sorgente geotermica – ground water heat pumps

L'acqua di falda rappresenta una efficiente risorsa energetica a bassa entalpia ed a temperatura costante, sfruttabile attraverso la realizzazione di un pozzo di emungimento attraverso il quale viene prelevata la quantità di acqua necessaria a garantire lo scambio termico richiesto dall'impianto.

Generalmente, a valle dello scambio, è realizzato anche un pozzo di resa, per evitare a lungo termine una diminuzione della portata circolante nella falda ed il conseguente rischio di non poter più soddisfare le richieste energetiche dell'impianto.

L'emungimento di acqua di falda costituisce uno dei sistemi più utilizzati per lo sfruttamento dell'energia geotermica a bassa entalpia poiché permette grandi scambi termici, estraendo portate più o meno elevate di acqua da un pozzo relativamente poco dispendioso, inoltre, il costo per ogni unità di potenza installata, si riduce molto al crescere della taglia dell'impianto, a differenza di quanto avviene, ad esempio, con le sonde geotermiche GCHP (Ground Coupled Heat Pumps), per le quali invece non si verifica un'economia di scala.

La configurazione di impianto più utilizzata prevede di interfacciare l'acqua di falda al circuito chiuso collegato alle pompe di calore GWHP (Ground Water Heat Pumps), tramite uno scambiatore acqua-acqua. L'acqua di falda, dopo aver attraversato lo scambiatore viene scaricata in un fiume, o lago o in un secondo pozzo di immissione.

È talvolta possibile utilizzare l'acqua di falda, in estate, per un raffrescamento o pre-raffrescamento diretto, definito free-cooling, sfruttando il contenuto entalpico dell'acqua, così da poter adeguare l'ambiente alle condizioni di temperatura di progetto, al più derogando sulla condizione di umidità relativa prevista, nei limiti di confort accettabili.

1.2 Descrizione del Progetto

1.2.1 Introduzione

<<Il Museo Nazionale della Resistenza di Milano offrirà al visitatore un'immagine aggiornata e complessa della Resistenza, inserendola nel contesto europeo e nel lungo periodo; fornirà documenti, scenari e narrazioni per far conoscere la storia dell'Italia in età contemporanea e stimolare un dibattito funzionale a costruire una cittadinanza consapevole, fondamentale per l'identità nazionale e la repubblica democratica.>>

Il Museo Nazionale della Resistenza è parte di un più ampio progetto di valorizzazione dell'area “il masterplan di Porta Volta” a cura dello studio di architettura Herzog & de Meuron.



Figura 1.1 – rendering del progetto di riqualificazione di Porta Volta (MI)

1.2.2 Destinazione d'uso e planimetrie

Il complesso di nuova costruzione è costituito da un unico fabbricato vetrato sviluppato su cinque piani fuori terra e tre piani interrati, avente una copertura a cuspide e le seguenti destinazioni d'uso:

Piani fuori terra:

- piano terra: lobby di ingresso all'edificio e control room, book-shop e spazio multifunzionale;

- uffici dedicati al museo, sala conferenze, sala lettura e servizi igienici al piano 1°;
- spazi museali ai piani 2° e 3°;
- spazi museali e servizi igienici al piano 4°;
- spazi per eventi temporanei al piano 5°;
- locali tecnici al piano 6°.

Piani Interrati:

- locale rifiuti, deposito, servizi igienici dedicati agli spazi museali, al piano -1;
- archivio e biblioteca Parri al piano -2;
- locali tecnici, centrale termica e vasche di raccolta acqua meteorica al piano -3.

La planimetria dell'edificio è la medesima per i piani fuori terra, è tuttavia presente una progressiva rastremazione dell'edificio dal piano 4° al piano 6° con la conseguente riduzione della superficie calpestabile verso i piani più alti. La planimetria dei tre piani interrati è ripetuta uguale a se stessa; differisce però rispetto a quella dei piani fuori terra. Le planimetrie di tutti i piani sono visualizzabili negli allegati all'elaborato.

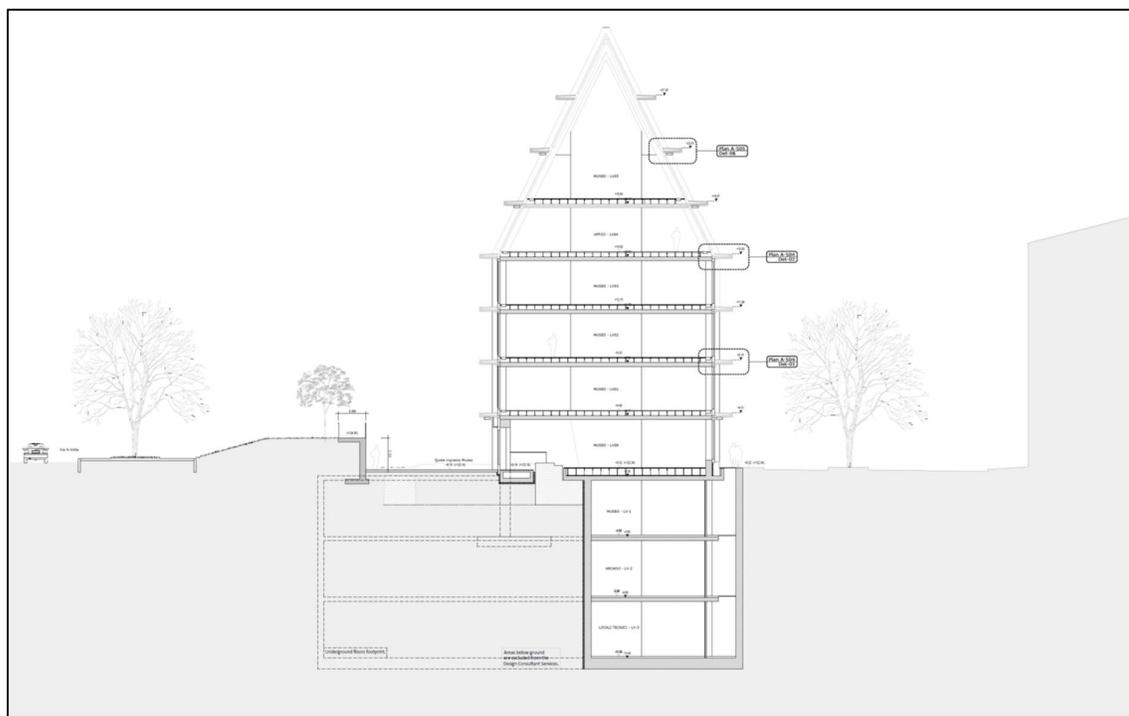


Figura 1.2 – sezione del Museo Nazionale della Resistenza

1.2.3 Caratteristiche dei componenti opachi e finestrati

L'edificio museale è caratterizzato dai componenti opachi descritti nella figura seguente, estrapolata dalla relazione sul contenimento dei consumi energetici, ex. Legge 10/91.

Viene utilizzata la seguente simbologia:

- Sp: spessore della parete;
- Ms: massa superficiale della struttura senza intonaci;
- Y_{IE} : trasmittanza termica periodica della struttura;
- Sfasamento: sfasamento dell'onda termica;
- C_T : capacità termica areica;
- ϵ : emissività;
- α : fattore di assorbimento;
- ϑ : temperatura esterna o temperatura locale adiacente;
- Ue: trasmittanza termica stazionaria.

ELENCO COMPONENTI

Muri:

Cod	Tipo	Descrizione	Sp [mm]	Ms [kg/m ²]	Y_{IE} [W/m ² K]	Sfasamento [h]	C_T [kJ/m ² K]	ϵ [-]	α [-]	ϑ [°C]	Ue [W/m ² K]
M1	T	Muro verso esterno - colonne	716,0	1435	0,003	-18,936	82,944	0,90	0,60	-5,0	0,177
M2	U	M.02 - Muro contro berlinese	675,0	1322	0,006	-18,684	41,832	0,90	0,60	10,0	0,339
M5	T	M.05 - Muratura cavedi con controparete	346,0	367	0,043	-10,964	43,851	0,90	0,60	-5,0	0,173
M6	T	M.06 - Muratura cavedi con controparete in cartongesso	696,0	367	0,040	-11,328	43,668	0,90	0,60	-5,0	0,163
M8	T	M.08 - Muro verso esterno - parete sud	705,0	832	0,004	-15,643	34,402	0,90	0,60	-5,0	0,164
M9	U	M.09 - Muro versodoppia altezza - isolamento	227,5	105	0,125	-6,902	23,807	0,90	0,60	-2,5	0,266
M10	U	M.10 - Muro vano scale - strutturale con isolamento	395,0	723	0,028	-10,597	22,200	0,90	0,60	10,0	0,284
M11	U	M.11 - Muro verso cavedi con isolamento	195,0	105	0,199	-5,913	24,291	0,90	0,60	10,0	0,352
M12	U	Muro -1 54cm	590,0	1298	0,010	-14,652	6,079	0,90	0,60	10,0	0,377
M15	U	Muro verso bagni	182,5	105	0,208	-5,328	15,123	0,90	0,60	10,0	0,358

Pavimenti:

Cod	Tipo	Descrizione	Sp [mm]	Ms [kg/m ²]	Y_{IE} [W/m ² K]	Sfasamento [h]	C_T [kJ/m ² K]	ϵ [-]	α [-]	ϑ [°C]	Ue [W/m ² K]
P4	U	PAV-04 - Pavimento spogliatoio B1	420,0	878	0,016	-13,623	63,459	0,90	0,60	0,0	0,373
P5	U	PAV-05 - Pavimento piano terra	370,0	723	0,024	-9,683	4,778	0,90	0,60	5,0	0,285
P6	U	PAV-06 - Pavimento bagni B1	420,0	878	0,016	-13,623	63,459	0,90	0,60	0,0	0,373
P7	D	PAV-07 - Pavimento piano tipo	300,0	720	0,376	-8,533	70,912	0,90	0,60	-	2,174
P10	U	Pavimento B2	420,0	878	0,016	-13,623	63,459	0,90	0,60	0,0	0,373

Soffitti:

Cod	Tipo	Descrizione	Sp [mm]	Ms [kg/m ²]	Y_{IE} [W/m ² K]	Sfasamento [h]	C_T [kJ/m ² K]	ϵ [-]	α [-]	ϑ [°C]	Ue [W/m ² K]
S2	U	CON-02 - soffitto piano B2	350,0	725	0,074	-9,162	9,961	0,90	0,60	7,5	0,572
S7	D	CON-07 - Pavimento piano tipo	300,0	720	0,850	-7,905	108,894	0,90	0,60	-	3,125
S9	U	PAV-09 - Pavimento verso locale tecnico	450,0	804	0,021	-12,255	101,019	0,90	0,60	-5,0	0,211

Figura 1.3 – elenco dei componenti opachi (estratto dalla ex. Legge 10/91)

Le superfici trasparenti sono invece riepilogate nella seguente immagine, estrapolata dalla relazione sul contenimento dei consumi energetici, ex. Legge 10/91.

Viene utilizzata la seguente simbologia:

- ϵ : emissività;
- $g_{gl,n}$: fattore di trasmittanza solare;
- fc_{inv} : fattore tendaggi (energia invernale);
- fc_{est} : fattore tendaggi (energia estiva);
- H : altezza del componente finestrato;
- L : larghezza del componente finestrato;
- U_g : trasmittanza del vetro;
- U_w : trasmittanza del serramento, comprensivo di vetro e telaio;
- θ : temperatura esterna o temperatura del locale adiacente;
- Agf : area del vetro;
- Lgf : perimetro del vetro.

Componenti finestrati:

Cod	Tipo	Descrizione	vetro	ϵ	$g_{gl,n}$	fc_{inv}	fc_{est}	H [cm]	L [cm]	U_g [W/m ² K]	U_w [W/m ² K]	θ [°C]	Agf [m ²]	Lgf [m]
W1	T	Finestra piano tipo	Triplo	0,837	0,250	1,00	0,30	320,0	200,0	0,600	1,200	-5,0	5,890	10,000
W2	T	Facciata continua nord	Triplo	0,837	0,250	1,00	0,30	320,0	200,0	0,600	1,200	-5,0	6,400	10,400
W3	T	Finestra rotonda SUD	Triplo	0,837	0,300	1,00	1,00	80,0	80,0	0,600	1,400	-5,0	0,490	2,800
W4	T	Facciata continua piano terra	Triplo	0,837	0,250	1,00	0,30	320,0	200,0	0,600	1,200	-5,0	6,400	10,400
W5	T	Porte piano terra	Triplo	0,837	0,300	1,00	1,00	320,0	200,0	0,600	1,400	-5,0	6,400	10,400
W6	T	facciata continua piano B1	Triplo	0,837	0,250	1,00	0,30	320,0	200,0	0,600	1,200	-5,0	6,400	10,400
W7	T	Finestra piano interrato	Triplo	0,837	0,250	1,00	0,30	320,0	200,0	0,600	1,200	-5,0	5,890	10,000

Figura 1.4 – elenco dei componenti finestrati (estratto dalla ex. Legge 10/91)

1.2.4 Principio di funzionamento dell'impianto di climatizzazione

La climatizzazione estiva ed invernale è affidata a due gruppi polivalenti in grado di sfruttare il contenuto entalpico dell'acqua di falda per la produzione simultanea di acqua calda e refrigerata, necessarie per il trattamento dell'aria di rinnovo e per l'alimentazione delle batterie dei ventilconvettori collocati negli ambienti da climatizzare. L'acqua di falda, in estate, è inoltre utilizzata per alimentare la batteria di preraffreddamento dell'UTA del museo.

Il ricambio ed il trattamento dell'aria sono operati da due differenti unità di trattamento aria:

- una UTA (denominata APMU) dedicata al solo archivio (piano B2), per il quale è prevista una configurazione tutt'aria;
- una UTA (denominata ACAR) riservata a tutti gli altri ambienti museali climatizzati (da PT a P5). Per questi ambienti la configurazione di impianto è di tipo misto aria-acqua e le condizioni di temperatura, umidità relativa e ricambio di aria sono regolate sia dall'UTA, sia attraverso numerosi fan coil idronici posizionati in ambiente, in prossimità delle superfici vetrate.

La produzione di ACS è affidata a una PDC Booster che si occupa di incrementare la temperatura dell'acqua prodotta dai gruppi polivalenti fino al valore di 65 °C.

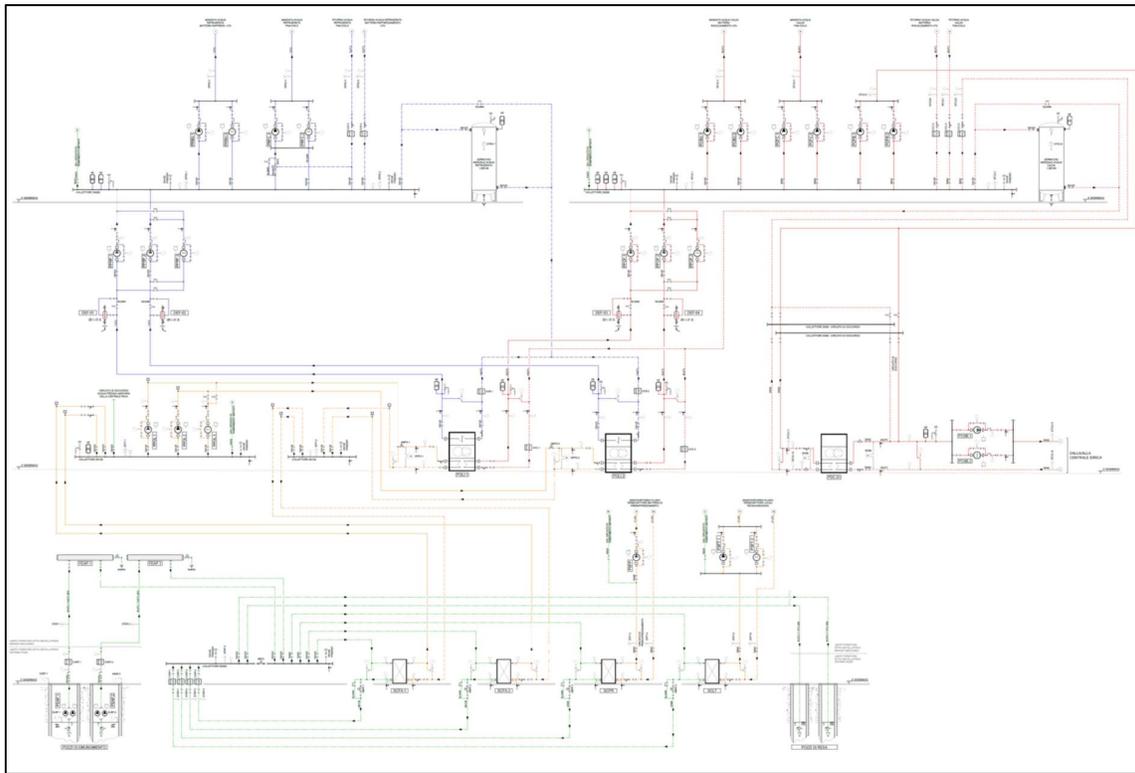


Figura 1.5 – schema di impianto (v. allegato A)

Viene di seguito rappresentato lo schema di impianto relativo alla distribuzione idronica dell'acqua calda e refrigerata, prodotta dalle unità polivalenti collocate al terzo piano interrato. Ad ogni piano del museo sono indicati gli stacchi delle tubazioni necessarie per l'alimentazione della rete di ventilconvettori collocati in tutti i piani fuori terra a ridosso delle superfici vetrate. Le tubazioni dirette al piano sesto, sono necessarie all'alimentazione delle batterie di riscaldamento, raffrescamento e post-riscaldamento delle UTA museo e dell'archivio.

Il collegamento fra il locale tecnico e la centrale idrica rappresenta la rete scambio richiesta per il pre-riscaldamento dell'acqua ad uso sanitario, operato dai gruppi polivalenti. successivamente la temperatura dell'ACS verrà incrementata dalla pompa di calore booster dedicata.

Infine, in arancione, è indicata la rete di distribuzione alimentata ad acqua di falda, necessaria al pre-raffreddamento della batteria dell'UTA del museo e diretta ai locali tecnici, archivi e control room per il raffreddamento in free-cooling delle macchine elettriche.

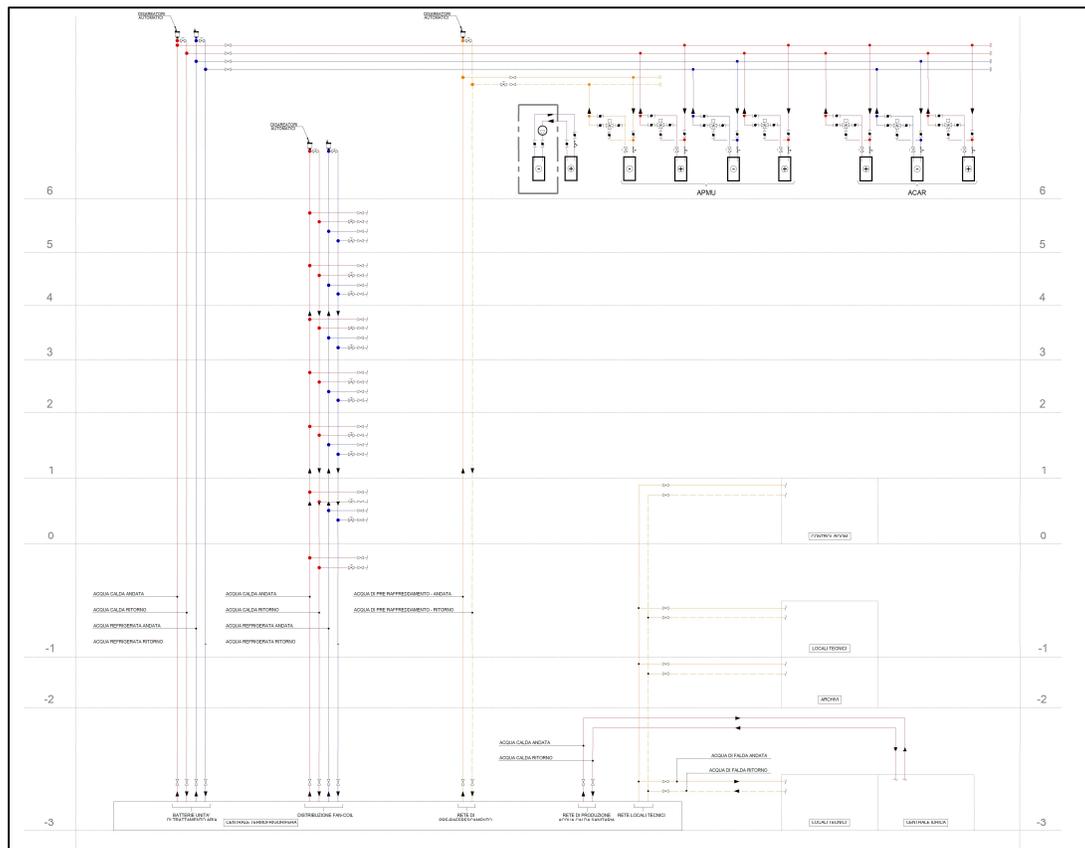


Figura 1.6 – schema distribuzione acqua calda e refrigerata (v. allegato B)

1.3 Considerazioni preliminari

1.3.1 Descrizione dei dati geometrici dell'edificio

Il Museo Nazionale della Resistenza è un edificio di oltre 3500 m², caratterizzato da elevati scambi termici attraverso le numerosissime superfici vetrate, è pertanto necessario prevedere soluzioni impiantistiche in grado sia di fronteggiare il carico termico richiesto, sia di uniformare le condizioni termo-igrometriche all'interno degli ambienti.

Viene di seguito riassunto il processo di dimensionamento effettuato per i differenti componenti di impianto presenti.

La tabella “dati geometrici” riporta le superfici ed i volumi dei locali che costituiscono l'intero edificio.

Tabella 1.1 – dati geometrici

dati geometrici					
pos.	piano	descrizione	sup. m ²	alt.	vol.
1	B3	impianti	317,7	4,0	1.270,7
2	B2	biblioteca Parri	367,6	4,0	1.470,4
3	B2	archivio	152,3	4,0	609,2
4	B2	impianti	21,5	4,0	85,9
5	B1	deposito	51,4	4,0	205,6
6	B1	locale rifiuti	22,8	4,0	91,2
7	B1	servizi igienici	37,4	2,4	89,9
8	00	main lobby	148,6	3,5	520,0
9	00	filtro di uscita	55,9	3,5	195,5
10	00	bookshop	70,0	3,5	245,0
11	00	spazio multifunzionale	206,9	3,5	724,2
12	01	sala conferenze	149,8	3,2	479,4
13	01	sala lettura	115,2	3,2	368,6
14	01	uffici	131,1	3,2	419,5
15	01	deposito	7,5	3,2	24,0
16	01	servizi igienici	14,1	2,4	33,9
17	01	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7
18	02	spazio museale	470,4	3,2	1.505,3
19	02	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7
20	03	spazio museale	470,4	3,2	1.505,3
21	03	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7
22	04	spazio museale	427,0	3,2	1.366,4
23	04	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7
24	05	spazio per eventi temporanei	191,2	3,2	612,0
25	05	sbarco ascensori	11,0	3,2	35,2
26	05	spazio doppia altezza	77,3	4,5	344,0
totale			3.565,5		12.356,0

1.3.2 Portate di aria primaria

Per ogni locale da climatizzare sono state definite sia la portata d'aria minima da garantire in funzione della destinazione d'uso e del numero di persone, sia gli indici di affollamento, ossia il numero di persone presenti in un determinato ambiente, al metro quadro, come previsto dalla norme UNI 10339.

Viene fissato, come scelta progettuale, un valore minimo di aria di ricambio, pari a 1 volume ambiente all'ora, che verrà confrontato con i valori minimi previsti dalla norma e, al più, preso in considerazione qualora il valore minimo richiesto risulti inferiore.

Si vuole inoltre mantenere elevata la circolazione di aria nel locale archivio e nella zona biblioteca, mantenendo 4 v.a./h al fine di ottimizzare la distribuzione dell'aria. La portata richiesta per il solo abbattimento del carico termico, infatti, risulterebbe considerevolmente più bassa.

(v. tabella 1.2)

1.3.3 Estrazione dell'aria e bilanci di pressione

Si provvede alla sola estrazione di aria, nei locali:

- rifiuti;
- servizi igienici;
- guardaroba;
- deposito fuori terra;
- macchine distributrici di bevande;

che pertanto risulteranno in leggera depressione rispetto agli ambienti circostanti. Questa scelta progettuale permette di evitare la fuoriuscita di aria dagli ambienti che si considerano avere aria di minore qualità, verso le zone circostanti.

Per le medesime ragioni viene pertanto immessa aria pulita nei locali più nobili con un eccesso del 25% del volume del locale, ogni ora, rispetto alla quantità di aria estratta, al fine di avere una leggera sovrappressione.

(v. tabella 1.2)

Tabella 1.2 – portate d'aria e indici di affollamento

DATI GENERALI DI INPUT		
1 - Portate aria e indici di affollamento		
Portate d'aria primaria (UNI10339)		
archivio	-	m ³ /h/pers.
biblioteca	20	m ³ /h/pers.
book-cafè	40	m ³ /h/pers.
deposito	-	m ³ /h/pers.
guardaroba	-	m ³ /h/pers.
main lobby	20	m ³ /h/pers.
sala conferenze	20	m ³ /h/pers.
sala lettura	20	m ³ /h/pers.
servizi igienici	-	m ³ /h/pers.
spazio museale	30	m ³ /h/pers.
spazio per eventi temporanei	30	m ³ /h/pers.
ufficio open space	40	m ³ /h/pers.
uffici singolo	40	m ³ /h/pers.
ricambio minimo locale climatizzato	1,0	v.a./h
ricambio minimo archivio	1,0	v.a./h
Indici di affollamento (UNI10339)		
archivio	-	pers./m ²
biblioteca	0,30	pers./m ²
book-cafè	0,80	pers./m ²
deposito	-	pers./m ²
guardaroba	-	pers./m ²
main lobby	0,30	pers./m ²
sala conferenze	0,30	pers./m ²
sala lettura	0,30	pers./m ²
servizi igienici	-	pers./m ²
spazio museale*	0,30	pers./m ²
spazio per eventi temporanei*	0,30	pers./m ²
ufficio open space	0,12	pers./m ²
uffici singolo	0,06	pers./m ²
* tasso di occupazione della superficie	50%	
Portate aria estratta/ripresa		
deposito fuori terra	2,0	vol/h
guardaroba	2,0	vol/h
servizi igienici	6,0	vol/h
locale rifiuti	2,0	v.a./h
macchine di distributrici bevande	1.000	m ³ /h
Sovrappressioni		
generale	0,25	v.a./h
Circolazioni aria biblioteca Parri / archivio		
biblioteca Parri	4,0	v.a./h
Estrazione fumi - depositi		
mandata aria	6,0	v.a./h
estrazione fumi	6,0	v.a./h

1.3.4 Condizioni termo-igrometriche di progetto

Vengono ora riportate le condizioni esterne ed interne di progetto, nel regime di funzionamento estivo, nella località considerata, Milano, per la valutazione dei carichi termici ed il conseguente dimensionamento delle macchine.

Considerando che l'aria verrà immessa in ambiente attraverso fancoil a terra, viene fissata la temperatura di immissione dell'aria pari a 16°C così da ridurre l'impatto con l'aria a bassa temperatura in prossimità dei terminali.

Le condizioni interne di progetto possono differire dalla destinazione d'uso, è infatti ammessa una deroga alle condizioni previste dalla UNI 10339 per gli spazi occupati, in estate, nel caso di specifiche applicazioni che richiedono condizioni termoigrometriche esclusive. Nella fattispecie, le condizioni standard di temperatura, 26°C e 55% UR, previste per gli spazi museali, differiscono per gli ambienti in cui è previsto lo stoccaggio di libri e pellicole cinematografiche per i quali i valori di riferimento adottati sono riportati nella tabella successiva. Analogamente avviene per le condizioni di progetto invernali.

(v. tabella 1.3)

Tabella 1.3 – condizioni di progetto, regime di funzionamento estivo

2 - Funzionamento estivo		
Dati input estivi considerati per il calcolo dei carichi termici		
Temperatura aria esterna	32,0	°C
Umidità aria esterna	55	%
Entalpia aria esterna	71,0	kJ/kg
Efficienza reale recuperatore	0%	
Densità dell'aria esterna (per una temperatura di 32°C)	1,13	kg/m ³
Calore specifico dell'aria esterna (per una temperatura di 32°C)	1,03	kJ/kg*K
Temperatura di mandata aria primaria	16,0	°C
Persone	calore sensibile	46,0 W/pers.
	calore latente	70,0 W/pers.
condizioni termoigrometriche aria biblioteca Parri (solo pellicole film) - estate		
carico latente deposito Parri	0,4	gvap/kgas
Temperatura aria ambiente	14,0	°C
Umidità aria ambiente	40,0	%
Entalpia aria ambiente	24,2	kJ/kg
condizioni termoigrometriche aria biblioteca Parri - estate		
Temperatura aria ambiente	22,0	°C
Umidità aria ambiente	50,0	%
Entalpia aria ambiente	43,3	kJ/kg
condizioni termoigrometriche aria spazi museali - estate		
Temperatura aria ambiente	26,0	°C
Umidità aria ambiente	55,0	%
Entalpia aria ambiente	56,1	kJ/kg
carichi interni / FM		
archivio	5,0	W/m ²
biblioteca	25,0	W/m ²
book-café	25,0	W/m ²
deposito	1,0	W/m ²
guardaroba	5,0	W/m ²
main lobby	25,0	W/m ²
sala conferenze	25,0	W/m ²
sala lettura	25,0	W/m ²
servizi igienici	25,0	W/m ²
spazio museale	25,0	W/m ²
spazio per eventi temporanei	25,0	W/m ²
ufficio open space	25,0	W/m ²
uffici singolo	25,0	W/m ²

Analogamente al caso estivo, vengono ora riportate le condizioni di temperatura e di umidità relativa di progetto sia esterne, sia interne. Anche in questo caso le condizioni termigrometriche della biblioteca Parri sono differenti rispetto alle altre zone climatizzate del Museo.

Tabella 1.4 – condizioni di progetto, regime di funzionamento invernale

3 - Funzionamento invernale			
Dati input invernali considerati per il calcolo dei carichi termici			
aria esterna	temperatura	-	5,0 °C
	umidità relativa		80 %
	entalpia	-	0,0 kJ/kg
temperatura locali non riscaldati			10,0 °C
temperatura aria in uscita dal recuperatore di calore			5,0 °C
condizioni termoigrometriche aria biblioteca Parri (solo pellicole film)- inverno			
carico latente deposito Parri			0,4 gvap/kgas
Temperatura aria ambiente			14,0 °C
Umidità aria ambiente			40,0 %
Entalpia aria ambiente			24,2 kJ/kg
condizioni termoigrometriche aria biblioteca Parri - inverno			
Temperatura aria ambiente			22,0 °C
Umidità aria ambiente			50,0 %
Entalpia aria ambiente			43,3 kJ/kg
condizioni termoigrometriche aria spazi museali - inverno			
Temperatura aria ambiente			20,0 °C
Umidità aria ambiente			40,0 %
Entalpia aria ambiente			35,0 kJ/kg
Temperatura aria ambiente verso i WC (da locali vicini)			20,0 °C

1.3.5 Illuminazione

Gli impianti di illuminazione interni ed esterni soddisfano l'art. 136 del Regolamento Edilizio del comune di Milano (2016). In particolare:

- negli ambienti utilizzati in modo non continuativo devono essere installati sensori di presenza;
- l'impianto è adeguatamente parzializzato con accensioni locali;
- negli ambienti uffici devono essere installati sensori combinati di luminosità e presenza;
- sono utilizzate sorgenti luminose (alimentatori + lampade) di classe A (LED di colore naturale) o superiore.

Nelle aree esterne:

- sono utilizzati interruttori crepuscolari;
- sono utilizzati apparecchi illuminanti ad alto rendimento ottico dotati di lampade ad alta efficienza;
- viene rispettata la normativa vigente in tema di inquinamento luminoso.

Tabella 1.5 – illuminazione degli ambienti

illuminazione		
archivio	5,0	W/m ²
biblioteca	10,0	W/m ²
book-café	10,0	W/m ²
deposito	10,0	W/m ²
guardaroba	10,0	W/m ²
main lobby	10,0	W/m ²
sala conferenze	10,0	W/m ²
sala lettura	10,0	W/m ²
servizi igienici	10,0	W/m ²
spazio museale	10,0	W/m ²
spazio per eventi temporanei	10,0	W/m ²
ufficio open space	10,0	W/m ²
uffici singolo	10,0	W/m ²

1.3.6 Fluidi termovettori

La tabella seguente riepiloga le temperature dei fluidi dell'impianto nelle differenti condizioni di lavoro, estive e invernali, in particolare:

- le temperature dell'acqua calda e fredda prodotta dai gruppi polivalenti;
- la temperatura di produzione ACS, ad opera della PDC Booster;
- la temperatura di emungimento dell'acqua di falda;
- la temperatura dell'acqua di falda circolante nelle batterie di preraffreddamento, la quale differisce della temperatura di emungimento di circa 1°C a causa dei rendimenti degli scambiatori interposti e degli scambi termici indesiderati durante il percorso, limitati dall'isolamento termico presente sulle tubazioni;
- la temperatura dell'acqua destinata sia ai terminali ambiente, i fan coil sia, in inverno, ai radiatori a bassa temperatura.

(v. tabella 1.6)

Tabella 1.6 – temperature dei fluidi termovettori, funzionamento estivo ed invernale

4 - Temperature fluidi			
4.1 - Funzionamento estivo			
Temperatura acqua unità polivalente	ingresso	7,0	°C
	uscita	12,0	°C
	ΔT acqua	5,0	°C
Temperatura acqua unità PDC	ingresso	60,0	°C
	uscita	65,0	°C
	ΔT acqua	5,0	°C
Temperatura acqua di falda	emungimento	16,0	°C
	reimmissione	20,5	°C
	ΔT acqua	4,5	°C
Temperatura acqua di falda batt. preraffr.	ingresso	17,0	°C
	uscita	21,5	°C
	ΔT acqua	4,5	°C
ventilconvettori			
Temperatura acqua fan-coils	ingresso	7,0	°C
	uscita	12,0	°C
ΔT acqua		5,0	°C
4.2 - Funzionamento invernale			
Temperatura acqua unità polivalente	ingresso	45,0	°C
	uscita	50,0	°C
	ΔT acqua	5,0	°C
Temperatura acqua unità PDC	ingresso	60,0	°C
	uscita	65,0	°C
	ΔT acqua	5,0	°C
Temperatura acqua di falda	emungimento	14,0	°C
	reimmissione	7,0	°C
	ΔT acqua	7,0	°C
ventilconvettori e lame d'aria			
Temperatura acqua ventil. e rec. cal.	ingresso	50,0	°C
	uscita	45,0	°C
ΔT acqua		5,0	°C
radiatori			
Temperatura acqua radiatori	ingresso	50,0	°C
	uscita	45,0	°C
4.3 - Acqua calda e fredda sanitaria			
Temperatura acquedotto		12,0	°C
Temperatura ingresso acqua bollitore		65,0	°C
Temperatura uscita acqua bollitore		60,0	°C
ΔT temperatura andata acqua calda bollitore		5,0	°C
Temperatura accumulo acs		53,0	°C
Temperatura andata acs utenze		42,0	°C
4.4 - Generale			
Cp acqua		4,186	kJ/kg*K

1.4 Calcolo delle portate di aria

1.4.1 Portata di aria esterna

La portata di aria esterna da immettere negli spazi in cui è previsto lo stazionamento di persone è definito scegliendo il valore massimo fra:

- la portata determinata sulla base dell'indice di affollamento definito dalla UNI 10339;
- la portata minima ammessa per ogni locale climatizzato, pari a 1 v.a./h.

(v. tabella 1.7)

1.4.2 Portata aria di ripresa

Come precedentemente descritto, negli ambienti climatizzati vogliamo mantenere una sovrappressione pari a 0,25 v.a/h, pertanto andremo ad estrarre una quantità di aria inferiore rispetto alla portata d'aria immessa.

L'aria di ripresa estratta è poi interamente espulsa, passando però attraverso un recuperatore di calore.

La portata di aria esterna complessivamente immessa negli spazi climatizzati è pari a 19765 m³/h.

(v. tabella 1.7)

1.4.3 Portata di aria estratta

Alcuni locali però devono essere mantenuti in depressione poiché si vuole evitare che l'aria inquinata fuoriesca da tali ambienti:

- deposito fuori terra, portata di estrazione pari a 2 v.a./h;
- guardaroba, portata di estrazione pari a 2 v.a./h;
- servizi igienici, portata di estrazione pari a 6 v.a./h;
- locale rifiuti, portata di estrazione pari a 2 v.a./h.

in questi locali non viene immessa aria in modo diretto, ma solamente estratta ed espulsa. La portata di aria di ricambio è garantita dai trafiletti provenienti dai locali adiacenti.

Le zone “bookshop” e “spazio multifunzionale” sono inoltre provviste di cappa di estrazione, in grado di rimuovere 1000 m³/h di aria ciascuna.

(v. tabella 1.7)

L’aria estratta, a differenza dell’aria di ripresa, viene eliminata direttamente senza passare da un recuperatore di calore, al fine di evitare che possibili trafilemanti incidano sulla qualità dell’aria immessa, né si è optato per una soluzione di scambio termico mediante fluido termovettore, dal momento che la portata di aria espulsa dai locali più inquinati risulta contenuta.

La portata di aria di ripresa ed estratta, incluso il contributo delle cappe, è pari a 20230 m³/h.

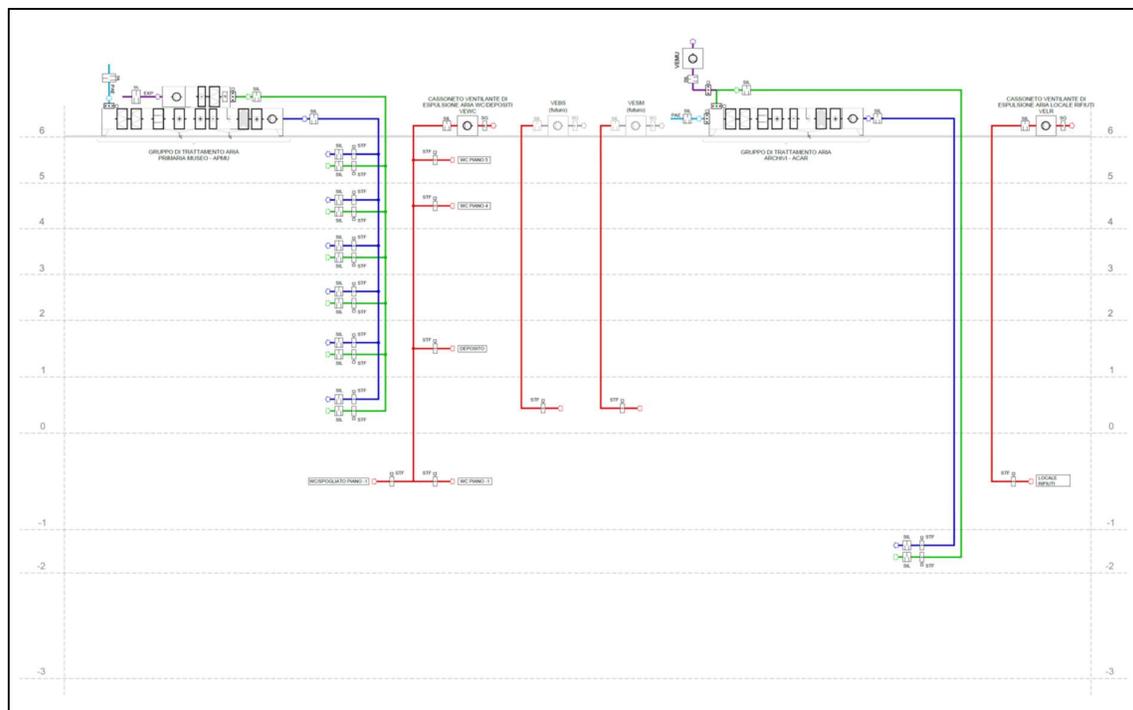


Figura 1.7 – schema aerulico (v. allegato C)

Tabella 1.7 – calcolo delle portate di aria

n° progr.	piano	descrizione	sup. m ²	alt. m	vol. m ³	PORTATE ARIA				ripresa aria		estrazione aria		codice	
						numero di persone	numero di persone layout	scelto	in base pers. m ³ /h	minima m ³ /h	scelta m ³ /h	WC/dep. m ³ /h	cappa m ³ /h	UTA	vent. esp.
1	B2	biblioteca Parri	367,6	4,0	1.470,4	-	-	-	-	1.475	1.475	1.110	-	ACAR	-
2	B2	archivio	152,3	4,0	609,2	-	-	-	-	610	610	460	-	ACAR	-
3	B1	locale rifiuti	22,8	4,0	91,2	-	-	-	-	-	-	-	185	VELR	-
4	B1	servizi igienici	37,4	2,4	89,9	-	-	-	-	-	-	-	540	VEWC	-
5	00	main lobby	148,6	3,5	520,0	45	52	52	1.040	525	1.040	910	-	APMU	-
6	00	filtro di uscita	55,9	3,5	195,5	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
7	00	bookshop	70,0	3,5	245,0	21	27	27	810	245	810	750	-	APMU	VEBS
8	00	spazio multifunzionale	206,9	3,5	724,2	63	80	80	2.400	725	2.400	2.220	-	APMU	VESM
9	01	sala conferenze	149,8	3,2	479,4	45	58	58	1.740	480	1.740	1.625	-	APMU	-
10	01	sala lettura	115,2	3,2	368,6	35	45	45	1.350	370	1.350	1.260	-	APMU	-
11	01	uffici	131,1	3,2	419,5	16	20	20	800	420	800	700	-	APMU	-
12	01	deposito	7,5	3,2	24,0	-	-	-	-	-	-	-	50	VEDE	-
13	01	servizi igienici	14,1	2,4	33,9	-	-	-	-	-	-	-	205	VEWC	-
14	01	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
15	02	spazio museale	470,4	3,2	1.505,3	71	91	91	2.730	1.510	2.730	2.355	-	APMU	-
16	02	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
17	03	spazio museale	470,4	3,2	1.505,3	71	91	91	2.730	1.510	2.730	2.355	-	APMU	-
18	03	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
19	04	spazio museale	427,0	3,2	1.366,4	65	83	83	2.490	1.370	2.490	2.150	-	APMU	-
20	04	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
21	05	spazio per eventi temporanei	191,2	3,2	612,0	29	37	37	1.110	615	1.110	960	-	APMU	-
22	05	sbarco ascensori	11,0	3,2	35,2	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
23	05	spazio doppia altezza	77,3	4,5	344,0	12	16	16	480	345	480	395	-	APMU	-
totale			3.175,0		10.793,8	473,0	600	600	17.680	10.200	19.765	17.250	980		2.000

Tabella 1.8 – calcolo delle portate di aria – riepilogo

riepilogo			
pos.	codice app.	aria primaria m ³ /h	aria ripresa/ estratta m ³ /h
1	APMU	17.680	15.680
2	ACAR	2.085	1.570
3	VEDE	-	50
4	VEWC	-	745
5	VELR	-	185
6	VEBS	-	1.000
7	VESM	-	1.000
totale		19.765	20.230

1.5 Calcolo degli scambi termici dell'involucro

1.5.1 Dispersioni di calore

La seguente tabella riepiloga le dispersioni di calore di ogni locale del Museo, calcolate nelle condizioni invernali di progetto.

Tabella 1.9 – calcolo delle dispersioni di calore

DISPERSIONI DI CALORE									
n° progr.	piano	cod.	descrizione locale	area	altezza netta	volume netto	trasmis. di calore Φ_{tr}	inerzia del sistema Φ_{rh}	dispersioni totali Φ_{hl}
				A m ²	h m	V m ³	kW	kW	kW
museo									
2	B2	B2.1	biblioteca Parri	367,6	4,0	1.470,4	2,2	1,7	3,9
3	B2	B2.2	archivio	152,3	4,0	609,2	5,5	2,3	7,8
7	B1	B1.7	servizi igienici	37,4	2,4	89,9	0,1	0,2	0,3
8	00	00.1	main lobby	148,6	3,5	520,0	7,6	3,7	11,3
9	00	00.2	filtro di uscita	55,9	3,5	195,5	0,1	0,2	0,2
10	00	00.3	bookshop	70,0	3,5	245,0	5,6	1,9	7,5
11	00	00.4	spazio multifunzionale	206,9	3,5	724,2	0,1	0,2	0,3
12	01	01.1	sala conferenze	149,8	3,2	479,4	5,5	2,4	7,9
13	01	01.2	sala lettura	115,2	3,2	368,6	2,5	1,8	4,3
14	01	01.3	uffici	131,1	3,2	419,5	3,6	3,6	7,2
15	01	01.4	deposito	7,5	3,2	24,0	-	-	-
16	01	01.5	servizi igienici	14,1	2,4	33,9	-	0,2	0,2
17	01	01.6	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	0,1	0,2	0,3
18	02	02.1	spazio museale	470,4	3,2	1.505,3	10,9	7,8	18,7
19	02	02.2	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	0,1	0,2	0,3
20	03	03.1	spazio museale	470,4	3,2	1.505,3	10,9	7,8	18,7
21	03	03.2	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	0,1	0,2	0,3
22	04	04.1	spazio museale	427,0	3,2	1.366,4	10,9	3,2	14,1
23	04	04.2	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	0,1	0,2	0,3
24	05	05.1	spazio per eventi temporanei	191,2	3,2	612,0	9,0	2,0	11,1
25	05	05.2	sbarco ascensori	11,0	3,2	35,2	0,1	0,2	0,3
26	05	05.3	spazio doppia altezza	77,3	4,5	344,0	9,0	2,0	11,1
									125,9

Le dispersioni di calore totali delle zone riscaldate, ammontano complessivamente a 125,9 kW, di cui 114,2 kW riguardano gli spazi museali, mentre le dispersioni relative ad archivio e Biblioteca Parri sono pari a 11,7 kW.

1.5.2 Apporti termici esterni e carichi endogeni

Gli apporti termici dovuti all'irraggiamento solare ad ai carichi endogeni, riportati nella tabella seguente, vengono calcolati al fine di poter dimensionare l'impianto di climatizzazione estiva nelle condizioni di progetto e garantire all'edificio il mantenimento delle condizioni termigrometriche anche quando la temperatura esterna raggiunge i 32 °C e il 55% di umidità relativa.

I seguenti apporti termici riepilogati in tabella non includono la potenza frigorifera necessaria al trattamento dell'aria esterna di rinnovo. Il carico sensibile calcolato per la zona museale, rappresenta infatti il solo fabbisogno frigorifero ambiente a carico dei fan coil. La zona termica corrispondente all'archivio e alla Biblioteca Parri non contiene nessun ventilconvettore, pertanto gli apporti termici calcolati verranno compensati dall'impianto tutt'aria dedicato.

Gli apporti termici esterni ed i carichi endogeni calcolati, sono dati dal contributo di:

- irraggiamento solare sulle pareti esterne ed entrante nell'edificio attraverso le superfici vetrate;
- calore sensibile trasmesso attraverso le pareti, per conduzione, dovuto al gradiente di temperatura fra zona esterna e interna;
- calore sensibile e latente dovuto alla presenza di persone nell'edificio, stabilita precedentemente attraverso l'indice di affollamento, tramite il quale è possibile stimare il contributo di calore sensibile medio, considerando 46 W/persona e l'apporto di calore latente medio, pari a 70 W/persona;
- calore sensibile dovuto all'illuminazione e potenza termica dispersa dagli altri componenti elettrici eventualmente presenti nel locale.

Il carico termico sensibile totale da abbattere relativo allo spazio museale è pari a 203,5 kW, mentre il carico latente è di 42,0 kW.

Gli apporti di calore sensibile relativi ad archivio e Biblioteca Parri ammontano invece a 11,9 kW.

Tabella 1.10 – calcolo degli apporti termici esterni e dei carichi endogeni

n° progr.		piano cod.	descrizione locale	area A m ²	altezza netta h m	volume netto V m ³	RIENTRATE DI CALORE									
							irragg.	rientr.	persone		carichi ele.		totale			
							Φ_{IRR}	Φ_{TR}	$\Phi_{SENS,PERS}$	lat.	$\Phi_{SENS,ELE}$	sens.	lat.	$\Phi_{HG,gen.}$		
							KW	KW	KW	KW	KW	KW	KW	KW	KW	
museo																
1	B2	B2.1	biblioteca Parri	367,6	4,0	1.470,4	0,6	3,9				3,7	8,2	-	8,2	
2	B2	B2.2	archivio	152,3	4,0	609,2	0,6	1,5				1,5	3,7	-	3,7	
3	B1	B1.7	servizi igienici	37,4	2,4	89,9	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
4	00	00.1	main lobby	148,6	3,5	520,0	13,5	0,8	2,4	3,6	5,2	21,9	3,6	25,5		
5	00	00.2	filtro di uscita	55,9	3,5	195,5	-	0,0	-	-	2,0	2,0	-	2,0		
6	00	00.3	bookshop	70,0	3,5	245,0	7,4	0,1	1,2	1,9	2,5	11,2	1,9	13,1		
7	00	00.4	spazio multifunzionale	206,9	3,5	724,2	-	0,1	3,7	5,6	7,2	11,0	5,6	16,6		
8	01	01.1	sala conferenze	149,8	3,2	479,4	5,5	0,1	2,7	4,1	5,2	13,5	4,1	17,6		
9	01	01.2	sala lettura	115,2	3,2	368,6	3,1	0,1	2,1	3,2	4,0	9,2	3,2	12,4		
10	01	01.3	uffici	131,1	3,2	419,5	4,6	0,8	0,9	1,4	4,6	10,9	1,4	12,3		
11	01	01.4	deposito	7,5	3,2	24,0	-	-	-	-	-	-	-	-		
12	01	01.5	servizi igienici	14,1	2,4	33,9	-	-	-	-	-	-	-	-		
13	01	01.6	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	-	0,1	-	-	0,4	0,5	-	0,5		
14	02	02.1	spazio museale	470,4	3,2	1.505,3	8,8	2,5	4,2	6,4	16,5	32,0	6,4	38,3		
15	02	02.2	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	-	0,1	-	-	0,4	0,5	-	0,5		
16	03	03.1	spazio museale	470,4	3,2	1.505,3	8,7	2,5	4,2	6,4	16,5	31,9	6,4	38,3		
17	03	03.2	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	-	0,1	-	-	0,4	0,5	-	0,5		
18	04	04.1	spazio museale	427,0	3,2	1.366,4	8,2	2,5	3,8	5,8	14,9	29,5	5,8	35,3		
19	04	04.2	sbarco ascensori	12,1	3,2	38,7	-	0,1	-	-	0,4	0,5	-	0,5		
20	05	05.1	spazio per eventi temporanei	191,2	3,2	612,0	4,7	1,6	1,7	2,6	6,7	14,7	2,6	17,3		
21	05	05.2	sbarco ascensori	11,0	3,2	35,2	-	0,1	-	-	0,4	0,5	-	0,5		
22	05	05.3	spazio doppia altezza	77,3	4,5	344,0	9,8	0,1	0,7	1,1	2,7	13,4	1,1	14,5		
							75,5	17,1			95,3	215,4	42,0	257,4		

1.6 Unità di trattamento aria

1.6.1 UTA spazio museale, funzionamento estivo

L'unità di trattamento aria dello spazio museale, ha il compito di garantire il ricambio minimo di aria richiesto per ogni ambiente climatizzato e contestualmente abbattere il carico latente prodotto internamente al Museo. La temperatura di immissione è variabile e può raggiungere le condizioni di "punto neutro", ossia a 26 °C. L'abbattimento del carico sensibile è affidato ai terminali ambiente idronici.

L'UTA dello spazio museale si occupa quindi di eliminare l'aria inquinata, immettendo aria esterna pulita e trattata. L'abbattimento del carico sensibile è affidato alle unità idroniche.

L'UTA non necessita di movimentare portate superiori alle portate di rinnovo, ossia 17680 m³/h poiché sebbene non permettano il completo abbattimento del carico latente, la restante parte verrà abbattuta dai fan coil.

Per un completo abbattimento del carico latente prodotto dalle 600 persone presenti nel Museo, sarebbe necessario immettere aria avente una umidità assoluta inferiore di 3,10 g_v/kg_{a,s} rispetto alle condizioni che vogliamo mantenere in ambiente, come mostrato nella tabella seguente:

Tabella 1.11 – carico latente UTA spazio museale

ΔX CALCOLO - MUSEO		
portata d'aria totale		17.680 m ³ /h
n° di persone		600 pers.
calore latente	per ogni persona	70,0 W/cad.
	totale	42,0 kW
		36.120 kCal/h
calore di vaporizzazione		2.442 kJ/kgv
		583 kCal/kgv
densità specifica dell'aria		0,88 m ³ /kg
ΔX		3,10 grv/kga

È possibile osservare però che alimentando la batteria di raffreddamento con acqua a in: 7 °C – out: 12 °C non è possibile realizzare tutto il ΔX richiesto, il quale pertanto verrà completato dai terminali ambiente.

L'UTA potrà infatti garantire un abbattimento del grado di umidità assoluto pari a circa 1,72 g_v/kg_{a,s} rispetto alle condizioni che vogliamo mantenere in ambiente. È stata ipotizzata una batteria a 8 ranghi con velocità frontale dell'aria pari a 2,5 secondi.

1.6.2 UTA spazio museale, funzionamento invernale

Durante il funzionamento invernale l'UTA deve garantire, analogamente al caso estivo, il ricambio d'aria previsto per ogni ambiente, immettendo aria esterna trattata.

L'aria immessa dovrà quindi essere riscaldata fino alla temperatura di 24 °C, poi umidificata in modo adiabatico attraverso il passaggio in un pacco evaporante in cellulosa, raggiungendo il grado igrometrico desiderato, pari a 6 g_v/kg_{a.s.}, e la temperatura di 14,2 °C, ed infine post-riscaldata per essere quindi introdotta in ambiente alla temperatura di 22°C.

Anche nel funzionamento invernale, buona parte del fabbisogno termico verrà coperto dalle unità idroniche ambiente.

Viene di seguito rappresentato il posizionamento delle UTA, collocate al piano sesto:

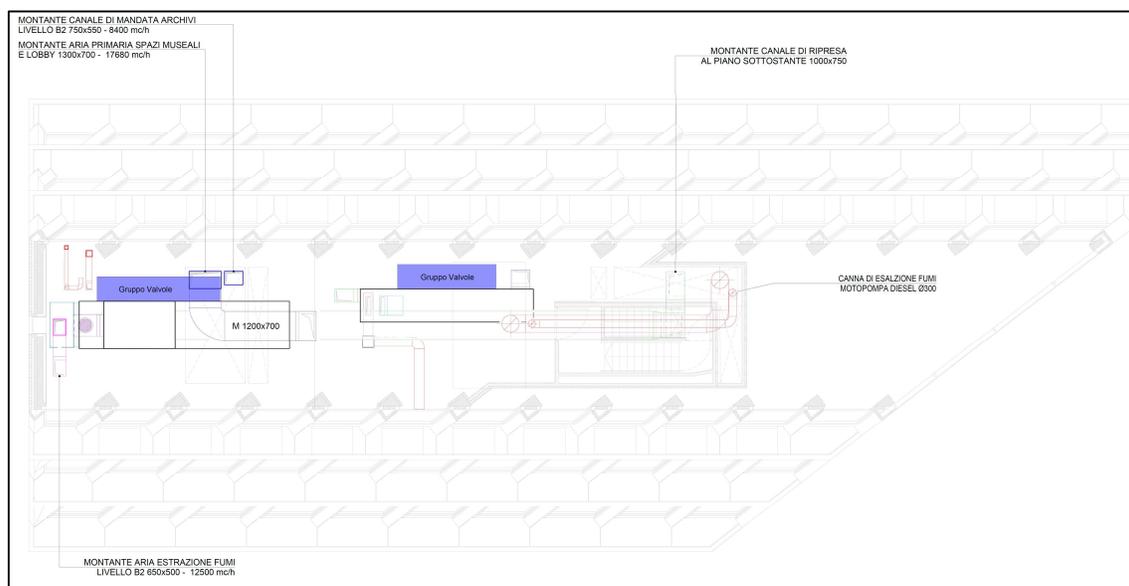


Figura 1.8 – posizionamento delle UTA – pianta piano sesto (v. allegato D)

1.6.3 Sezioni UTA spazio museale

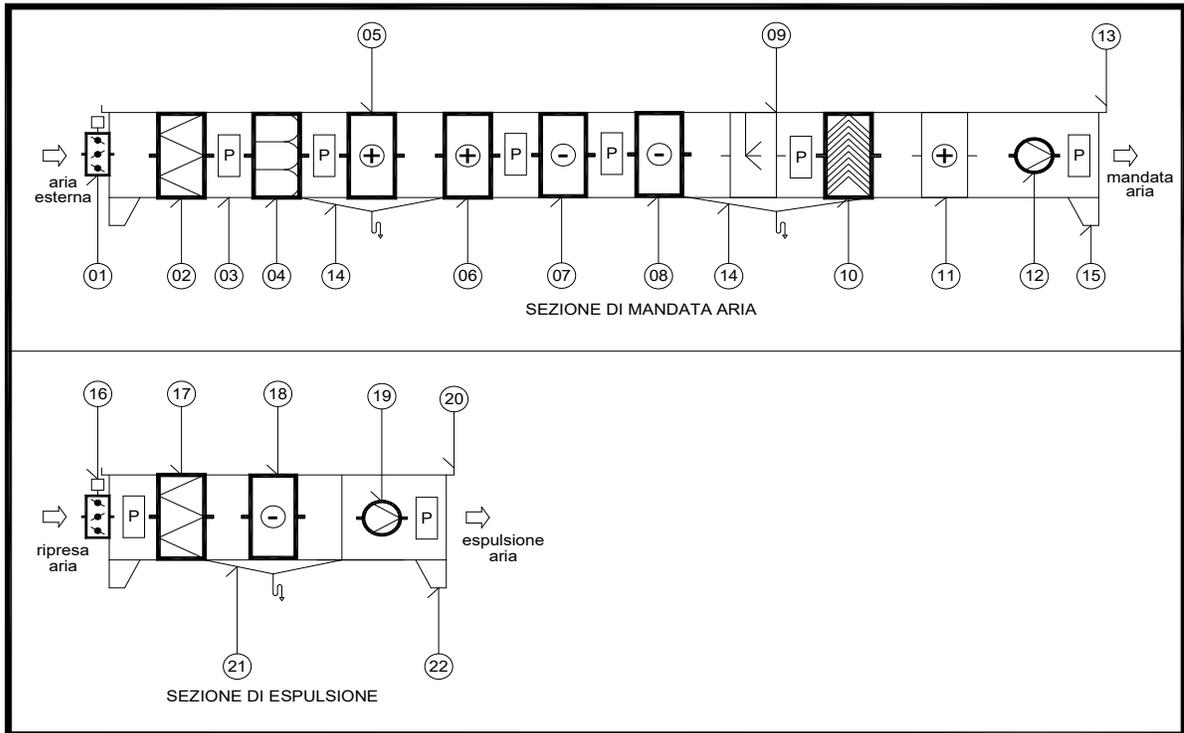


Figura 1.9 – UTA museo

1. serranda aria esterna, regolabile, ad alette contrapposte;
2. filtri sintetici, efficienza G4;
3. sezione vuota per futura installazione di filtri a carbone attivo;
4. filtri a tasche, efficienza F9;
5. batteria di recupero calore sensibile;
6. batteria riscaldante con tubi in rame ed alette in alluminio;
7. batteria di preraffreddamento ad acqua di falda con tubi in rame ed alette in alluminio;
8. batteria di raffreddamento ad acqua refrigerata con tubi in rame ed alette in alluminio;
9. umidificatore adiabatico con pacco evaporante in cellulosa;
10. separatore di gocce;
11. batteria di post-riscaldamento ad acqua calda con tubi in rame ed alette in alluminio;
12. sezione ventilante di mandata;
13. tetto di protezione contro le intemperie;
14. bacinella di raccolta condensa in acciaio inox, con scarico sifonato;
15. basamento/telaio;

16. serranda aria di espulsione, regolabile, ad alette contrapposte;
 17. filtri sintetici, efficienza G4;
 18. batteria di recupero calore sensibile;
 19. sezione ventilante di ripresa;
 20. tetto di protezione contro le intemperie;
 21. bacinella di raccolta condensa in acciaio inox, con scarico sifonato;
 22. basamento/telaio
- P. apertura di accesso per l'ispezione.

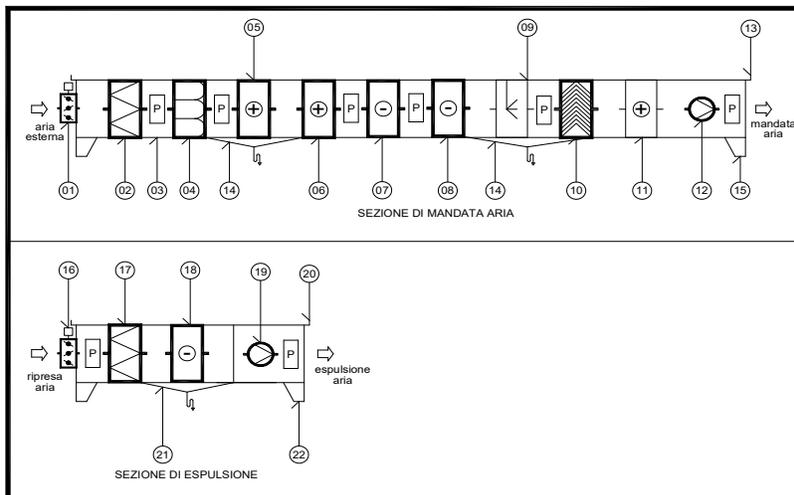
Il dimensionamento di ogni sezione costituente l'UTA degli spazi museali, è riportato nella tabella seguente. Durante il dimensionamento è stato adottato un approccio conservativo, trascurando il contributo dovuto al recuperatore di calore sensibile, sia in estate, sia in inverno, affinché le batterie siano in grado di garantire il soddisfacimento delle condizioni di progetto anche in assenza del recuperatore.

Tabella 1.12 – gruppo di trattamento aria dello spazio museale

IMPIANTO di CLIMATIZZAZIONE - SCHEDA TECNICA GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA APMU - MUSEO			
gruppo di trattamento aria a sezioni componibili, per installazione all'interno del fabbricato, costruzione in pannelli a doppia parete (zincata interna e preverniciata esterna), isolamento termico interposto a base di poliuretano espanso sp. 50 mm., costituito dai seguenti componenti nel senso di attraversamento dell'aria:			
01	serranda aria esterna in alluminio, ad alette contrapposte, guarnizioni di tenuta sulle alette per garantire la perfetta ermeticità a serranda chiusa, accoppiamento a servomotore on-off, ritorno a molla in assenza di tensione, griglia in alluminio con alette parapioggia e rete antinsetto.		
	- portata aria	17.680	m ³ /h
02	filtri sintetici, efficienza G4		
03	sezione vuota per futura installazione filtri a carbone attivo		
04	filtri a tasche, efficienza F9, PM2,5 min. 90%		
05	batteria di recupero calore		
06	batteria riscaldante ad acqua calda, con tubi in rame ed alette in alluminio, avente le seguenti caratteristiche di funzionamento:		
	- minimo passo delle alette	2,5	mm
	- portata aria	17.680	m ³ /h
	- temperatura aria entrante	- 5,0	°C
	- temperatura aria uscente	24,0	°C
	- temperatura acqua entrante	50,0	°C
	- temperatura acqua uscente	45,0	°C
	- portata acqua	29.738	litri/h
	- potenza termica	172,9	kW
	- max. velocità aria sulla superficie frontale	2,5	m/sec
	- max. perdita di carico lato acqua	2,0	m.c.a.
<i>Nota: maggiorazione di scambio della superficie della batteria 40%</i>			
07	batteria di preraffreddamento ad acqua di falda, con tubi in rame ed alette in alluminio, avente le seguenti		
	- minimo passo delle alette	2,5	mm
	- portata aria	17.680	m ³ /h
	- temperatura aria entrante	32,0	°C
	- umidità relativa aria entrante	55%	
	- entalpia aria entrante	74,3	kJ/kg
	- temperatura aria uscente	22,2	°C
	- umidità relativa aria uscente	89%	
	- entalpia aria uscente	60,3	kJ/kg
	- temperatura acqua entrante	17,0	°C
	- temperatura acqua uscente	21,5	°C
	- portata acqua	15.480	litri/h
	- potenza frigorifera	81,0	kW
	- max. velocità aria sulla superficie frontale	2,5	m/sec
	- max. perdita di carico lato acqua	2,5	m.c.a.
<i>Nota: maggiorazione di scambio della superficie della batteria 30%</i>			

IMPIANTO di CLIMATIZZAZIONE - SCHEDA TECNICA GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA APMU - MUSEO			
08	batteria di raffreddamento ad acqua refrigerata, con tubi in rame ed alette in alluminio, avente le seguenti caratteristiche di funzionamento:		
	-	minimo passo delle alette	2,5 mm
	-	portata aria	17.680 m ³ /h
	-	temperatura aria entrante	22,2 °C
	-	umidità relativa aria entrante	89,0%
	-	entalpia aria entrante	60,3 kJ/kg
	-	temperatura aria uscente	12,7 °C
	-	umidità relativa aria uscente	100%
	-	entalpia aria uscente	35,8 kJ/kg
	-	temperatura acqua entrante	7,0 °C
	-	temperatura acqua uscente	12,0 °C
	-	portata acqua	24.424 litri/h
	-	potenza frigorifera	142,0 kW
	-	max. velocità aria sulla superficie frontale	2,5 m/sec
-	max. perdita di carico lato acqua	2,5 m.c.a.	
<i>Nota: maggiorazione di scambio della superficie della batteria 30%</i>			
09	sezione di umidificazione invernale dell'aria con pacco evaporante in cellulosa sp. 200 mm, tubo di distribuzione sopra il pacco evaporante, attacchi di scarico sifonato e troppo pieno:		
	-	portata aria	17.680 m ³ /h
	-	umidità assoluta aria entrante	2,1 gr/kg
	-	umidità assoluta aria uscente	6,0 gr/kg
	-	temperatura aria entrante	24,0 °C
	-	temperatura aria uscente	14,2 °C
	-	portata acqua evaporata	90 l/h
10	separatori di gocce in acciaio inox		
11	batteria di postriscaldamento ad acqua calda, con tubi in rame ed alette in alluminio, avente le seguenti caratteristiche di funzionamento:		
	-	minimo passo delle alette	2,5 mm
	-	max. velocità aria sulla superficie frontale	2,5 m/sec
	-	max. perdita di carico lato acqua	2,0 m.c.a.
	<i>funzionamento estivo</i>		
	-	portata aria	17.680 m ³ /h
	-	temperatura aria entrante	12,7 °C
	-	temperatura aria uscente	26,0 °C
	-	temperatura acqua entrante	50,0 °C
	-	temperatura acqua uscente	45,0 °C
	-	portata acqua	13.618 litri/h
	-	potenza termica	79,2 kW
	<i>funzionamento invernale</i>		
	-	portata aria	17.680 m ³ /h
	-	temperatura aria entrante	14,2 °C
	-	temperatura aria uscente	22,0 °C
	-	temperatura acqua entrante	50,0 °C
	-	temperatura acqua uscente	45,0 °C
	-	portata acqua	8.009 litri/h
-	potenza termica	46,6 kW	
<i>Nota: maggiorazione di scambio della superficie della batteria 40%</i>			

IMPIANTO di CLIMATIZZAZIONE - SCHEDA TECNICA			
GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA APMU - MUSEO			
12	sezione ventilante di mandata, girante centrifuga a doppia aspirazione. Motore direttamente accoppiato previsto per azionamento tramite inverter (plug fan), inverter compreso nella fornitura, avente le seguenti caratteristiche costruttive:		
-	portata aria	17.680	m ³ /h
-	pressione statica esterna	400	Pa
-	potenza assorbita	10,1	kW
-	potenza installata	15,0	kW
-	velocità del ventilatore	1.712	giri/min.
-	alimentazione elettrica	400/3/50	
13	tetto di protezione contro le intemperie		
14	bacinella di raccolta condensa in acciaio inox con scarico sifonato		
15	basamento/telaio		
P	portina di accesso per l'ispezione interna dei componenti del gruppo		
16	serranda di espulsione aria in alluminio, ad alette contrapposte, guarnizioni di tenuta sulle alette per garantire la perfetta ermeticità a serranda chiusa, accoppiamento a servomotore on-off, ritorno a molla in assenza di tensione, griglia in alluminio con alette parapigioggia e rete antinsetto.		
	Portata d'aria:	17.680	m ³ /h
17	filtri sintetici, efficienza G4		
18	batteria di recupero calore		
19	sezione ventilante di ripresa, girante centrifuga a doppia aspirazione. Motore direttamente accoppiato previsto per azionamento tramite inverter (plug fan), inverter compreso nella fornitura, avente le seguenti caratteristiche costruttive:		
-	portata aria	15.680	m ³ /h
-	pressione statica esterna	350	Pa
-	potenza assorbita	4,4	kW
-	potenza installata	7,5	kW
-	velocità del ventilatore	1.284	giri/min.
-	alimentazione elettrica	400/3/50	
20	tetto di protezione contro le intemperie		
21	bacinella di raccolta condensa in acciaio inox con scarico sifonato		
22	basamento/telaio		
P	portina di accesso per l'ispezione interna dei componenti del gruppo		



1.6.4 UTA archivio, funzionamento normale

L'unità di trattamento aria ACAR si occupa della climatizzazione tutt'aria dell'archivio e della biblioteca Parri, situati al secondo piano interrato. Come descritto precedentemente, nel funzionamento a regime, in questi ambienti deve essere garantito un ricambio di aria esterna pari a 1 v.a/h, per un valore complessivo di portata di 2085 m³/h di aria primaria immessa.

Il dimensionamento della portata d'aria complessivamente circolante è effettuato considerando la movimentazione di 4 v.a/h, 8400 m³/h, ossia una consistente maggiorazione rispetto alla portata di aria necessaria per l'abbattimento dei carichi termici. Tale scelta ha l'obiettivo di ottimizzare la distribuzione dell'aria in ambiente.

Archivio e Biblioteca Parri richiedono il mantenimento delle medesime condizioni termigrometriche durante tutto l'anno, 22 °C e 50% UR. La zona riservata all'archiviazione delle pellicole film, deve essere invece mantenuta alle condizioni di 14 °C e 40% UR; questo è reso possibile dall'aggiunta di una macchina frigorifera dedicata, acqua-aria, predisposta per condensare con l'acqua di falda, in grado di mantenere le condizioni richieste nella sola zona di archiviazione delle pellicole film. Tuttavia, non è prevista la realizzazione di questo impianto dedicato, in questa fase del progetto, verrà aggiunto in un secondo momento.

1.6.5 UTA archivio, funzionamento estivo

Nelle condizioni di funzionamento estivo l'UTA deve compensare i carichi sensibile e latente dell'aria esterna di rinnovo, prima di essere introdotta in ambiente, ed i carichi interni generati nelle zone termiche "archivio" e "Biblioteca Parri". La batteria di raffreddamento è posta a valle del mescolamento delle correnti di aria interna ricircolata e di aria esterna. Si consideri una batteria di 8 ranghi con fattore di by-pass di 0,03, questa sarà in grado di portare l'aria alla temperatura di 11 °C, la quale verrà post riscaldata fino alla temperatura di 18 °C. La batteria di post riscaldamento è dimensionata affinché sia in grado di immettere aria nelle condizioni di punto neutro.

1.6.6 UTA archivio, funzionamento invernale

Nelle condizioni di funzionamento invernale, a valle del mescolamento, è necessario riscaldare l'aria fino alla temperatura di 22°C effettuando quindi un processo di umidificazione adiabatica

per innalzare il grado igrometrico dell'aria. Seguirà quindi un post riscaldamento fino alle condizioni di immissione a 27 °C. La batteria di post riscaldamento è dimensionata per portare l'aria, nelle condizioni invernali, fino a 29 °C.

1.6.7 Sezioni UTA archivio

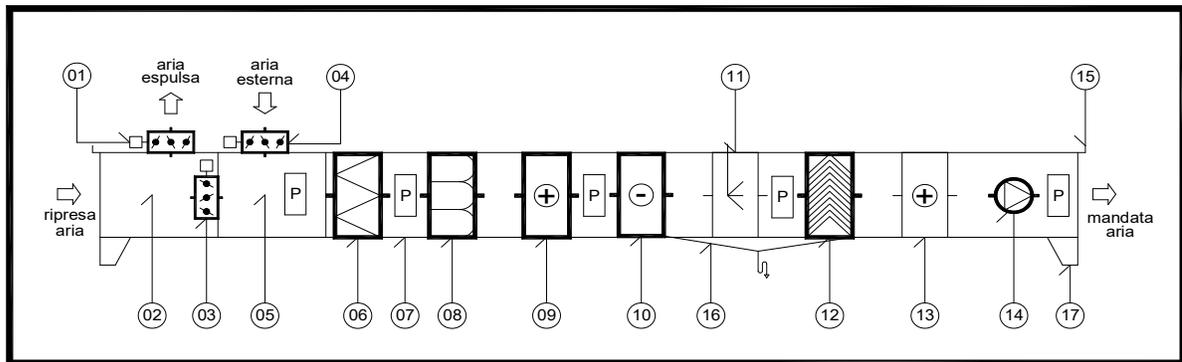


Figura 1.10 – UTA archivio

1. serranda aria di espulsione, in alluminio, regolabile, ad alette contrapposte;
 2. cassa di smistamento aria espulsa e aria ricircolata;
 3. serranda di passaggio aria ricircolata, in alluminio, regolabile, ad alette contrapposte;
 4. serranda di ingresso aria esterna, in alluminio, regolabile, ad alette contrapposte;
 5. cassa di miscela aria esterna e aria ricircolata;
 6. filtri sintetici, efficienza G4;
 7. sezione vuota per futura installazione di filtri a carbone attivo;
 8. filtri a tasche, efficienza F9;
 9. batteria di riscaldamento ad acqua calda, con tubi in rame ed alette in alluminio;
 10. batteria di raffreddamento ad acqua refrigerata, con tubi in rame ed alette in alluminio;
 11. umidificatore adiabatico con pacco evaporante in cellulosa;
 12. separatore di gocce in acciaio inox;
 13. batteria di post-riscaldamento ad acqua calda, con tubi in rame ed alette in alluminio;
 14. sezione ventilante di mandata;
 15. tetto di protezione contro le intemperie;
 16. bacinella di raccolta condensa in acciaio inox, con scarico sifonato;
 17. basamento/telaio;
- P. portina di accesso per l'ispezione interna dei componenti del gruppo.

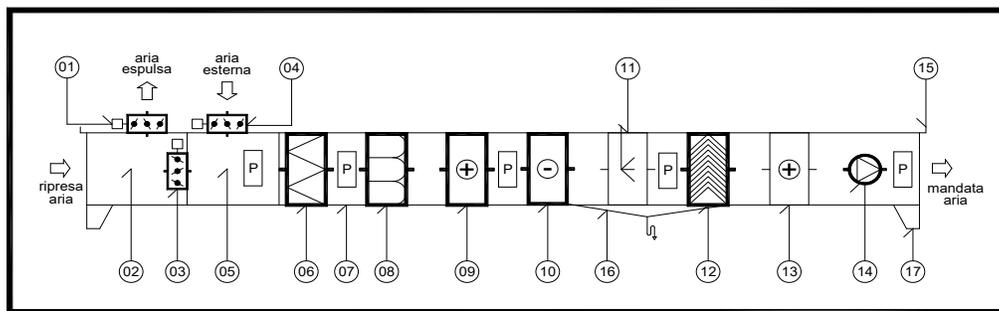
L'UTA rappresentata non prevede l'installazione del ventilatore di ripresa dell'aria internamente alla macchina, bensì è separato e posizionato esternamente affinché possa agire sia da ventilatore di ripresa dell'aria, in condizioni di funzionamento normali, sia da estrattore di fumi nell'eventuale funzionamento in emergenza, evitando il danneggiamento dei componenti interni all'unità di trattamento aria, a causa, ad esempio, del passaggio di fumi caldi generati da un incendio.

Tabella 1.13 – gruppo di trattamento aria archivio – funzionamento normale

IMPIANTO di CLIMATIZZAZIONE - SCHEDA TECNICA GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA ACAR - ARCHIVIO			
gruppo di trattamento aria a sezioni componibili, per installazione all'interno del fabbricato, costruzione in pannelli a doppia parete (zincata interna e preverniciata esterna), isolamento termico interposto a base di poliuretano espanso sp. 50 mm., costituito dai seguenti componenti nel senso di attraversamento dell'aria:			
01	serranda di espulsione aria in alluminio, ad alette contrapposte, guarnizioni di tenuta sulle alette per garantire la perfetta ermeticità a serranda chiusa, accoppiamento a servomotore on-off, ritorno a molla in assenza di tensione, griglia in alluminio con alette parapigioggia e rete antinsetto.		
	Portata d'aria:	2.085	m ³ /h
02	cassa di smistamento aria espulsa/aria ricircolata		
03	serranda aria ricircolata aria in alluminio, ad alette contrapposte, accoppiamento a servomotore on-off, ritorno a molla in assenza di tensione. Serranda dimensionata per il 100% di aria ricircolata.		
	Portata d'aria:	6.315	m ³ /h
04	serranda aria esterna in alluminio, ad alette contrapposte, guarnizioni di tenuta sulle alette per garantire la perfetta ermeticità a serranda chiusa, accoppiamento a servomotore on-off, ritorno a molla in assenza di tensione, griglia in alluminio con alette parapigioggia e rete antinsetto.		
	Portata d'aria:	2.085	m ³ /h
05	cassa di miscela aria esterna/aria ricircolata		
06	filtri sintetici, efficienza G4		
07	sezione vuota per futura installazione filtri a carbone attivo		
08	filtri a tasche, efficienza F9, PM2,5 min. 90%		
09	batteria riscaldante ad acqua calda, con tubi in rame ed alette in alluminio, avente le seguenti caratteristiche di funzionamento:		
	- minimo passo delle alette	2,5	mm
	- portata aria	8.400	m ³ /h
	- temperatura aria entrante	15,3	°C
	- temperatura aria uscente	22,0	°C
	- temperatura acqua entrante	50,0	°C
	- temperatura acqua uscente	45,0	°C
	- portata acqua	3.266	litri/h
	- potenza termica	19,0	kW
	- max. velocità aria sulla superficie frontale	2,5	m/sec
	- max. perdita di carico lato acqua	2,0	m.c.a.
<i>Nota: maggiorazione di scambio della superficie della batteria 40%</i>			

IMPIANTO di CLIMATIZZAZIONE - SCHEDA TECNICA			
GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA ACAR - ARCHIVIO			
10	batteria di raffreddamento ad acqua refrigerata, con tubi in rame ed alette in alluminio, avente le seguenti caratteristiche di funzionamento:		
-	minimo passo delle alette	2,5	mm
-	portata aria	8.400	m ³ /h
-	temperatura aria entrante	24,5	°C
-	umidità relativa aria entrante	54,0%	
-	entalpia aria entrante	50,6	kJ/kg
-	temperatura aria uscente	11,0	°C
-	umidità relativa aria uscente	98%	
-	entalpia aria uscente	31,3	kJ/kg
-	temperatura acqua entrante	7,0	°C
-	temperatura acqua uscente	12,0	°C
-	portata acqua	9.288	litri/h
-	potenza frigorifera	54,0	kW
-	max. velocità aria sulla superficie frontale	2,5	m/sec
-	max. perdita di carico lato acqua	2,5	m.c.a.
<i>Nota: maggiorazione di scambio della superficie della batteria 30%</i>			
11	sezione di umidificazione invernale dell'aria con pacco evaporante in cellulosa sp. 200 mm, tubo di distribuzione sopra il pacco evaporante, attacchi di scarico sifonato e troppo pieno:		
-	portata aria	8.400	m ³ /h
-	umidità assoluta aria entrante	6,7	gr/kg
-	umidità assoluta aria uscente	8,2	gr/kg
-	temperatura aria entrante	22,0	°C
-	temperatura aria uscente	18,2	°C
-	portata acqua evaporata	20	l/h
12	separatori di gocce in acciaio inox		
13	batteria di postriscaldamento ad acqua calda, con tubi in rame ed alette in alluminio, avente le seguenti caratteristiche di funzionamento:		
-	minimo passo delle alette	2,5	mm
-	max. velocità aria sulla superficie frontale	2,5	m/sec
-	max. perdita di carico lato acqua	2,0	m.c.a.
<i>funzionamento estivo</i>			
-	portata aria	8.400	m ³ /h
-	temperatura aria entrante	11,0	°C
-	temperatura aria uscente	22,0	°C
-	temperatura acqua entrante	50,0	°C
-	temperatura acqua uscente	45,0	°C
-	portata acqua	5.360	litri/h
-	potenza termica	31,2	kW
<i>funzionamento invernale</i>			
-	portata aria	8.400	m ³ /h
-	temperatura aria entrante	18,2	°C
-	temperatura aria uscente	29,0	°C
-	temperatura acqua entrante	50,0	°C
-	temperatura acqua uscente	45,0	°C
-	portata acqua	5.257	litri/h
-	potenza termica	30,6	kW
<i>Nota: maggiorazione di scambio della superficie della batteria 40%</i>			

IMPIANTO di CLIMATIZZAZIONE - SCHEDA TECNICA GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA ACAR - ARCHIVIO			
14	sezione ventilante di mandata, ventilatore di tipo binato (un ventilatore attivo, uno in stand-by), girante centrifuga a doppia aspirazione. Motore direttamente accoppiato previsto per azionamento tramite inverter (plug fan), inverter compreso nella fornitura, avente le seguenti caratteristiche costruttive:		
-	portata aria	8.400	m ³ /h
-	pressione statica esterna	450	Pa
-	potenza assorbita	4,3	kW
-	potenza installata	5,5	kW
-	velocità del ventilatore	2.222	giri/min.
-	alimentazione elettrica	400/3/50	
15	tetto di protezione contro le intemperie		
16	bacinella di raccolta condensa in acciaio inox con scarico sifonato		
17	basamento/telaio		
P	portina di accesso per l'ispezione interna dei componenti del gruppo		



1.6.8 UTA archivio, funzionamento in emergenza

L'UTA archivio è dimensionata per permettere un funzionamento in regime di "emergenza" in cui tutta l'aria immessa in ambiente, 8400 m³/h, viene prelevata dall'esterno e l'intera portata estratta, 6315 m³/h, viene espulsa. In questo regime di funzionamento si vuole mantenere una sovrappressione all'interno del locale.

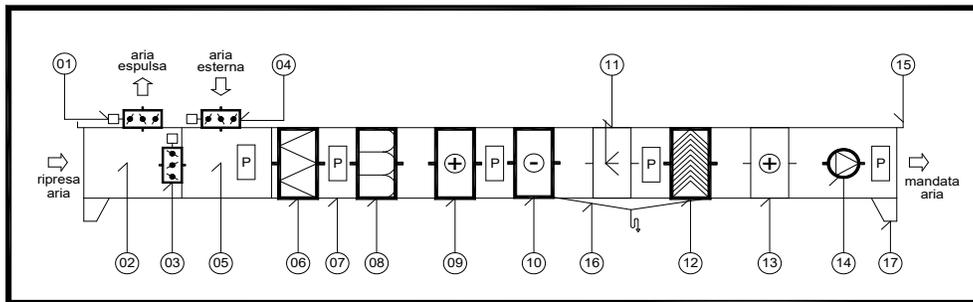
La potenza richiesta alle batterie di riscaldamento e raffrescamento risulterà pertanto considerevolmente maggiore, così come la portata di acqua trattata alla sezione deumidificante. I valori assunti per il dimensionamento dell'UTA si riferiscono al caso maggiormente critico, ossia il funzionamento in "regime di emergenza". Le potenze richieste alle varie unità della macchina sono riportate nella tabella seguente:

Tabella 1.14 – gruppo di trattamento aria archivio – funzionamento in emergenza

IMPIANTO di CLIMATIZZAZIONE - SCHEDA TECNICA			
GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA ACAR - ARCHIVIO (FUNZIONAMENTO IN EMERGENZA)			
gruppo di trattamento aria a sezioni componibili, per installazione all'interno del fabbricato, costruzione in pannelli a doppia parete (zincata interna e preverniciata esterna), isolamento termico interposto a base di poliuretano espanso sp. 50 mm., costituito dai seguenti componenti nel senso di attraversamento dell'aria:			
01	serranda di espulsione aria in alluminio, ad alette contrapposte, guarnizioni di tenuta sulle alette per garantire la perfetta ermeticità a serranda chiusa, accoppiamento a servomotore on-off, ritorno a molla in assenza di tensione, griglia in alluminio con alette parapiovvia e rete antinsetto.		
	Portata d'aria:	6.315	m ³ /h
02	cassa di smistamento aria espulsa/aria ricircolata		
03	serranda aria ricircolata aria in alluminio, ad alette contrapposte, accoppiamento a servomotore on-off, ritorno a molla in assenza di tensione. Serranda dimensionata per il 100% di aria ricircolata.		
	Portata d'aria:	-	m ³ /h
04	serranda aria esterna in alluminio, ad alette contrapposte, guarnizioni di tenuta sulle alette per garantire la perfetta ermeticità a serranda chiusa, accoppiamento a servomotore on-off, ritorno a molla in assenza di tensione, griglia in alluminio con alette parapiovvia e rete antinsetto.		
	Portata d'aria:	8.400	m ³ /h
05	cassa di miscela aria esterna/aria ricircolata		
06	filtri sintetici, efficienza G4		
07	sezione vuota per futura installazione filtri a carbone attivo		
08	filtri a tasche, efficienza F9, PM2,5 min. 90%		
09	batteria riscaldante ad acqua calda, con tubi in rame ed alette in alluminio, avente le seguenti caratteristiche di funzionamento:		
	- minimo passo delle alette	2,5	mm
	- portata aria	8.400	m ³ /h
	- temperatura aria entrante	-	5,0 °C
	- temperatura aria uscente	22,0	°C
	- temperatura acqua entrante	50,0	°C
	- temperatura acqua uscente	45,0	°C
	- portata acqua	13.155	litri/h
	- potenza termica	76,5	kW
	- max. velocità aria sulla superficie frontale	2,5	m/sec
	- max. perdita di carico lato acqua	2,0	m.c.a.
<i>Nota: maggiorazione di scambio della superficie della batteria 40%</i>			

IMPIANTO di CLIMATIZZAZIONE - SCHEDA TECNICA GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA ACAR - ARCHIVIO (FUNZIONAMENTO IN EMERGENZA)			
10	batteria di raffreddamento ad acqua refrigerata, con tubi in rame ed alette in alluminio, avente le seguenti caratteristiche di funzionamento:		
	-	minimo passo delle alette	2,5 mm
	-	portata aria	8.400 m ³ /h
	-	temperatura aria entrante	32,0 °C
	-	umidità relativa aria entrante	55%
	-	entalpia aria entrante	74,3 kJ/kg
	-	temperatura aria uscente	13,1 °C
	-	umidità relativa aria uscente	99%
	-	entalpia aria uscente	36,4 kJ/kg
	-	temperatura acqua entrante	7,0 °C
	-	temperatura acqua uscente	12,0 °C
	-	portata acqua	17.888 litri/h
	-	potenza frigorifera	104,0 kW
	-	max. velocità aria sulla superficie frontale	2,5 m/sec
	-	max. perdita di carico lato acqua	2,5 m.c.a.
<i>Nota: maggiorazione di scambio della superficie della batteria 30%</i>			
11	sezione di umidificazione invernale dell'aria con pacco evaporante in cellulosa sp. 200 mm, tubo di distribuzione soprail pacco evaporante, attacchi di scarico sifonato e troppo pieno:		
	-	portata aria	8.400 m ³ /h
	-	umidità assoluta aria entrante	2,0 gr/kg
	-	umidità assoluta aria uscente	6,0 gr/kg
	-	temperatura aria entrante	22,0 °C
	-	temperatura aria uscente	18,0 °C
	-	portata acqua evaporata	50 l/h
12	separatori di gocce in acciaio inox		
13	batteria di postriscaldamento ad acqua calda, con tubi in rame ed alette in alluminio, avente le seguenti caratteristiche di funzionamento:		
	-	minimo passo delle alette	2,5 mm
	-	max. velocità aria sulla superficie frontale	2,5 m/sec
	-	max. perdita di carico lato acqua	2,0 m.c.a.
	<i>funzionamento estivo</i>		
	-	portata aria	8.400 m ³ /h
	-	temperatura aria entrante	13,1 °C
	-	temperatura aria uscente	22,0 °C
	-	temperatura acqua entrante	50,0 °C
	-	temperatura acqua uscente	45,0 °C
	-	portata acqua	4.337 litri/h
	-	potenza termica	25,2 kW
	<i>funzionamento invernale</i>		
	-	portata aria	8.400 m ³ /h
	-	temperatura aria entrante	18,0 °C
	-	temperatura aria uscente	29,0 °C
	-	temperatura acqua entrante	50,0 °C
	-	temperatura acqua uscente	45,0 °C
	-	portata acqua	5.360 litri/h
	-	potenza termica	31,2 kW
<i>Nota: maggiorazione di scambio della superficie della batteria 40%</i>			

IMPIANTO di CLIMATIZZAZIONE - SCHEDA TECNICA			
GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA ACAR - ARCHIVIO (FUNZIONAMENTO IN EMERGENZA)			
14	sezione ventilante di mandata, ventilatore di tipo binato (un ventilatore attivo, uno in stand-by), girante centrifuga a doppia aspirazione. Motore direttamente accoppiato previsto per azionamento tramite inverter (plug fan), inverter compreso nella fornitura, avente le seguenti caratteristiche costruttive:		
-	portata aria	8.400	m ³ /h
-	pressione statica esterna	450	Pa
-	potenza assorbita		kW
-	potenza installata		kW
-	velocità del ventilatore		giri/min.
-	alimentazione elettrica	400/3/50	
15	tetto di protezione contro le intemperie		
16	bacinella di raccolta condensa in acciaio inox con scarico sifonato		
17	basamento/telaio		
P	portina di accesso per l'ispezione interna dei componenti del gruppo		



1.6.9 Riepilogo delle caratteristiche principali delle UTA

Le tabelle seguenti riepilogano le caratteristiche principali delle differenti sezioni delle UTA.

Tabella 1.15 – riepilogo delle caratteristiche principali dell'UTA del museo

RIEPILOGO DELLE CARATTERISTICHE PRINCIPALI			
GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA APMU - MUSEO			
00	portata di aria trattata	17.680	m ³ /h
01	portata di aria esterna di rinnovo	17.680	m ³ /h
16	portata di aria di espulsa	17.680	m ³ /h
06	batteria riscaldante	172,9	kW
07	batteria preraffreddamento	81,0	kW
08	batteria di raffreddamento	142,0	kW
09	portata acqua all'umidificatore	90,0	l/h
11	batteria di post-riscaldamento	estate	79,2 kW
		inverno	46,6 kW
12	potenza ventilatore di mandata	10,1	kW
19	potenza ventilatore di ripresa	4,4	kW

Tabella 1.16 – riepilogo delle caratteristiche principali dell'UTA archivio, funzionamento normale

RIEPILOGO DELLE CARATTERISTICHE PRINCIPALI GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA ACAR - ARCHIVIO			
00	portata di aria trattata	8.400	m ³ /h
01	portata di aria espulsa	2.085	m ³ /h
03	portata di aria ricircolata	6.315	m ³ /h
09	batteria riscaldante	19,0	kW
10	batteria di raffreddamento	54,0	kW
11	portata acqua all'umidificatore	20,0	l/h
13	batteria di post-riscaldamento	estate	31,2 kW
		inverno	30,6 kW
14	potenza ventilatore di mandata	4,3	kW

Tabella 1.17 – riepilogo delle caratteristiche principali dell'UTA archivio, funzionamento in emergenza

RIEPILOGO DELLE CARATTERISTICHE PRINCIPALI GRUPPO di TRATTAMENTO ARIA ACAR - ARCHIVIO FUNZIONAMENTO IN EMERGENZA			
00	portata di aria trattata	8.400	m ³ /h
01	portata di aria espulsa	6.315	m ³ /h
03	portata di aria ricircolata	-	m ³ /h
09	batteria riscaldante	76,5	kW
10	batteria di raffreddamento	104,0	kW
11	portata acqua all'umidificatore	50,0	l/h
13	batteria di post-riscaldamento	estate	25,2 kW
		inverno	31,2 kW
14	potenza ventilatore di mandata	4,3	kW

1.7 Sezione di umidificazione dell'aria

Viene di seguito riepilogata la portata di acqua di osmosi necessaria alle sezioni di umidificazione delle unità di trattamento aria del Museo (APMU) e Archivio (APAR) nel regime di funzionamento invernale.

L'acqua di osmosi è privata della maggior parte dei sali che con il tempo andrebbero a solidificare nella sezione umidificante andando a ridurre l'efficienza di umidificazione e causando, in alcuni casi, la completa o parziale ostruzione al passaggio dell'acqua attraverso gli orifizi.

La sezione umidificante richiede periodici controlli e sanificazioni da parte di un tecnico specializzato che ne verifichi lo stato generale e ne preservi l'idoneità attraverso interventi di sanificazione.

Tabella 1.18 – calcolo delle portate di acqua osmotizzata

acqua osmotizzata - umidificazione UTA	
descrizione	portata acqua osmotizzata l/h
gruppo di trattamento aria APMU	90
gruppo di trattamento aria APAR	20
totale	110

1.8 Radiatori a bassa temperatura

L'installazione di radiatori a bassa temperatura è stata prevista nei locali "servizi igienici". Sono stati dimensionati al fine di mantenere la temperatura di 20 °C considerando sia le dispersioni termiche attraverso l'esterno e/o verso ambienti non riscaldati, sia la potenza termica persa attraverso il sistema di aspirazione dell'aria.

Tabella 1.19 – radiatori

RADIATORI - DATI DI INGRESSO			
temperatura acqua calda circuito secondario	andata	50,0	°C
	ritorno	45,0	°C
ΔT temperatura media dell'acqua calda - temperatura aria ambiente		27,5	°C
produttore			
modello			
profondità		101,0	mm
altezza		2.002	mm
passo		45	mm
coefficiente del radiatore		1,318	-
potenza termica di ciascun elemento	con ΔT=50°C	161,0	W
	con ΔT di progetto	70,0	W

La potenza termica di ciascun elemento con il ΔT aria-acqua di progetto, pari a 27,5 °C è data da:

$$P_{termica\ el.}(\Delta T = 27,5\ ^\circ C) = P_{termica\ el.}(\Delta T = 50\ ^\circ C) \cdot (1,318)^{\frac{27,5\ ^\circ C}{50\ ^\circ C}}$$

Tabella 1.20 – dimensionamento dei radiatori a bassa temperatura

DIMENSIONAMENTO DEI RADIATORI													
pos.	piano	loc.	descrizione	disp. calore Φhl	portata aria espulsa	disp. aria espulsa	disp. totali	radiatori	pot. term. spec.	elementi	lunghezza	portata acqua	
	n°			kW	m ³ /h	kW	kW	n°	kW/cad.	n°	mm	l/h/cad.	l/h
1	B1	B1.7	servizi igienici	0,28	540	3,63	3,91	2	1,96	28	1.260	337	674
2	01	01.5	servizi igienici	0,24	205	1,37	1,61	2	0,81	12	540	139	278
totale				0,52	745	5,0	5,52	4					952

1.9 Ventilconvettori a pavimento

Vengono di seguito riportati i principali dati di progetto dei fan coil a pavimento selezionati per gli spazi museali, di dimensioni e potenze differenti.

Il posizionamento dei fan coil negli spazi climatizzati del museo è previsto in prossimità delle pareti esterne e delle superfici vetrate, contribuendo a generare un effetto di schermatura alla radiazione solare entrante, attraverso la lama d'aria generata.

La distribuzione dell'acqua è garantita da un impianto ad anello a quattro tubi. Questa configurazione permette la regolazione della temperatura e dell'umidità relativa per ogni ambiente climatizzato, in maniera accurata e indipendente.

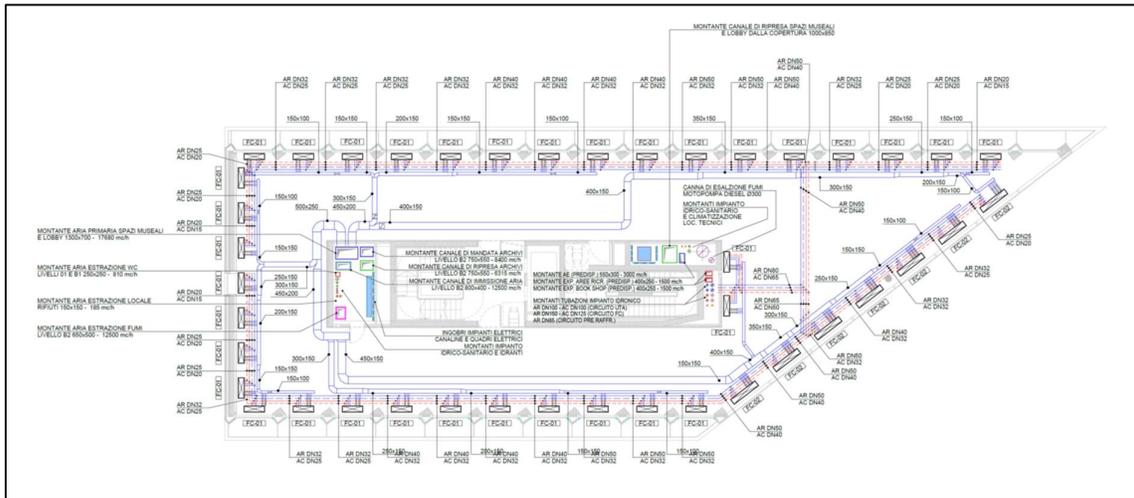


Figura 1.11 – disposizione ventilconvettori a pavimento – piano tipo (v. allegato D)

Tabella 1.21 – ventilconvettori taglia 1200 – dati tecnici

modello	potenza frig. reale		potenza termica teorica kW	potenza termica reale kW
	totale	sensibile		
	kW	kW		
1200-5	1,010	0,781	-	1,368
1200-6	1,075	0,892	-	1,546

modello	acqua refrigerata		acqua calda		portata aria vel. media		potenza elettrica assorbita W	potenza acustica db(A)	pressione acustica db(A)	dimensioni		
	portata acqua l/h	perdita di carico kPa	portata acqua l/h	perdita di carico kPa	0 Pa m³/h	30 Pa m³/h				lungh. mm	largh. mm	alt. mm
	1200-5	435	0,7	235	0,7	311				311	20	42
1200-6	462	0,9	266	0,9	348	348	20	45	37	1.200	350	175

Tabella 1.22 – ventilconvettori taglia 2000 – dati tecnici

modello	potenza frig. reale		potenza termica teorica kW	potenza termica reale kW
	totale	sensibile		
	kW	kW		
2000-5	2,06	1,59	-	2,947
2000-6	2,21	1,83	-	3,331

modello	acqua refrigerata		acqua calda		portata aria vel. media		potenza elettrica assorbita W	livello di potenza sonora db(A)	livello di pressione sonora db(A)	dimensioni		
	portata acqua l/h	perdita di carico kPa	portata acqua l/h	perdita di carico kPa	0 Pa					lungh. mm	largh. mm	alt. mm
					m ³ /h	m ³ /h						
2000-5	887	5,0	507	5,0	634	634	40	45	37	2.000	350	175
2000-6	950	6,4	573	6,4	716	716	40	48	40	2.000	350	175

La definizione del numero di terminali necessario è effettuata sulla base dei carichi termici estivi, calcolati per ogni ambiente, e verificata inoltre per le dispersioni termiche invernali, di valore inferiore rispetto alle prime.

Il numero di fan coil e la taglia richiesta è invece valutato considerando la necessità di avere un ambiente climatizzato in maniera uniforme e sulla base della disponibilità di spazio destinato all'installazione dei dispositivi, in accordo con le esigenze architettoniche.

In tutto lo spazio museale verranno installati in totale 190 fan coil di taglia 1200-5/1200-6 e 36 fan coil di taglia 2000-5. In questo modo verrà soddisfatto l'intero fabbisogno termico estivo ed invernale.

1.10 Riepilogo dei carichi frigoriferi e dei carichi termici

Vengono di seguito riepilogati i carichi frigoriferi ed i carichi termici precedentemente calcolati per la climatizzazione degli spazi museali e della zona archivio/biblioteca Parri, nelle condizioni di progetto, ed il carico termico prodotto dai locali elettrici posizionati al terzo piano interrato.

Tabella 1.23 – riepilogo dei carichi frigoriferi

CARICHI FRIGORIFERI - RIEPILOGO		
museo e archivio		
carico frigorifero totale fan-coils	203,5	kW
fabbisogno frigorifero batterie di preraffreddamento museo	81,0	kW
fabbisogno frigorifero batterie di raffreddamento museo e archivio	246,0	kW
fabbisogno frigorifero	530,5	kW
carico frigorifero - escluso preraffreddamento	449,5	kW
rientrate di calore tubazioni	5%	
carico frigorifero sulle unità polivalenti	472,0	kW
locali elettrici		
fabbisogno frigorifero batterie di raffreddamento rack al piano	20,0	kW
fabbisogno frigorifero batterie di raffreddamento armadi condizionatori (LT interrati)	80,0	kW
fattore di contemporaneità carichi locali tecnici elettrici	85%	
fabbisogno frigorifero parziale	85,0	kW
rientrate di calore tubazioni	5%	
fabbisogno frigorifero totale	89,3	kW

Tabella 1.24 – riepilogo dei carichi termici

CARICHI TERMICI - RIEPILOGO		
museo e archivio		
fabbisogno termico fancoil	113,7	kW
fabbisogno termico radiatori WC	5,5	kW
fabbisogno termico batterie di riscaldamento/postriscaldamento museo	219,5	kW
fabbisogno termico batterie di riscaldamento/post-riscaldamento archivio	107,6	kW
fabbisogno termico bollitori acqua calda sanitaria	16,3	kW
fabbisogno termico parziale	462,6	kW
dispersioni di calore tubazioni	7,5%	
fabbisogno termico totale	497,3	kW

1.11 Gruppi polivalenti

La produzione di acqua calda e refrigerata necessaria alla climatizzazione dell'edificio è affidata a due gruppi polivalenti, in grado quindi di produrre sia acqua calda e refrigerata per l'impianto simultaneamente, sia di produrle in maniera indipendente, grazie alla possibilità di condensare od evaporare con acqua di falda.

L'utilizzo di gruppi polivalenti permette quindi la possibilità di garantire una climatizzazione ottimale in tutte le stagioni, anche nelle circostanze in cui alcuni ambienti richiedano di essere riscaldati, mentre altri refrigerati, a causa, ad esempio, di un elevato irraggiamento entrante dalle superfici vetrate e di un elevato affollamento di alcuni ambienti.

La possibilità di avere acqua fredda e calda contestualmente, permette inoltre, nella stagione estiva, un accurato controllo della temperatura e del grado di umidità in ogni ambiente, andando a regolare in maniera differenziata le batterie di post-riscaldamento presenti nei terminali ambiente.

1.11.1 Macchina di Carnot

La macchina di Carnot è il presupposto teorico per descrivere il funzionamento della pompa di calore a compressione di vapore e, più in generale, della macchina polivalente. Dati due sistemi a diversa temperatura, T_1 e T_0 , è possibile produrre lavoro, in accordo con l'enunciato di Kelvin Planck¹, tramite una macchina ideale di Carnot, scambiando calore fra le sorgenti termiche.



Figura 1.12 – schema di funzionamento macchina di Carnot

Il rendimento di questo processo è dato dal rapporto fra l'effetto utile, il lavoro ottenuto dalla macchina, e l'energia spesa per ottenerlo, ossia il calore della sorgente ad alta temperatura. Nel caso ideale analizzato, entrambe queste grandezze sono funzione esclusivamente delle temperature entro cui evolvono i due sistemi.

$$\eta = \frac{L}{Q_1} = \frac{T_1 - T_0}{T_1} = 1 - \frac{T_0}{T_1}$$

1.11.2 Indici di prestazione

La pompa di calore è una macchina in grado di invertire il senso naturale di trasferimento di calore, a spese di un lavoro meccanico, in accordo con l'enunciato di Clausius². È quindi possibile trasferire calore dalla sorgente a più bassa entalpia verso la sorgente a più alto contenuto entalpico, a spese di un lavoro meccanico operato dal compressore.



Figura 1.13 – schema di funzionamento pompa di calore

¹Enunciato di Kelvin-Planck: è impossibile realizzare un ciclo con produzione di lavoro utilizzando una sola sorgente di calore.

²Enunciato di Clausius: è impossibile realizzare un ciclo che trasferisca calore da una sorgente, a una determinata temperatura, a una sorgente a temperatura più alta senza apporto di energia.

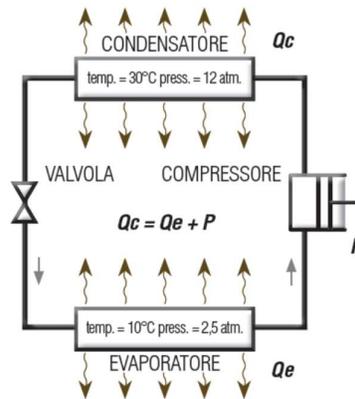


Figura 1.14 – ciclo termodinamico di una pompa di calore

COP

Il Coefficient Of Performance, COP, qualifica il comportamento di una pompa di calore ed è definito come il rapporto fra il calore scambiato verso la sorgente a più alta temperatura, l'effetto utile, e l'energia spesa per effettuare il ciclo termodinamico, ossia il lavoro del compressore.

$$COP = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_1}{Q_1 - Q_0} = \frac{1}{1 - \frac{Q_0}{Q_1}}$$

Il COP teorico della pompa di calore dipende solo dalle temperature delle due sorgenti termiche ed è l'inverso del rendimento del ciclo diretto di Carnot:

$$COP = \frac{T_1}{T_1 - T_0}$$

EER

Nel caso di una macchina frigorifera, l'effetto utile desiderato è il calore sottratto alla sorgente a bassa temperatura, Q_0 , in corrispondenza dell'evaporatore, mentre l'energia spesa è sempre data dal lavoro del compressore, sebbene in questo caso, non contribuisca all'effetto utile. L'indice che qualifica il comportamento di una macchina frigorifera è definito EER, Energy Efficiency Ratio:

$$EER = \frac{Q_0}{L} = \frac{Q_0}{Q_1 - Q_0} = \frac{1}{\frac{Q_1}{Q_0} - 1}$$

L'EER teorico della macchina frigorifera ideale è dato da:

$$EER = \frac{T_0}{T_1 - T_0}$$

TER

La macchina polivalente è in grado di coniugare entrambe le esigenze energetiche, fornendo la possibilità di sfruttare sia la produzione di acqua calda, al condensatore, sia la produzione di acqua fredda all'evaporatore.

In questo modo, a parità di lavoro speso per il funzionamento della macchina, il coefficiente di prestazione del ciclo è notevolmente maggiore, in particolare è dato dalla somma di EER e COP (qualora siano sfruttate interamente entrambe le potenze termiche prodotte).

Nella condizione di contemporaneità dei carichi è necessario introdurre un nuovo indice di prestazione il Total Efficiency Ratio:

$$TER = EER + COP = \frac{Q_0 + Q_1}{L} = \frac{Q_0 + Q_1}{Q_1 - Q_0}$$

1.11.3 Dimensionamento dei gruppi polivalenti

Il dimensionamento delle unità polivalenti è realizzato affinché ciascun gruppo sia in grado di coprire il 75% del carico complessivo, in questo modo avremo due macchine in grado di lavorare parzializzando il carico. Potremo quindi ottenere coefficienti di prestazione ottimali nella produzione simultanea di acqua calda e refrigerata, da parte di una unità polivalente, mentre nella seconda macchina polivalente, andremo a condensare/evaporare con acqua di falda la restante parte del carico richiesto.

Le macchine selezionate sono in grado di produrre ciascuna a pieno carico, fino a 380,7 kW di potenza frigorifera condensando in acqua (EER=5,362) e 408,7 kW di potenza termica, evaporando in acqua di falda (COP=4,472). Nel funzionamento a recupero totale, ogni macchina polivalente è in grado di produrre 322,8 kW frigoriferi e 408,7 kW termici, con TER pari a 8,002.

Questi gruppi polivalenti sono caratterizzate da due compressori a vite ciascuno, utilizzano come refrigerante il gas R513A e devono essere alimentate a 400 V, trifase, 50 Hz. Possono richiedere fino a circa 129 kW/cad. di potenza elettrica assorbita dalla rete.

Tabella 1.25 – dimensionamento unità polivalenti

UNITA' POLIVALENTI UTENZE GENERALI		POLI.01/02	
descrizione		valore	u.m.
produttore		Climaveneta	
modello		ERACS2-WQ G05 1502	
n° totale di unità		2,0	-
dati principali		valore	u.m.
tipo di compressore		vite	
refrigerante		R513A	
tipo di condensazione		acqua	
tipologia di scambiatori		a fascio tubiero	
n° di compressori a vite		2,0	-
n° di circuiti		2,0	-
n° di gradini		-	-
alimentazione elettrica		400/3/50	
massima potenza elettrica assorbita		128,6	kW
dimensioni	lunghezza	3.680	mm
	profondità	1.170	mm
	altezza	1.950	mm
	basamento	150	mm
peso		3.690	kg
livello di potenza sonora		97,0	dB(A)
livello di pressione sonora (10 m. di distanza, in campo aperto)		65,0	dB(A)
funzionamento in raffreddamento con recupero totale del calore		valore	u.m.
potenza frigorifera		322,8	kW/cad.
potenza elettrica assorbita		91,4	kW/cad.
temperatura acqua refrigerata	ritorno	12,0	°C
	andata	7,0	°C
portata acqua refrigerata		65.481	l/h/cad.
perdita di carico evaporatore (lato utenza)		40,1	kPA
potenza termica recuperata		408,7	kW/cad.
temperatura acqua calda	ritorno	45,0	°C
	andata	50,0	°C
portata acqua calda		70.297	l/h/cad.
perdita di carico condensatore (lato utenza)		47,1	kPA
funzionamento in raffreddamento con dissipazione del calore		valore	u.m.
potenza frigorifera	richiesto*	360,0	kW/cad.
	scelto	380,7	kW/cad.
potenza elettrica assorbita		71,0	kW/cad.
temperatura acqua refrigerata	ritorno	12,0	°C
	andata	7,0	°C
portata acqua refrigerata		65.481	l/h/cad.
predita di carico evaporatore (lato utenza)		40,1	kPA
potenza termica dissipata		451,8	kW/cad.
perdita di carico al condensatore (lato sorgente)		55,9	kPA
EER		5,36	-
temperatura acqua di falda circuito primario scambiatore di calore	ritorno	20,5	°C
	andata	16,0	°C
portata acqua di falda circuito primario scambiatore di calore		86.344	l/h
temperatura acqua di falda circuito secondario scambiatore di calore	ritorno	39,5	°C
	andata	35,0	°C
portata acqua di falda circuito secondario scambiatore di calore		86.344	l/h

funzionamento in riscaldamento		valore	u.m.
potenza termica	richiesto**	380,0	kW/cad.
	scelto	408,7	kW/cad.
potenza elettrica assorbita		91,4	kW/cad.
temperatura acqua calda	ritorno	45,0	°C
	andata	50,0	°C
portata acqua calda		70.297	l/h/cad.
perdita di carico al condensatore (lato utenza)		47,1	kPA
potenza termica estratta		317,3	kW/cad.
perdita di carico evaporatore (lato sorgente)		28,9	kPA
COP		4,47	-
temperatura acqua di falda circuito primario scambiatore di calore	ritorno	9,8	°C
	andata	14,0	°C
portata acqua di falda circuito primario scambiatore di calore		86.344	l/h
temperatura acqua di falda circuito secondario scambiatore di calore	ritorno	9,9	°C
	andata	13,0	°C
portata acqua di falda circuito secondario scambiatore di calore		86.344	l/h

optional compresi nella fornitura

- relè di comando pompe evaporatore,
- rubinetto di aspirazione compressore con valvola modulante a due vie,
- pressostato differenziale scambiatori,
- cavi quadro elettrico numerati,
- rifasamento compressori,
- magnetotermici sui carichi,
- segnalazione funzionamento compressori,
- modulo di comunicazione BMS,
- antivibranti di base in gomma,
- tastiera remota,
- rivestimento fonoisolante unità polivalente,
- valvola termostatica,
- manometri alta e bassa pressione,
- filtro,
- certificazione Eurovent

nota: il quadro elettrico della macchina e i componenti elettrici devono essere costruiti per sopportare una corrente di cortocircuito non minore di quella risultante dai calcoli dell'impiantista elettrico

1.12 Produzione di acqua calda sanitaria

Viene di seguito calcolato il fabbisogno di ACS durante il periodo di picco del consumo e dimensionato il serbatoio di accumulo sulla base delle temperature di esercizio, della quantità di acqua sanitaria richiesta e della potenza termica necessaria al soddisfacimento dei requisiti imposti.

Tabella 1.26 – fabbisogno di ACS e dimensionamento serbatoio di accumulo

BOLLITORI ACQUA CALDA SANITARIA			
dimensionamento bollitore utenze generali bassa pressione			
BOLM			
cod.	descrizione	val.	u.m.
tu	temperatura di distribuzione dell'acqua calda sanitaria	42,0	°C
tf	temperatura acqua fredda acquedotto	12,0	°C
ta	temperatura di accumulo dell'acqua calda sanitaria	53,0	°C
tpr	durata periodo di punta	0,5	h
tpu	durata periodo di preriscaldamento	1,5	h
Ca	consumo d'acqua durante il periodo di punta	doccia - specifico	150 litri/cad
		n° di docce	1 n°
		docce - totale	150 litri
		lavandino - specifico	60 litri/cad
		n° di lavandini	- n°
		lavandini - totale	- litri
		lavabo - specifico	60 litri/cad
		n° di lavabi	13 n°
		lavabi - totale	780 litri
	totale generale	930 litri	
Qt	energia termica	27.900	kCal
		32,4	kWh
Qh	potenza termica	13.950,0	Kcal/h
		16,3	kW
Qa	calore accumulato durante la fase di preriscaldamento	20.925,0	kCal
V	volume	600,0	litri
	volume scelto	750,0	litri
	maggiorazione	20%	

1.13 Emungimento dell'acqua di falda

L'acqua di falda viene prelevata da un pozzo di emungimento ed attraversando degli scambiatori di calore cede parte del proprio contenuto entalpico prima di essere reimpressa in falda attraverso un pozzo di resa. L'acqua di falda provvede al preraffreddamento della batteria dell'UTA Museo (regime estivo) e permette la condensazione/evaporazione del fluido refrigerante nei gruppi polivalenti. Viene inoltre utilizzata per condensare il fluido refrigerante del condizionatore dedicato al raffreddamento dei locali elettrici.

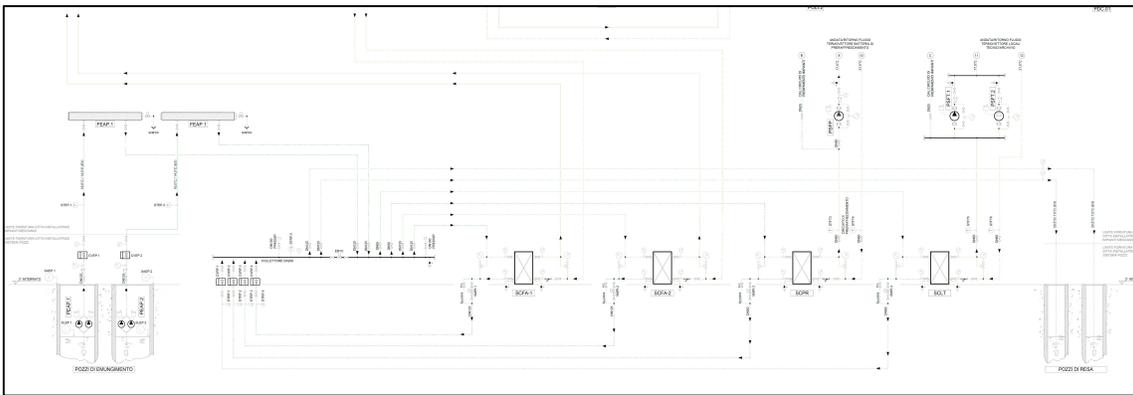


Figura 1.15 – stralcio dello schema di impianto (v. allegato A)

Viene di seguito quantificata la portata che è necessario estrarre dal pozzo di emungimento affinché siano soddisfatte tutte le richieste termiche. Viene effettuato il dimensionamento in regime di funzionamento estivo poiché richiede portate maggiori per il raffreddamento. Nel calcolo della potenza termica ceduta all'acqua nel caso in cui sia interposta una macchina frigorifera fra sorgente termica ed utenza, è necessario considerare che è necessario smaltire anche il calore prodotto dal compressore della macchina stessa, funzione dell'indice di prestazione EER.

Sia Q_0 il fabbisogno frigorifero richiesto dall'edificio, Q_{PR} la potenza richiesta dalla batteria di preraffreddamento. Il calore Q_1 ceduto all'acqua di falda risulterà dato da:

$$Q_1 = Q_0 + \frac{Q_0}{EER} + Q_{PR}$$

Dove Q_{PR} è direttamente utilizzato dalla batteria senza il contributo di una macchina frigorifera.

Analogamente avviene per il gruppo frigorifero dedicato al condizionamento dei locali elettrici.

Tabella 1.27 – calcolo della portata di emungimento dell’acqua di falda

ACQUA DI FALDA - RIEPILOGO		
batteria di preraffreddamento gr. tratt. aria ACMU	81,0	kW
fabbisogno frigorifero utenze generali	472,0	kW
EER unità polivalenti	5,0	-
potenza termica ceduta all'acqua di falda utenze generali	647,5	kW
fabbisogno frigorifero locali elettrici	89	kW
EER unità CDZ locali elettrici	3,0	-
potenza termica ceduta all'acqua di falda locali elettrici	119,0	kW
potenza termica totale ceduta all'acqua di falda	766,5	kW
temperatura di presa acqua di falda	16,0	°C
temperatura di resa acqua di falda	20,5	°C
portata acqua di falda	146.487	l/h
	40,7	l/s

La potenza totale ceduta all’acqua di falda, in estate, a pieno carico, nelle condizioni di progetto, risulterà pari a 766,5 kW. Considerando quindi la temperatura dell’acqua di presa di 16 °C e non potendo eccedere il salto termico previsto per la resa dell’acqua in falda, pari a 4,5 °C, sarà necessario elaborare una portata di acqua di falda di 40,7 litri/s, ossia 146.487 litri/h.

Per il pompaggio dell’acqua di falda sono predisposte, per ogni pozzo, due pompe ad immersione, disposte in parallelo, aventi i seguenti dati tecnici di targa, ricavati mediante il software di selezione “Wilo-Select 4”

Pompa				Duty point data		
Stadi	3					
Diametro max girante designed	113	mm		Portata	40,70	l/s
Velocità nominale	3000	1/min		Prevalenza	50	m
Frequenza	50	Hz		Potenza assorbita P ₂	20,1	kW
Tipo girante	Girante semiassiale			Pump efficiency	76,8	%
Motore				Potenza assorbita P ₁	22	kW
Rated power	11	kW		NPSH richiesto dalla pompa	4,3	m
Protezione antiesplorazione selez.				Velocità	3000	1/min

Figura 1.16 – dati tecnici di targa delle pompe ad immersione, marca Wilo mod. K8.70, disposte in parallelo

Vengono di seguito rappresentate le curve caratteristiche della pompa, in particolare la curva di prevalenza manometrica, di rendimento idraulico, di potenza assorbita all’asse ed i valori di NPSH.

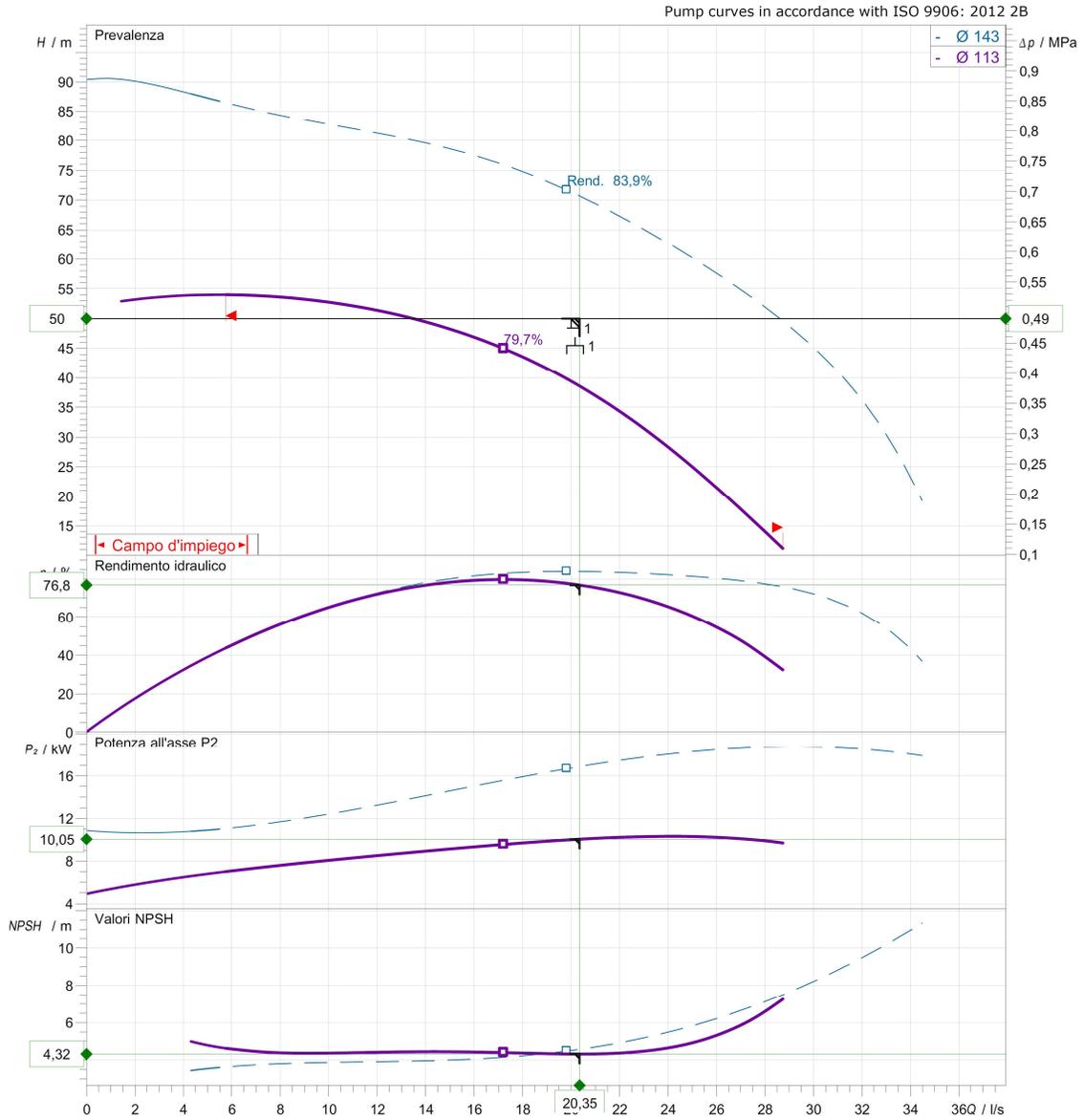


Figura 1.17 – Curve caratteristiche delle pompe ad immersione, marca Wilo mod. K8.70, disposte in parallelo

1.14 Raccolta delle acque meteoriche

Il progetto di riqualificazione della piazza in cui verrà realizzato il Museo Nazionale della Resistenza, prevede un sistema di recupero delle acque meteoriche attraverso l'installazione di pilette sifonate in grado di convogliare l'acqua piovana, raccolta nella piazza esterna, verso il piano interrato B3 in cui verrà inserita una vasca di raccolta delle acque meteoriche. Sono inoltre previste pilette di raccolta dell'acqua proveniente sia dalle campate del museo, sia dal sesto piano, in copertura. Anche l'acqua precipitata ai piani interrati attraverso le intercapedini di apertura, le bocche di lupo, verrà raccolta ed inviata, attraverso delle pompe di rilancio, verso la vasca meteorica.

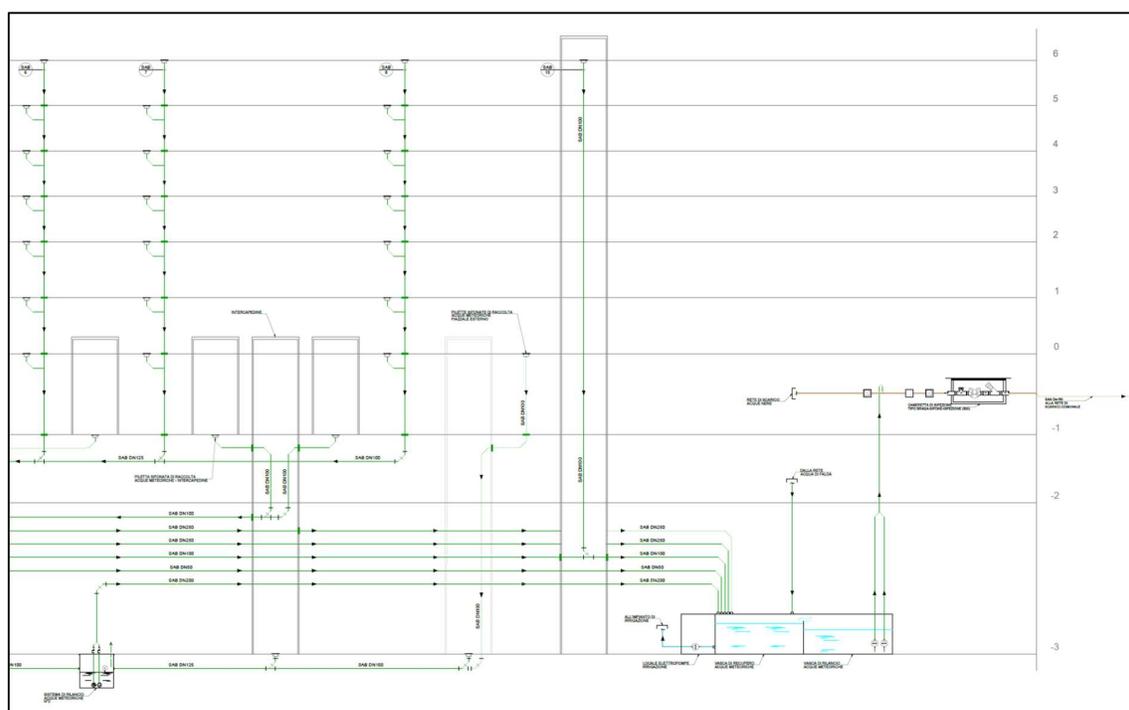


Figura 1.18 – stralcio dello schema di raccolta acque meteoriche (v. allegato E)

L'acqua così stoccata potrà essere utilizzata sia per l'irrigazione, sia per l'alimentazione delle cassette WC dei bagni del Museo. La vasca di raccolta dovrà essere ventilata affinché possano avvenire le operazioni di carico e scarico dell'acqua e dovrà essere collegata al sistema fognario e ai pozzi perdenti per permettere lo smaltimento del liquido in eccesso nel caso di "troppo pieno".

Nella tabella seguente viene illustrato il dimensionamento della vasca di raccolta delle acque meteoriche:

Tabella 1.28 – calcolo del volume di accumulo delle acque meteoriche

calcolo del volume di accumulo acque meteo		
descrizione	val.	u.m.
coefficiente di efflusso (copertura impermeabile a falda)	0,8	-
precipitazione annuale	1.162	mm
superficie di captazione	788	m ²
richiesta procapite (uffici)	30	l/g
afflusso meteorico annuo	732.246	litri
numero di persone (uffici + 50% sala lettura + visitatori)	65,0	pers.
consumo annuo	711.750	litri
volume di accumulo	42.705	litri
	50	m ³

Il volume di accumulo è calcolato considerando il 6% del valore minimo fra il consumo annuo e l'afflusso meteorico annuo.

Per garantire il corretto funzionamento anche in assenza di acqua di riserva, si è provveduto a collegare il serbatoio delle acque meteoriche ad un sistema di riempimento in grado di riversare all'interno della vasca l'acqua di falda prelevata dal pozzo di emungimento.

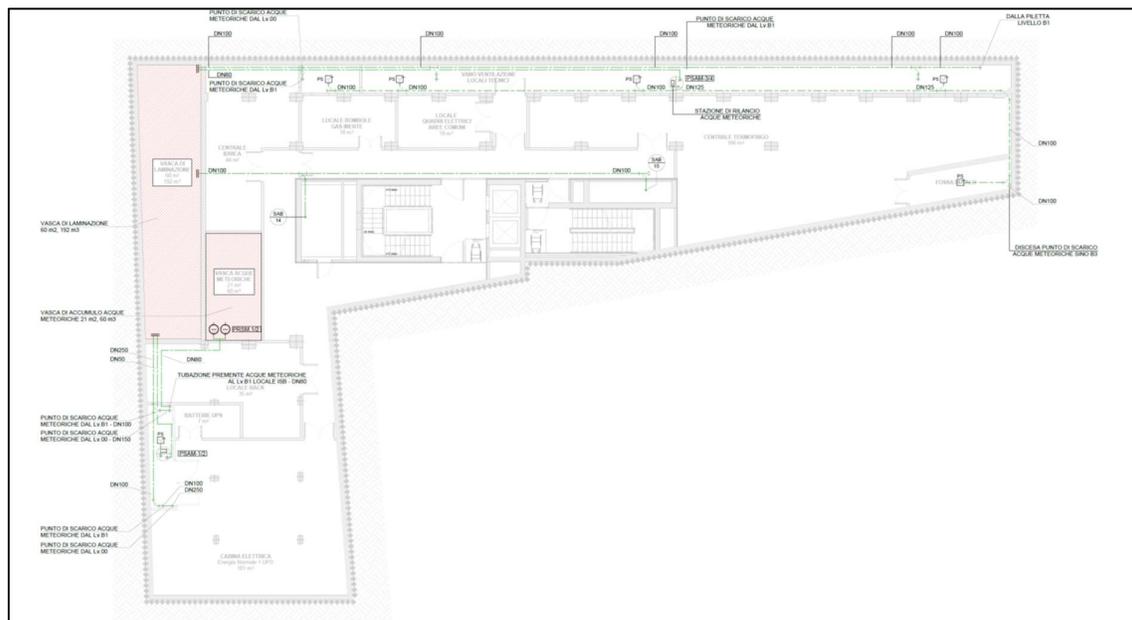


Figura 1.19 – pianta piano B3, raccolta acque meteoriche (v. allegato F)

Capitolo 2

Produzione solare fotovoltaica e fabbisogno elettrico

2.1 Calcolo dell'irraggiamento medio mensile

Il Museo della resistenza verrà equipaggiato di un impianto fotovoltaico integrato in copertura, caratterizzato da 40 moduli disposti orizzontalmente costituiti da celle solari in silicio monocristallino, aventi efficienza di conversione del 22,7% e potenza di picco complessiva di circa 15 kW.

Viene di seguito riportata una valutazione dell'irraggiamento medio mensile sulla superficie dei pannelli solari fotovoltaici.

Tabella 2.1 – irraggiamento medio mensile su superficie orizzontale

IRRAGGIAMENTO MEDIO MENSILE							
LOCALITA'	MILANO			H_{globale} MJ/(m ² gg)	giorni gg/mese	$H_{\text{medio-mensile}}$	
	H_{diretta} MJ/(m ² gg)	H_{diffusa} MJ/(m ² gg)	H_{riflessa} MJ/(m ² gg)			MJ/m ² mese	kWh/m ² mese
Gennaio	1,50	2,30	0,000	3,80	31	117,80	32,72
Febbraio	3,20	3,50	0,000	6,70	28	187,60	52,11
Marzo	6,50	5,10	0,000	11,60	31	359,60	99,89
Aprile	9,80	6,70	0,000	16,50	30	495,00	137,50
Maggio	12,10	7,90	0,000	20,00	31	620,00	172,22
Giugno	13,90	8,30	0,000	22,20	30	666,00	185,00
Luglio	16,50	7,50	0,000	24,00	31	744,00	206,67
Agosto	12,50	6,90	0,000	19,40	31	601,40	167,06
Settembre	8,40	5,60	0,000	14,00	30	420,00	116,67
Ottobre	4,50	3,90	0,000	8,40	31	260,40	72,33
Novembre	1,90	2,50	0,000	4,40	30	132,00	36,67
Dicembre	1,30	2,00	0,000	3,30	31	102,30	28,42

I valori di irraggiamento medi mensili nella zona considerata, Milano, sono calcolati utilizzando i dati climatici riportati nella norma UNI 10349.

Viene di seguito sinteticamente descritto il procedimento di calcolo per la determinazione dell'irraggiamento medio mensile sulla superficie di un pannello disposto orizzontalmente.

L'irraggiamento all'estradosso atmosferico è caratterizzato dalla sola componente diretta collimata nella direzione Sole-Terra, H_0 , tuttavia il passaggio dei fotoni attraverso l'atmosfera terrestre comporta sia la diffusione di una parte di questi fotoni sia la riflessione al suolo. Alla superficie captante, in generale, arriveranno quindi le tre componenti, quella diretta H_b , quella diffusa H_{dif} e la componente riflessa H_r .

$$H_0 = \int_{\tau'_s}^{\tau''_s} G_0 \cdot \cos \theta \cdot d\tau$$

τ'_s = istante di tempo in cui il primo raggio di sole colpisce la sup. captante

τ''_s = istante di tempo in cui l'ultimo raggio di sole abbandona la sup. captante

$$G_0 = 1353 \cdot \left[1 + 0,033 \cdot \cos \left(2 \cdot \pi \cdot \frac{n}{365} \right) \right] = \text{costante solare}$$

n = numero d'ordine del giorno dell'anno

θ = angolo di incidenza fra la radiazione solare e la normale alla sup. captante

L'angolo di incidenza θ è funzione della declinazione, della latitudine, dell'angolo orario, dell'angolo di inclinazione del pannello rispetto all'orizzontale e dell'angolo di azimut.

La radiazione diffusa decresce all'aumentare dell'angolo di inclinazione β della superficie captante poiché contribuisce ad escludere il contributo di una parte della volta celeste. La radiazione diffusa risulta preponderante nel caso di giornate fortemente nuvolose, viceversa il contributo principale alla radiazione incidente sul pannello, viene fornito dalla radiazione diretta.

La radiazione riflessa, viceversa, tende ad annullarsi andando a posizionare il pannello parallelamente al terreno, ciò è dovuto al fatto che in questo modo non viene mostrata la superficie captante del pannello ai fotoni provenienti di rimbalzo dal suolo.

$$H = H_b + H_{dif} + H_r$$

L'irraggiamento al suolo su una superficie comunque inclinata può essere valutato considerando che il rapporto R_b fra l'energia diretta captata dalla superficie inclinata (H_b) e l'energia captata dalla stessa superficie disposta orizzontalmente (H_{bh}), rimanga costante al

valore di R_b calcolato all'estradosso atmosferico, in quanto trattasi di sistemi geometricamente simili.

$$R_b = \frac{H_0}{H_{0h}} = \frac{H_b}{H_{bh}}$$

Nel caso in esame la superficie orizzontale avrà un valore di tale rapporto R_b costante e unitario durante tutto l'anno.

La norma UNI 10349 fornisce per ogni località italiana i valori mensili medi di irradiazione solare nella componente diretta H_{bh} e diffusa H_{dh} , nel caso di superficie orizzontale. L'irraggiamento globale al suolo su superficie orizzontale, H_h , è quindi dato da:

$$H_h = H_{dh} + H_{bh}$$

L'irraggiamento globale al suolo terrestre H è dato dalla seguente espressione, somma delle componenti di irraggiamento diretto, diffuso e riflesso per una superficie generica inclinata di un angolo β , considerando un albedo ρ pari a 0,6.

$$H = H_h \cdot \left\{ R_b \left(1 - \frac{H_{dh}}{H_h} \right) + \left(\frac{1 + \cos \beta}{2} \right) \cdot \frac{H_{dh}}{H_h} + \rho \cdot \left(\frac{1 - \cos \beta}{2} \right) \right\}$$

Possiamo quindi definire il parametro R come rapporto fra l'irraggiamento globale su superficie inclinata e l'irraggiamento su superficie orizzontale, in modo da poter valutare la convenienza nell'inclinare la superficie captante in una data località ed in un dato periodo dell'anno.

$$R = \frac{H}{H_h}$$

R è maggiore dell'unità nel caso di località distanti dall'equatore se la superficie risulta inclinata, viceversa in prossimità dell'equatore è vantaggioso mantenerla orizzontale nelle ore in cui i raggi incidenti sul pannello sono più vicini alla condizione di perpendicolarità, funzione del periodo dell'anno.

2.2 Produzione di energia elettrica

La tabella seguente riporta una valutazione dell'energia prodotta dall'impianto fotovoltaico installato in copertura al Museo Nazionale della Resistenza, sulla base dei dati di irraggiamento medio mensile calcolati precedentemente. Si consideri un impianto solare formato da 40 moduli con celle solari in silicio monocristallino, aventi una potenza nominale di 370 W/modulo, efficienza di conversione del 22,7% ed una potenza di picco complessiva di circa 15 kW.

Si consideri, inoltre, un fattore di ventilazione naturale pari a 0,75.

Tabella 2.2 – energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico – in base alla norma UNI 10349

UNI 10349 - ENERGIA ELETTRICA - SOLARE FOTOVOLTAICO						
	$H_{\text{medio-mensile}}$	W_p	N_{moduli}	W_{FV}	f_{FV}	$E_{el,FV,out}$
	kWh/m ² /mese	W/modulo	moduli	kW	/	kWh/mese
gennaio	32,72	370	40	14,8	0,75	363,22
febbraio	52,11	370	40	14,8	0,75	578,43
marzo	99,89	370	40	14,8	0,75	1108,77
aprile	137,50	370	40	14,8	0,75	1526,25
maggio	172,22	370	40	14,8	0,75	1911,67
giugno	185,00	370	40	14,8	0,75	2053,50
luglio	206,67	370	40	14,8	0,75	2294,00
agosto	167,06	370	40	14,8	0,75	1854,32
settembre	116,67	370	40	14,8	0,75	1295,00
ottobre	72,33	370	40	14,8	0,75	802,90
novembre	36,67	370	40	14,8	0,75	407,00
dicembre	28,42	370	40	14,8	0,75	315,43
				$E_{el,FV,out,TOT}$	kWh/anno	14510,48

I valori delle stime di energia prodotta mensilmente sono ottenute trascurando gli ombreggiamenti e basandosi sui dati climatici medi mensili della zona di Milano riportati nella norma UNI 10349.

Una stima più accurata della produzione di energia elettrica dall'impianto fotovoltaico è ottenuta tramite la simulazione oraria effettuata mediante il software IES VE, i cui risultati vengono riassunti nella tabella seguente e valutati su base mensile:

Tabella 2.3 – energia elettrica prodotta dall’impianto fotovoltaico – simulazione tramite IES VE

SIM. IES VE - ENERGIA ELETTRICA - SOLARE FOTOVOLTAICO		
gennaio	-460,2	kWh/mese
febbraio	-681,0	kWh/mese
marzo	-1341,1	kWh/mese
aprile	-1562,8	kWh/mese
maggio	-2253,0	kWh/mese
giugno	-2306,6	kWh/mese
luglio	-2712,4	kWh/mese
agosto	-2121,9	kWh/mese
settembre	-1476,3	kWh/mese
ottobre	-889,9	kWh/mese
novembre	-511,3	kWh/mese
dicembre	-383,4	kWh/mese
energia annualmente prodotta	-16699,7	kWh/anno

Il software riporta i valori di energia con segno negativo quando è considerata come apporto, ossia energia prodotta e non consumata.

Viene di seguito effettuato un confronto fra la produzione stimata attraverso i dati climatici riportati nella norma UNI 10349 e la valutazione dinamica condotta mediante software:

Tabella 2.4 – energia prodotta dall’impianto fotovoltaico – confronto fra i metodi di calcolo

$E_{el,FV,out}$			
	UNI 10349	IES VE	
	kWh/mese	kWh/mese	$\Delta\%$
gennaio	363,2	460,2	21
febbraio	578,4	681,0	15
marzo	1108,8	1341,1	17
aprile	1526,3	1562,8	2
maggio	1911,7	2253,0	15
giugno	2053,5	2306,6	11
luglio	2294,0	2712,4	15
agosto	1854,3	2121,9	13
settembre	1295,0	1476,3	12
ottobre	802,9	889,9	10
novembre	407,0	511,3	20
dicembre	315,4	383,4	18
	kWh/anno	kWh/anno	$\Delta\%$
$E_{el,FV,out,TOT}$	14510	16700	13

Dal confronto dei dati di produzione mensile rilevati, è possibile osservare che la differenza maggiore fra la stima mensile effettuata utilizzando la norma UNI 10349 e la stima su base oraria, ricavata mediante software, riguarda il mese di gennaio, nonché il mese in cui si verificano le condizioni mediamente più rigide dell'anno.

La stima annuale dell'energia elettrica prodotta dall'impianto fotovoltaico calcolata tramite norma UNI 10349 è conservativa rispetto al valore stimato attraverso la simulazione software, sottostimando la produzione elettrica annuale del 13%.

La valutazione tramite il software IES VE, assunta come riferimento, fornisce dati analoghi a quelli calcolati nella formulazione della Legge 10/91 (con uno scostamento inferiore dell'1% sulla produzione annuale).

Andamento della produzione elettrica mensile dell'impianto fotovoltaico del museo, valutata mediante IES VE:

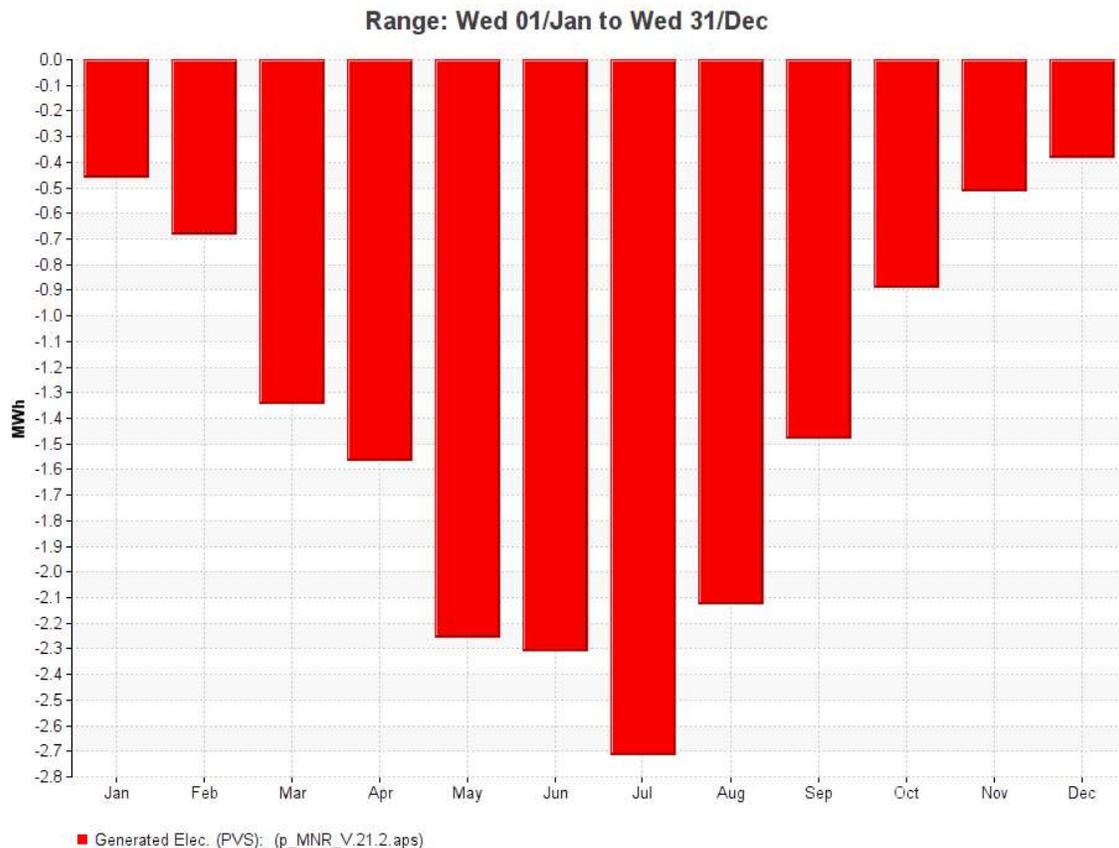


Figura 2.1 – produzione elettrica mensile dell'impianto fotovoltaico

Dall'analisi del grafico è possibile osservare che il mese di agosto ha una produzione media inferiore rispetto a maggio e giugno e considerevolmente inferiore rispetto al mese di luglio. Le motivazioni sono molteplici.

Nel mese di agosto si ha sia una progressiva riduzione delle ore di luce nell'arco della giornata, sia una graduale diminuzione dell'angolo di declinazione, ossia l'angolo formato dal raggio solare collimato e il piano equatoriale ed un conseguente calo dell'irraggiamento sulla superficie orizzontale, dovuto ad un angolo di incidenza sempre più elevato.

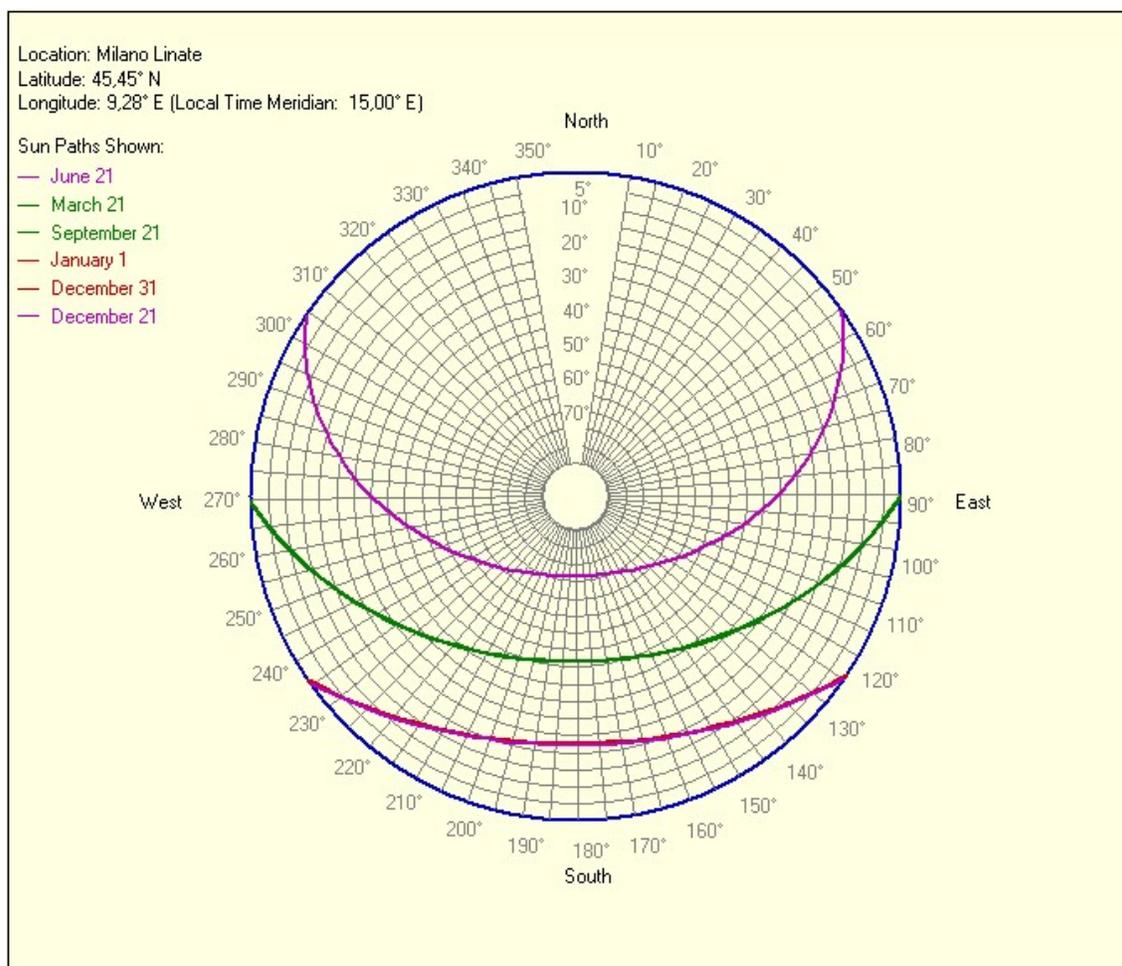


Figura 2.2 – diagramma solare (Milano)

Inoltre concorre, alla perdita di energia elettrica prodotta, il calo prestazionale del pannello fotovoltaico al crescere della temperatura, mediamente più alta nel mese di agosto rispetto a maggio e giugno.

2.3 Celle fotovoltaiche

2.3.1 Principio di funzionamento

Le celle fotovoltaiche sono dispositivi che consentono la trasformazione diretta dell'energia solare incidente in energia elettrica, per effetto fotoelettrico.

L'energia associata al fotone e è data da:

$$e = \frac{h \cdot c}{\lambda}$$

$$h = \text{costante di Planck} = 6,626 \cdot 10^{-34} \text{ Js}$$

$$c = \text{velocità della luce} \cong 3 \cdot 10^8 \text{ m/s}$$

L'apporto energetico dato dall'interazione di un fotone con un elettrone porta ad un aumento dell'energia cinetica dell'elettrone che può quindi trovarsi nelle condizioni energetiche adatte per passare dalla banda energetica di valenza alla banda di conduzione. L'energia richiesta per effettuare tale passaggio è definita energy gap E_g , ed è funzione del materiale coinvolto.

I semi-conduttori sono materiali in grado di garantire una tensione sufficiente agli estremi della cella elementare, richiedendo allo stesso tempo un quantitativo accettabile di energia per liberare un elettrone dalla banda di valenza. Isolanti e conduttori non sono adatti ad applicazioni fotovoltaiche in quanto non permettono rispettivamente circolazione di corrente e tensioni troppo basse agli estremi della cella elementare.

Attraverso una giunzione pn, ottenuta mettendo in contatto un cristallo p (con eccesso di buche) ad un cristallo n, avente eccesso di elettroni liberi, è possibile stabilire un potenziale elettrico. Collegando il sistema ad un carico e canalizzando gli elettroni che si liberano per effetto dei fotoni incidenti, posso produrre potenza elettrica.

L'energia generata per effetto della librazione di elettroni che si sono portati dalla banda di valenza alla banda di conduzione, avviene sfruttando solamente una parte dello spettro elettromagnetico del fotone incidente. È possibile definire una lunghezza d'onda limite λ_{gap} , al di sotto della quale i fotoni hanno un'energia tale da poter favorire il passaggio dell'elettrone nella banda di conduzione del semiconduttore. Ad ogni semi conduttore è associato un valore

di λ_{gap} che definisce quale parte dello spettro di emissione può dare luogo ad effetto fotoelettrico.

$$\lambda_{gap} = \frac{h \cdot c}{E_g}$$

Una parte della radiazione proveniente dal sole non sarà quindi in grado di produrre effetto fotoelettrico, mentre tutti i fotoni che hanno energia superiore a E_g , produrranno effetto fotoelettrico e convertiranno l'eccesso di energia incidente in calore. Tale eccesso di energia non contribuisce ad aumentare la potenza elettrica, piuttosto diminuisce l'efficienza della cella.

Viene di seguito illustrato l'andamento qualitativo dell'energia associata allo spettro elettromagnetico della luce in funzione della lunghezza d'onda.

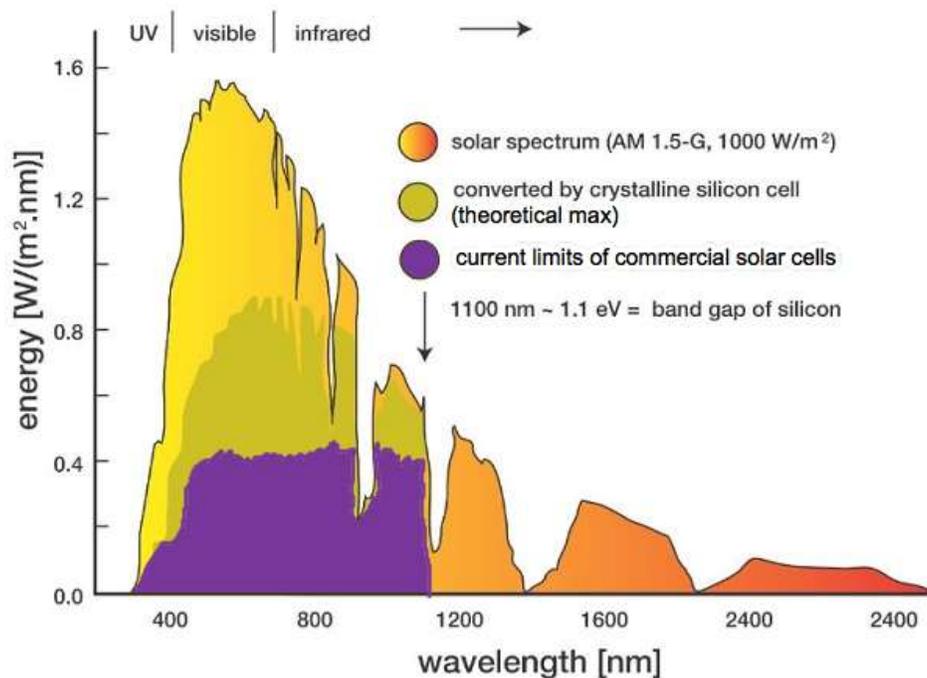


Figura 2.3 – spettro della radiazione solare

Dell'interno contenuto energetico soltanto l'area associata a lunghezze d'onda inferiori rispetto a λ_{gap} può produrre il salto dell'elettrone dalla banda di conduzione alla banda di valenza, quindi permettere la produzione di energia elettrica (area viola), l'energia associata a lunghezze d'onda superiori, invece, risulterà troppo piccola (area arancione). Tuttavia esiste un'efficienza di

conversione massima dell'energia incidente, funzione del materiale utilizzato come semiconduttore che, nel caso del silicio, risulta nel caso ideale pari al 44% (area identificata come "theoretical max"). L'energia associata al fotone con lunghezza d'onda λ_{gap} fornisce l'energia E_g necessaria per permettere il salto di banda. Nel caso in cui l'energia associata al fotone sia più elevata della minima richiesta, il contenuto energetico in eccesso viene convertito in calore (area gialla).

2.3.2 Efficienza energetica istantanea ideale

Nel definire l'efficienza energetica di una cella fotovoltaica ci riferiamo alle condizioni standard di collaudo (STC):

- Irraggiamento globale $H=1000 \text{ W/m}^2$ (spettro medio annuale della massa d'aria AM = 1,5)
- Temperatura $25 \text{ }^\circ\text{C}$

Nel caso ideale, all'estradosso atmosferico, la valutazione analitica del rendimento di una cella fotovoltaica è data dalla seguente espressione, funzione dello spettro solare.

$$\eta_i = \frac{E_g \cdot \int_0^{\lambda_{gap}} N \cdot d\lambda}{\int_0^{\infty} \varepsilon \cdot d\lambda} = \frac{\text{energia elettrica sviluppata}}{\text{energia solare incidente}}$$

$E_g = \text{energia minima necessaria per colmare l'energy gap}$

$$N \cdot d\lambda = \frac{\varepsilon \cdot \lambda \cdot d\lambda}{h \cdot c} = \text{numero di fotoni con lunghezza d'onda compresa fra } \lambda \text{ e } \lambda + d\lambda$$

$$\varepsilon(\lambda, T_s) = 2,1649 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{2\pi c^2 h}{\lambda^5} \cdot \frac{1}{\left[e^{C_2/(\lambda \cdot T_s)} - 1 \right]} = \text{spettro solare con AM} = 0$$

$$C_2 = 0,0143879 \text{ m} \cdot \text{K}$$

$T_s = \text{temperatura superficiale del sole}$

$h = \text{costante di Planck}$

$c = \text{velocità della luce}$

L'efficienza istantanea ideale della cella fotovoltaica posizionata all'estradosso dell'atmosfera, considerando l'efficienza quantistica unitaria, ossia assumendo che ogni fotone di energia sufficiente sia in grado di fornire effetto fotoelettrico e produrre una coppia elettrone-buca, avrà la seguente espressione:

$$\eta_i = \left[\frac{1}{\lambda_{gap}} \cdot \int_0^{\lambda_{gap}} 2,1649 \cdot 10^{-5} \cdot \frac{2\pi c^2 h}{\lambda^4} \cdot \frac{1}{\left[e^{c_2/(\lambda \cdot T_s)} - 1 \right]} \cdot d\lambda \right] \cdot \frac{1}{\int_0^{\infty} \varepsilon \cdot d\lambda}$$

Il silicio è il materiale avente il valore di efficienza energetica istantanea ideale più elevata fra i semi conduttori maggiormente utilizzati.

L'efficienza energetica reale differisce dalla formulazione precedente in quanto deve considerare:

- un differente spettro incidente, reale, considerato non all'estradosso, ma al suolo, con massa d'aria media pari ad AM=1,5;
- le perdite dovute alla riflessione dei fotoni, sia in prossimità dello strato antiriflesso, sia a ridosso della griglia metallica che costituisce i contatti presenti sulla cella (5÷7% della superficie);
- le perdite nel cristallo dovuto ad impurità e difetti reticolari;
- le inevitabili ricombinazioni elettroni-buche, seppur limitate dalla presenza di campi elettrici esterni al cristallo.

2.3.3 Curva caratteristica di una cella fotovoltaica

La curva caratteristica di una cella fotovoltaica è ottenuta valutando l'andamento della corrente in funzione del potenziale ai capi della cella. L'intersezione della curva con l'asse delle ascisse, fornisce la tensione di circuito aperto, mentre l'intersezione con l'asse delle ordinate fornisce la corrente di cortocircuito.

La corrente prodotta da una cella fotovoltaica è data dalla seguente espressione, differenza fra il contributo della corrente fotovoltaica I_ϕ , generata dalla cella, e della corrente di saturazione I_d che passa attraverso la giunzione pn.

$$I \cong I_\phi - I_d = a_1 \cdot H^* - I_s \cdot \left[e^{\frac{q \cdot \Delta V}{k \cdot T}} - 1 \right]$$

$$I_{\phi} = \text{corrente fotovoltaica} = a_1 \cdot H^*$$

$$a_1 = 2,5 \cdot 10^{-7} \cdot T + 2 \cdot 10^{-4} \left[\frac{A \cdot m^2}{W} \right]$$

$$H^* = \text{irraggiamento istantaneo} \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

$$I_d = \text{corrente di saturazione} = I_s \cdot \left[e^{\frac{q \cdot \Delta V}{K \cdot T}} - 1 \right]$$

$$I_s = 4 \cdot 10^{-6} \cdot T^4 \cdot e^{-\frac{q}{K \cdot T}}$$

$$q = \text{carica dell'elettrone} = 1,6 \cdot 10^{-19} [C]$$

$$K = \text{costante di Stefan - Boltzmann} = 1,38 \cdot 10^{-23} \left[\frac{J}{K} \right]$$

La corrente di cortocircuito I_{cc} è ottenuta quando il passaggio della corrente è a potenziale nullo, per cui ponendo $\Delta V=0$ otteniamo l'espressione che rappresenta l'intersezione della curva caratteristica con l'asse delle ordinate:

$$I_{cc} = a_1 \cdot H^*$$

La tensione di circuito aperto è invece ottenuta nella condizione in cui la giunzione induce una differenza di potenziale a causa degli elettroni in eccesso presenti nelle bande di valenza del cristallo p, ma non è presente l'irraggiamento solare, pertanto non vi è circolazione di corrente. In questo caso la tensione di circuito aperto V_{OC} è fornita dalla seguente espressione, funzione di I_{ϕ} e I_s che dipendono rispettivamente dalla temperatura e della sua quarta potenza; ΔV pertanto tenderà a decrescere all'aumentare della temperatura:

$$V_{OC} = \frac{K \cdot T}{q} \cdot \ln \left[1 + \frac{I_{\phi}}{I_s} \right]$$

Quando la cella è collegata a un carico, la corrente che scorre attraverso la resistenza è data dall'intersezione tra la curva caratteristica della cella e la retta di carico.

$$\text{eq. retta di carico: } I = \frac{\Delta V}{R}$$

L'intersezione fra la retta di carico e la curva caratteristica definisce il punto di lavoro del sistema quindi, di conseguenza, la potenza elettrica prodotta dalla cella.

$$P_{el} = I \cdot \Delta V$$

L'obiettivo è quindi massimizzare la potenza elettrica prodotta inseguendo il punto di lavoro ottimale, al variare delle condizioni operative non controllabili quali l'irraggiamento solare istantaneo e la temperatura della cella. Per questo motivo le celle fotovoltaiche vengono connesse ad un inverter con tecnologia di tracciamento del punto di massima potenza MPPT, al fine di massimizzare la produzione di energia in ogni condizione di lavoro della cella, variando in modo opportuno la resistenza elettrica sul quale viene chiuso il circuito elettrico del pannello.

Utilizzando la tecnologia MPPT si ha un incremento fino al 15% dell'energia prodotta su base annua.

2.3.4 Mismatching

Più pannelli fotovoltaici connessi elettricamente fra loro a formare un impianto, possono risentire del fenomeno del mismatching, ossia un degradamento delle prestazioni dovuto ad una non-uniformità delle celle costituenti l'intero impianto. Il mismatching può essere causato da molteplici fattori, tra cui:

- orientamento dei pannelli non uniforme ed ombreggiamenti non correttamente valutati;
- cablaggi elettrici non effettuati a regola d'arte;
- sporcamento o danneggiamento dei moduli fotovoltaici.

Il mismatching influenza negativamente le prestazioni dell'intero impianto che tenderà ad adeguarsi alle condizioni di funzionamento peggiori:

- in una stringa di celle connesse in serie, un eventuale problema ad una cella si ripercuote sulle altre anche in presenza di diodi di sezionamento.
- qualora siano utilizzati moduli con differente efficienza, gli inverter con tecnologia MPPT per l'ottimizzazione del rendimento non sarebbero in grado di svolgere correttamente la loro funzione, a scapito del rendimento dell'intero sistema.

2.3.5 Influenza della temperatura sulla curva caratteristica di una cella fotovoltaica

Viene di seguito illustrata la variazione della curva caratteristica della cella in funzione della temperatura. Come indicato precedentemente, al crescere della temperatura, si riduce la tensione di circuito aperto. Per ottenere la massima potenza al crescere della temperatura, risulterà necessario diminuire la resistenza del carico affinché il punto di lavoro risulti ottimizzato alle nuove condizioni operative.

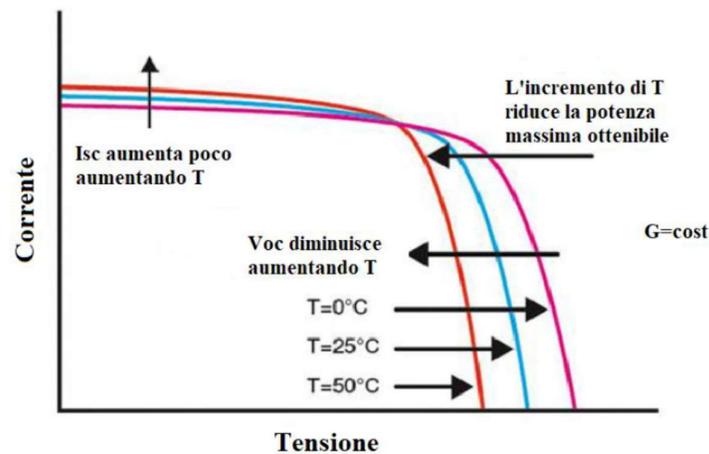


Figura 2.4 – dipendenza della curva I-V dalla temperatura

Al crescere di T , aumenterà in maniera esponenziale la corrente di saturazione e linearmente la corrente fotovoltaica prodotta, quindi al nuovo punto di lavoro corrisponderà una potenza prodotta più bassa.

2.3.6 Influenza dell'irraggiamento solare sulla curva caratteristica di una cella fotovoltaica

Al crescere dell'irraggiamento solare avremo valori di corrente di corto circuito maggiori ed aumenterà la corrente fotovoltaica, proporzionale all'irraggiamento istantaneo. Ad un aumento di H^* corrisponderà pertanto un aumento della potenza elettrica prodotta dalla cella. Per ottimizzare la produzione di energia a al crescere dell'irraggiamento istantaneo è necessario diminuire la resistenza del carico.

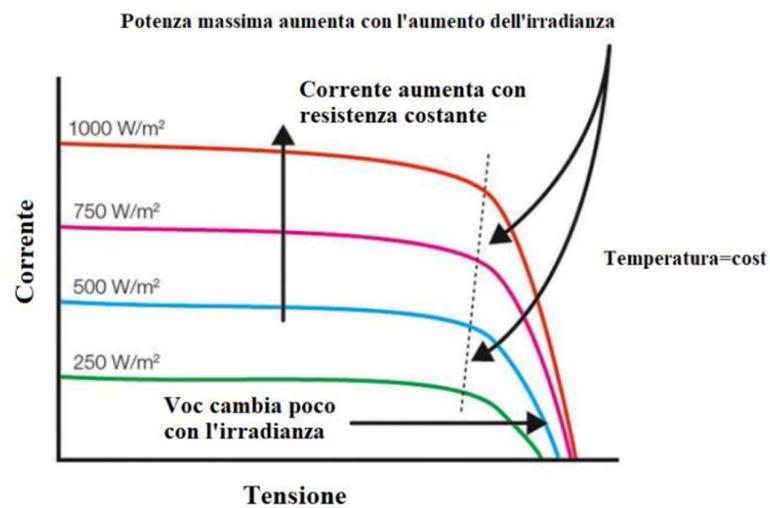


Figura 2.5 – dipendenza della curva I-V dall'irraggiamento

2.4 Consumo elettrico

2.4.1 Fabbisogno elettrico complessivo

Il fabbisogno energetico per il funzionamento a regime del museo è soddisfatto unicamente attraverso l'utilizzo diretto o indiretto di energia elettrica. Non è previsto infatti l'allacciamento al gas metano o ad altre fonti di energia primaria. Viene di seguito riepilogato il consumo elettrico globale, mensile ed annuale per il corretto funzionamento della struttura.

Tabella 2.5 – consumo elettrico complessivo

CONSUMO ELETTRICO		
gennaio	32,2	MWh/mese
febbraio	27,4	MWh/mese
marzo	26,5	MWh/mese
aprile	26,5	MWh/mese
maggio	31,5	MWh/mese
giugno	36,4	MWh/mese
luglio	42,1	MWh/mese
agosto	37,6	MWh/mese
settembre	31,8	MWh/mese
ottobre	27,9	MWh/mese
novembre	26,0	MWh/mese
dicembre	30,7	MWh/mese
annuale	377	MWh/anno

La potenza elettrica prodotta annualmente dall'impianto fotovoltaico risulta trascurabile rispetto al fabbisogno energetico del museo, attestandosi intorno al 4,4% su base annua.

Viene di seguito confrontata la richiesta di energia elettrica complessiva del museo e la produzione fotovoltaica, su base mensile.

A seguire, attraverso l'analisi oraria della produzione elettrica dell'impianto fotovoltaico, è possibile valutare se l'energia prodotta viene interamente consumata dal museo o se, viceversa, è necessario considerare l'inserimento di un sistema di accumulo a batteria per il completo sfruttamento dell'energia elettrica rinnovabile prodotta.

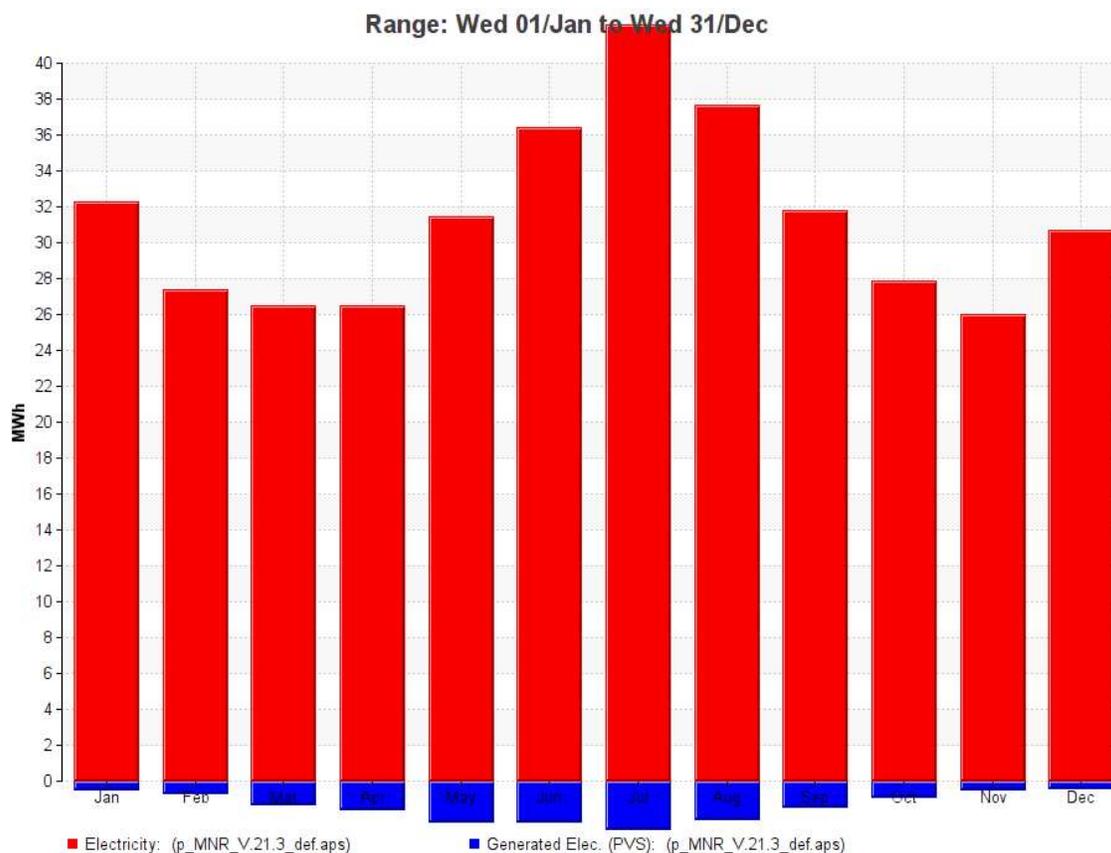


Figura 2.6 – consumo elettrico complessivo del museo e produzione fotovoltaica

2.4.2 Analisi di produzione oraria dell’impianto fotovoltaico

Attraverso la simulazione dinamica oraria è possibile confrontare la produzione di energia elettrica dell’impianto fotovoltaico con la contemporanea richiesta di energia elettrica necessaria al funzionamento dell’intera struttura museale. In questo modo è possibile valutare se in determinate condizioni di funzionamento parte dell’energia fotovoltaica prodotta ecceda la richiesta energetica del museo al fine di valutare la possibilità di inserire sistemi di accumulo a batteria.

Si considerino inizialmente, a scopo esemplificativo, tre giorni di luglio, mese in cui è massima sia la produzione media da fotovoltaico sia il fabbisogno energetico del museo. Il diagramma seguente riporta in rosso la quantità di energia richiesta dal museo, in blu la quantità di energia prodotta.

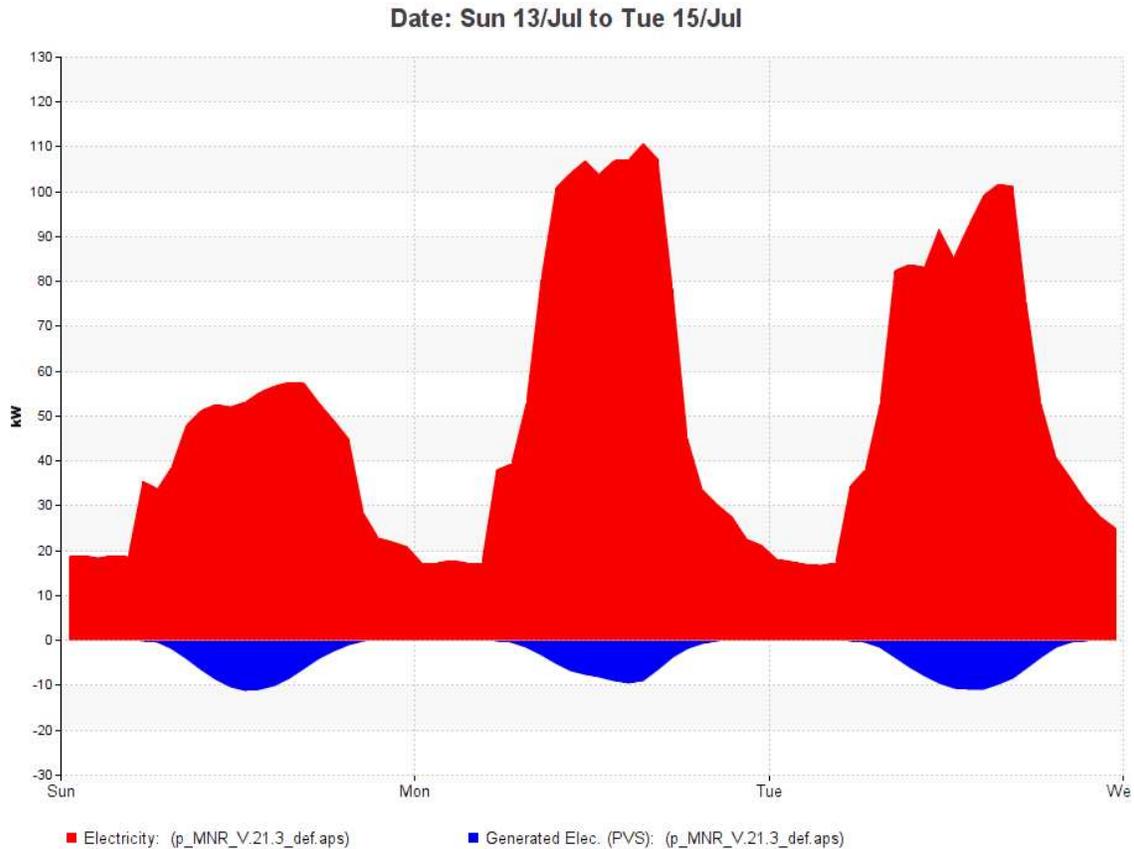


Figura 2.7 – andamento dell’energia elettrica prodotta e consumata nei giorni 13, 14 e 15 di luglio

È possibile osservare che nelle giornate considerate la produzione elettrica fotovoltaica è massima in corrispondenza dei massimi consumi energetici dell’edificio, inoltre la produzione elettrica risulta inferiore non solo rispetto al valore di picco del fabbisogno, ma anche del valore di energia minima richiesta per il mantenimento della struttura, anche negli orari di non operatività. Estendendo la valutazione a tutto il mese di luglio abbiamo il medesimo risultato.

L’analisi oraria permette quindi di effettuare il confronto grafico e numerico per tutte le ore del giorno di tutti i mesi dell’anno.

L’andamento annuale della produzione fotovoltaica e della richiesta energetica delle utenze del museo, valutato su base oraria, è rappresentata nel grafico seguente:

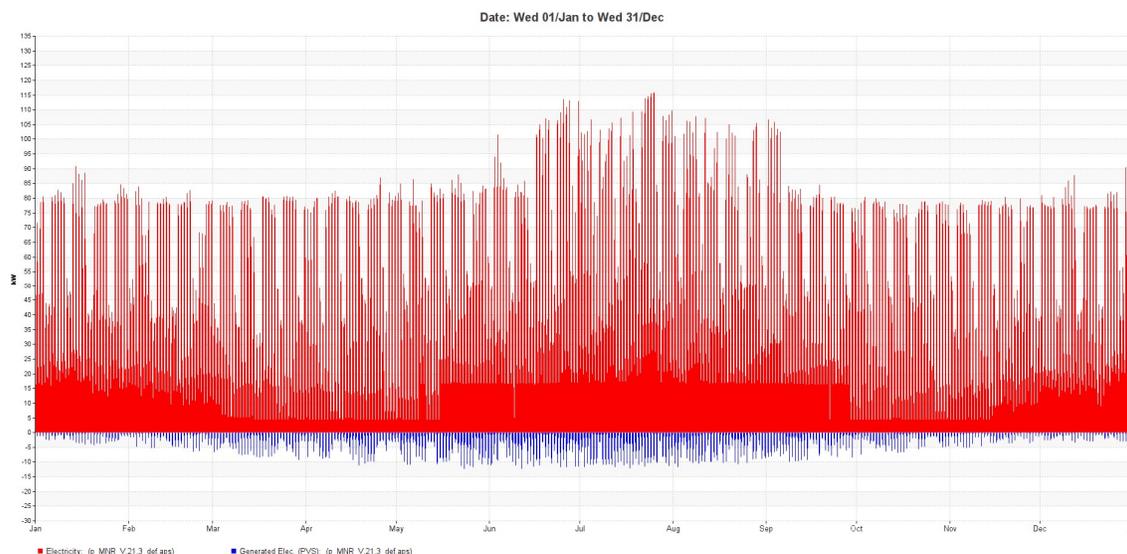


Figura 2.8 – andamento dell'energia elettrica prodotta e consumata durante l'anno

Non si procede quindi all'inserimento di un sistema di accumulo elettrico associato all'impianto fotovoltaico, in quanto non avremo mai, in nessuna condizione di funzionamento a regime ed in nessun periodo dell'anno un assorbimento di energia elettrica dalle utenze inferiore all'energia prodotta dal fotovoltaico, che, pertanto, verrà sempre completamente ed istantaneamente utilizzata.

2.4.3 Fabbisogno elettrico ripartito per utenza

Le richieste energetiche di tipo elettrico dell'intera struttura museale comprensiva di locali tecnici ed archivio, possono essere ripartite nelle seguenti categorie:

- illuminazione degli ambienti;
- assorbimento elettrico dei gruppi polivalenti per la produzione di energia termica e frigorifera;
- movimentazione dei vettori energetici tramite pompe idrauliche, in particolare per il pompaggio dell'acqua di falda;
- assorbimento del gruppo dedicato alla produzione di ACS;
- movimentazione dell'aria tramite ventilatori per l'estrazione ed il ricambio orario;
- apparecchiature elettriche generiche.

La tabella ed il grafico seguenti riepilogano i consumi elettrici del museo, ripartiti per utenza:

Tabella 2.6 – consumo elettrico complessivo ripartito per utenza

ENERGIA ELETTRICA CONSUMATA RIPARTITA PER UTENZA								
mese	illuminazione	apparecchiature elettriche	produzione en. termica	produzione ACS	produzione en. frigorifera	pompaggio acqua di falda	ventilazione	pompe idrauliche
	MWh _e	MWh _e	MWh _e	MWh _e	MWh _e	MWh _e	MWh _e	MWh _e
gennaio	3,74	6,21	7,32	1,15	0,35	2,25	6,46	4,78
febbraio	3,29	5,48	5,61	1,04	0,32	2,00	5,57	4,11
marzo	3,52	5,87	4,03	1,15	0,54	2,63	5,23	3,50
aprile	3,59	5,97	2,98	1,11	1,57	3,58	4,81	2,88
maggio	3,64	6,05	1,08	1,15	4,88	7,11	5,26	2,29
giugno	3,47	5,78	0,31	1,11	8,33	9,96	5,56	1,87
luglio	3,74	6,21	0,02	1,15	11,15	11,47	6,48	1,94
agosto	3,52	5,87	0,07	1,15	8,85	10,52	5,86	1,79
settembre	3,59	5,97	0,49	1,11	4,99	8,70	5,15	1,76
ottobre	3,74	6,21	2,42	1,15	1,48	5,11	5,02	2,73
novembre	3,37	5,62	4,10	1,11	0,41	2,75	5,13	3,50
dicembre	3,74	6,21	6,23	1,15	0,37	2,28	6,12	4,59
totale	42,96	71,43	34,66	13,53	43,22	68,35	66,63	35,73

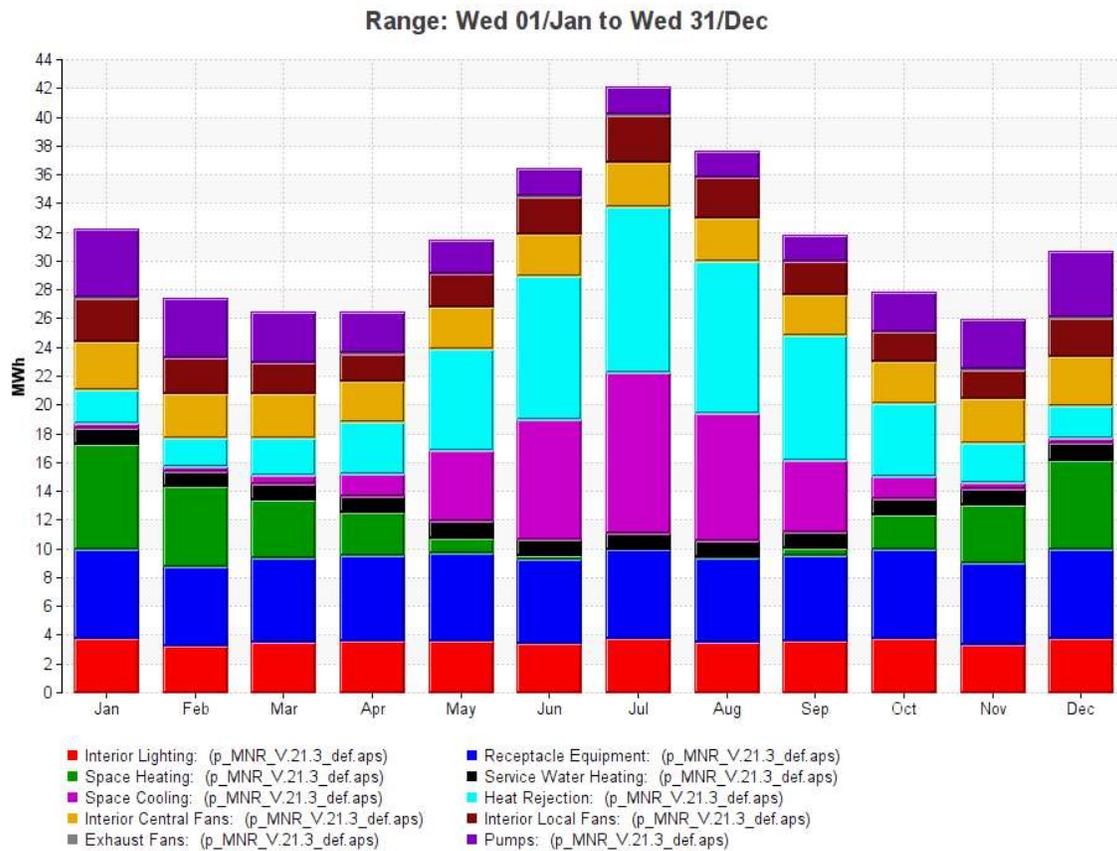


Figura 2.9 – fabbisogno elettrico ripartito per utenza

È possibile osservare che uno tra i maggiori consumi energetici è associato alla voce “Heat Rejection”, ossia l’assorbimento elettrico dovuto a tutti i componenti elettrici ausiliari necessari per permettere ai gruppi polivalenti di effettuare lo spostamento del calore dalla sorgente termica a bassa temperatura verso la sorgente di alta temperatura, per la climatizzazione dell’edificio. Tra questi componenti, quello di maggior impatto sul consumo energetico è costituito dalle macchine adibite al pompaggio dell’acqua di falda per la condensazione o evaporazione del fluido frigorifero R513A. Tali pompe devono infatti garantire in estate, nelle condizioni di progetto, una portata complessiva di circa 41 l/s con prevalenze di oltre 50 m.

Viene ora riportato un dettaglio dei consumi elettrici dedicati alla climatizzazione dell’edificio, comprensivo dell’assorbimento delle macchine polivalenti e dei dispositivi ausiliari al loro funzionamento, della movimentazione dell’aria sia per il ricambio, sia per l’estrazione ed infine i consumi energetici per il funzionamento della pompa di calore booster per la produzione di ACS.

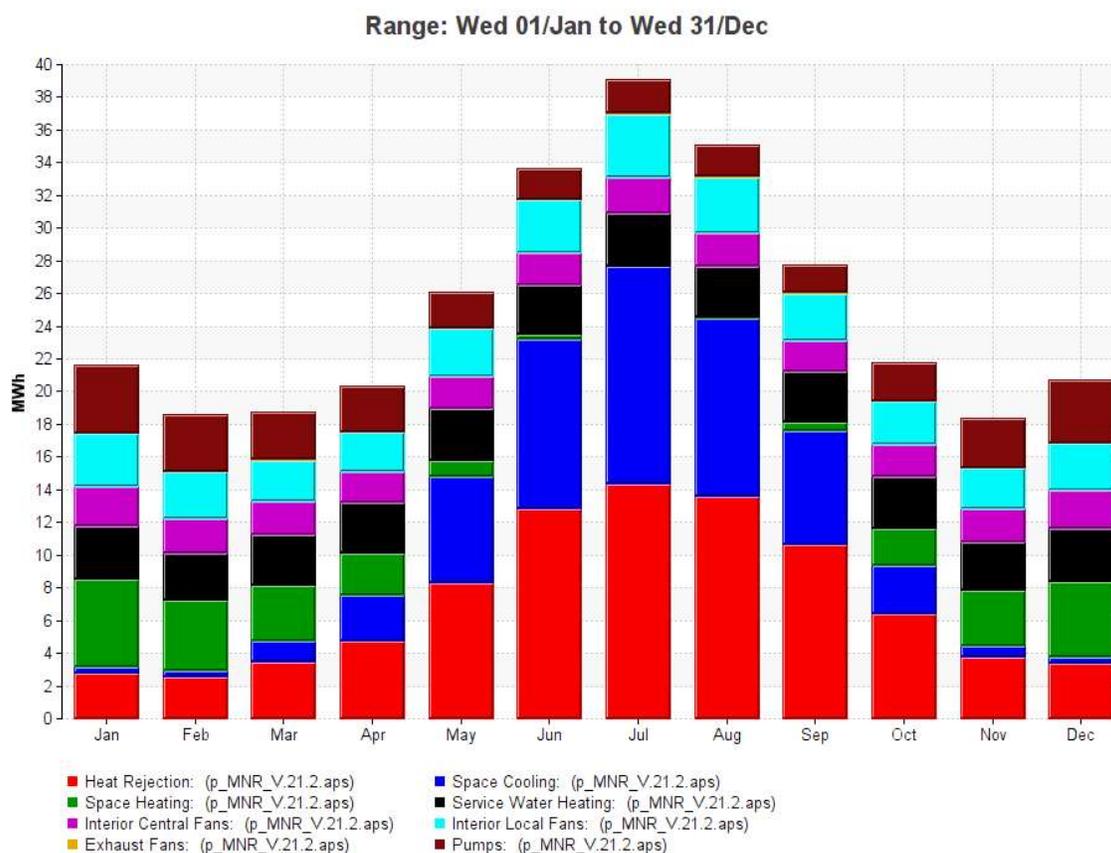


Figura 2.10 – fabbisogno elettrico per la climatizzazione

2.5 Irraggiamento solare sulla superficie del museo

Tramite l'analisi dinamica effettuata mediante software IES VE è possibile valutare l'esposizione all'irraggiamento solare dell'intera volumetria del museo, nonché la distribuzione della potenza termica per unità di superficie, cumulata durante tutto l'anno.

Nelle immagini seguenti la posizione del sole è rappresentata al solstizio d'estate alle ore 12:00 (ora solare). Viene di seguito presentato un render degli ombreggiamenti generati dalla struttura stessa all'orario indicato. (Vista Sud-Est). I tre piani inferiori sono da considerarsi interrati.

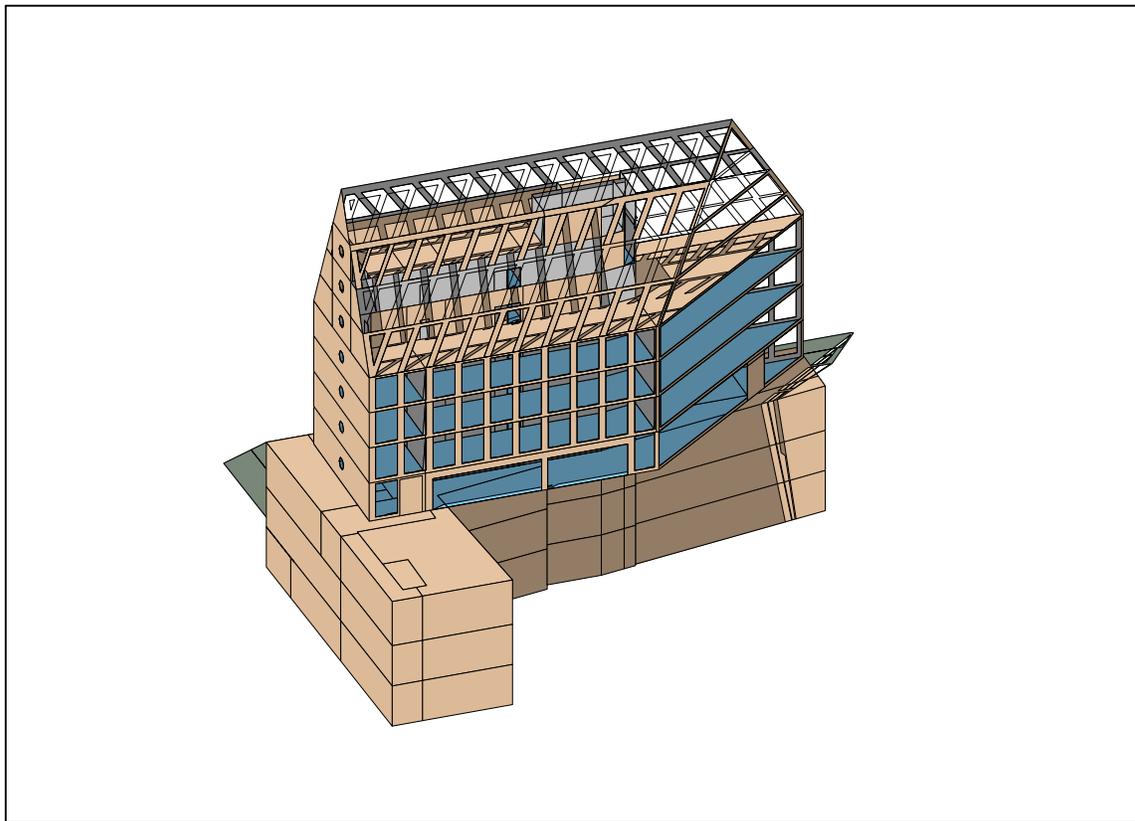


Figura 2.11 – irraggiamento solare relativo alle ore 12:00 del 21 giugno

2.5.1 Esposizione solare

Potendo considerare la struttura libera da ombreggiamenti esterni, l'analisi dell'esposizione solare dell'edificio evidenzia che la superficie maggiormente irradiata durante l'anno è la parete rivolta verso sud.

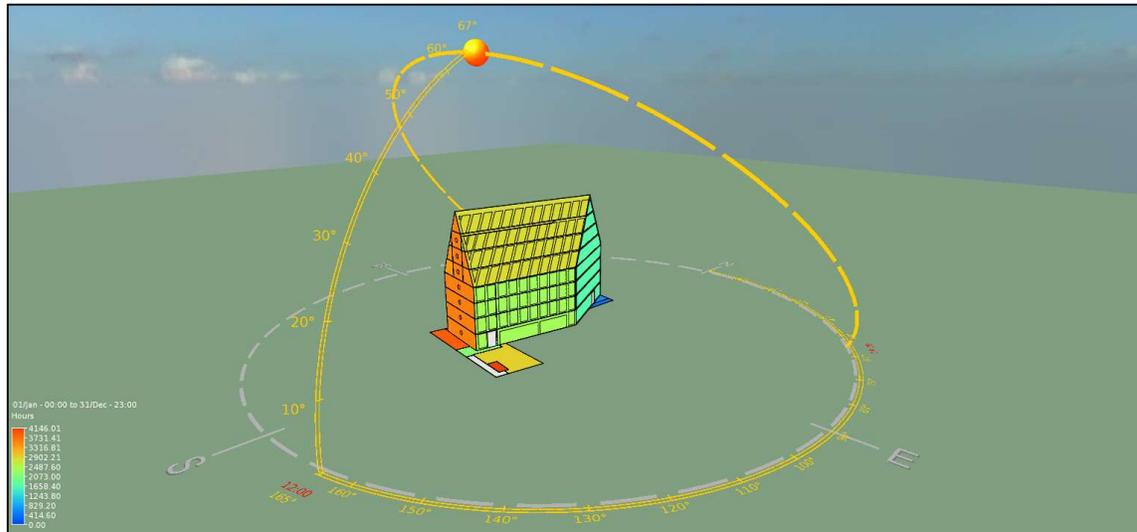


Figura 2.12 – esposizione solare cumulata durante l’anno, vista sud-est

2.5.2 Apporto termico

La struttura presentata però è caratterizzata da ampie superfici vetrate, esposte principalmente ad est e ovest. L’analisi effettuata considerando l’apporto di potenza termica per unità di superficie, cumulata durante l’anno, evidenzia che la zona di maggior carico termico risulta essere la facciata inclinata, vetrata, esposta verso est, nonostante sia la parete a sud quella più irradiata.

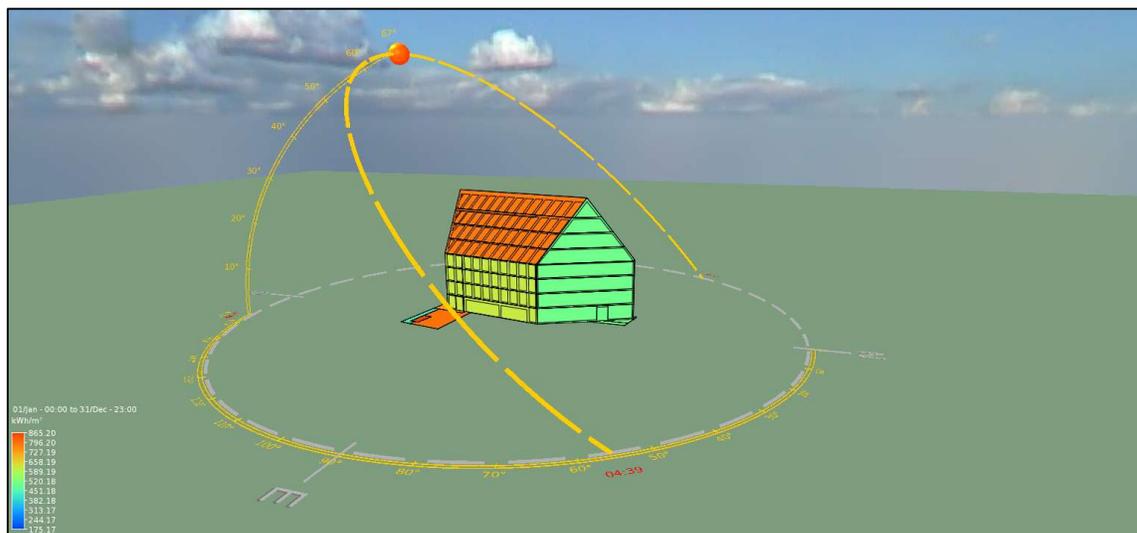


Figura 2.13 – apporto termico cumulato durante l’anno, vista nord-est

Vista Sud-Ovest

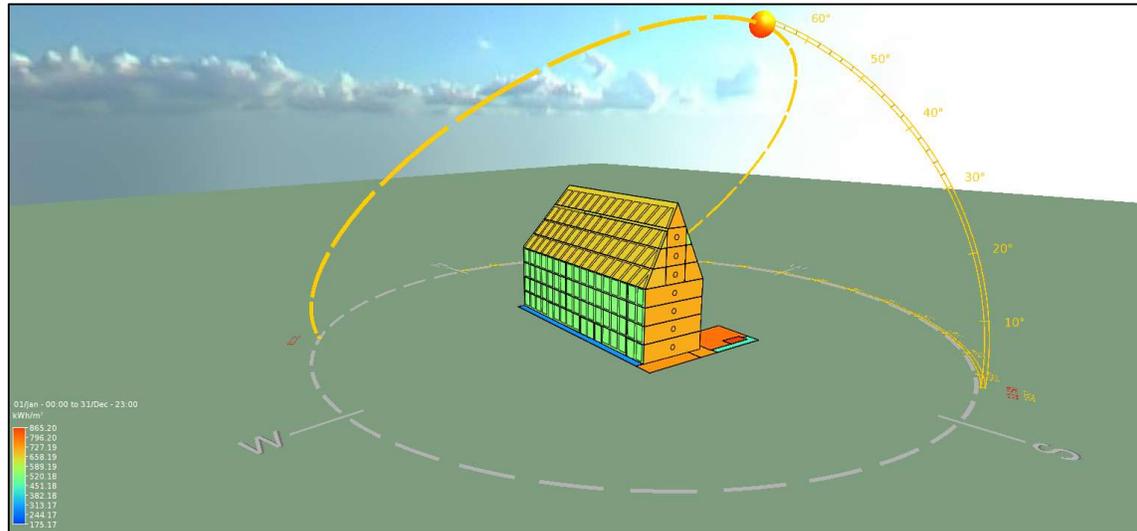


Figura 2.14 – apporto termico cumulato durante l’anno, vista sud-ovest

Gli elevati apporti termici entranti dalle superfici vetrate, richiedono soluzioni impiantistiche in grado di mantenere le condizioni di comfort all’interno degli spazi museali. La scelta di inserire un elevato numero di fan coil in prossimità delle finestre è giustificata dalla duplice necessità di abbattere il carico termico e di creare una barriera d’aria utile a schermare l’ambiente dalla radiazione solare entrante, aumentando il comfort interno.

Capitolo 3

Simulazione energetica dinamica

3.1 Valutazione dei carichi termici dell'involucro

La simulazione dinamica dell'edificio museale, condotta su IES VE, permette di stimare con elevata accuratezza i carichi termici estivi ed invernali dovuti a rientrate e dispersioni di calore.

Le dispersioni termiche invernali sono calcolate, nel mese di gennaio, trascurando sia gli apporti energetici gratuiti dovuti all'irraggiamento solare, sia i contributi interni dovuti alla presenza di persone, macchinari ed illuminazione, al fine di valutare il carico termico nelle condizioni più critiche. In regime estivo, i carichi termici sono valutate fra maggio e settembre considerando, viceversa, gli apporti energetici dovuti sia all'irraggiamento, sia alle infiltrazioni ed ai carichi (sensibile e latente) dovuti alla presenza di persone.

Vengono di seguito riportati i valori delle dispersioni e delle rientrate di calore dell'edificio calcolati nelle condizioni di funzionamento più critiche.

Tabella 3.1 – rientrate di calore estive e dispersioni invernali dell'involucro, condizioni di progetto

Cooling Calculation Data		
Results file	Loads_MNR_V21_3_def.clg	
Calculated	2022/07/05 21:13	
Profile Month	May - Sep	
Max outdoor temp. dry bulb	35.6 °C	
Max outdoor temp. wet bulb	25.4 °C	

Heating Calculation Data		
Results file	Loads_MNR_V21_3_def.htg	
Calculated	2022/07/05 21:13	
Profile Month	Jan	
Outdoor winter design temp	-4.8 °C	

Project Loads Summary		
Cooling loads:	kW	W/m ²
Coincident peak space load	236.19	35.95
Heating loads:		
Coincident peak space load	107.00	16.29

- Dispersioni termiche invernali (nelle condizioni di progetto): 107 kW;

Le dispersioni termiche calcolate dalla simulazione software differiscono del 15% rispetto al metodo di calcolo illustrato precedentemente. Il valore delle dispersioni ottenuto in precedenza è stato di 125,9 kW.

- Apporti termici esterni e carichi endogeni (nelle condizioni di progetto): 236,19 kW.

Gli apporti termici esterni ed i carichi interni, nel calcolo tramite IES VE, differiscono dell'8% dal valore ottenuto precedentemente pari a 257,4 kW.

Viene ora effettuata la valutazione delle dispersioni invernali dell'involucro considerando invece il contributo energetico dell'irraggiamento solare, delle persone presenti all'interno del museo e dei carichi interni dovuti ad illuminazione e dispositivi elettronici. In queste condizioni di funzionamento il carico termico in una giornata soleggiata e ad alta affluenza è ridotto di oltre il 60%, rispetto alle condizioni di funzionamento più critiche calcolate precedentemente.

Tabella 3.2 – rientrate di calore e dispersioni invernali dell'involucro al netto degli apporti gratuiti

Project Loads Summary		
	kW	W/m ²
Cooling loads:		
Coincident peak space load	236.19	35.95
Heating loads:		
Coincident peak space load	38.14	5.81

- Dispersioni termiche invernali (considerando gli apporti gratuiti): 38,14 kW.

È possibile osservare come il fabbisogno termico invernale richiesto dal museo possa subire notevoli variazioni in funzione delle condizioni di irraggiamento esterno e dell'affluenza di visitatori. Il sistema di regolazione dell'impianto di climatizzazione permette di adattare le esigenze energetiche della struttura alle variabili esterne ed interne. L'aumento e la riduzione del carico sensibile in ambiente è gestito attraverso la modulazione della portata dei ventilconvettori posti negli ambienti museali, sulla base delle indicazioni di temperature determinate dalle sonde di temperatura ambiente. Il ricambio d'aria, a carico della UTA, è funzione dell'affollamento, determinabile invece, attraverso un sensore di CO₂. Al crescere dell'affollamento dovrà aumentare anche la portata di aria esterna per mantenere idonea la qualità dell'aria, riducendo la concentrazione di anidride carbonica e degli altri inquinanti.

Tuttavia, dovrà sempre essere garantita la circolazione minima di aria prevista per ogni ambiente.

Al crescere del ricambio d'aria richiesto ed in corrispondenza di rigide temperature esterne, assume un ruolo sempre più rilevante il recuperatore di calore che permette di ridurre il carico energetico richiesto ai gruppi polivalenti.

Il sistema di regolazione permette quindi di mantenere le condizioni termo-igrometriche di progetto sia in inverno, sia in estate, mantenendo il confort in ambiente al variare del fabbisogno energetico e di conseguenza limitando i consumi relativi alla produzione di energia termica e frigorifera. Il sistema di regolazione, infatti, agisce attraverso un inverter sulla velocità di rotazione dei compressori a vite dei gruppi polivalenti, parzializzando i carichi. Nel caso in cui il fabbisogno energetico scenda al di sotto del 50% del carico del gruppo polivalente, viene invece completamente spento un compressore, limitando quindi l'assorbimento elettrico.

3.2 Caratteristiche termine dinamiche

3.2.1 Conduzione del calore in regime periodico stabilizzato

Nel calcolo dei carichi termici estivi in regime dinamico, non stazionario, è necessario considerare che sia le sorgenti di calore interne dovute ad illuminazione, persone, macchine e dispositivi elettronici, sia le sorgenti di calore esterne, sono variabili nel tempo. In particolare, nel calcolo delle rientrate di calore nell'edificio, è necessario considerare sia il contributo dovuto al salto di temperatura fra interno ed esterno, sia il contributo dovuto all'irraggiamento solare, variabile nell'arco della giornata.

La temperatura di bulbo secco durante il periodo di condizionamento, oscilla nell'arco di una giornata attorno ad un valore medio. Possiamo assumere tale andamento di temperatura come un segnale periodico, per tempi molto grandi. Attraverso l'analisi di Fourier possiamo assumere un generico segnale periodico come la sovrapposizione di una serie discreta di segnali sinusoidali con diversa frequenza angolare propria.

Si consideri a titolo esemplificativo l'andamento di temperatura di bulbo secco nelle giornate 16, 17 e 18 di luglio. L'andamento è assimilabile con discreta approssimazione ad una sinusoide.

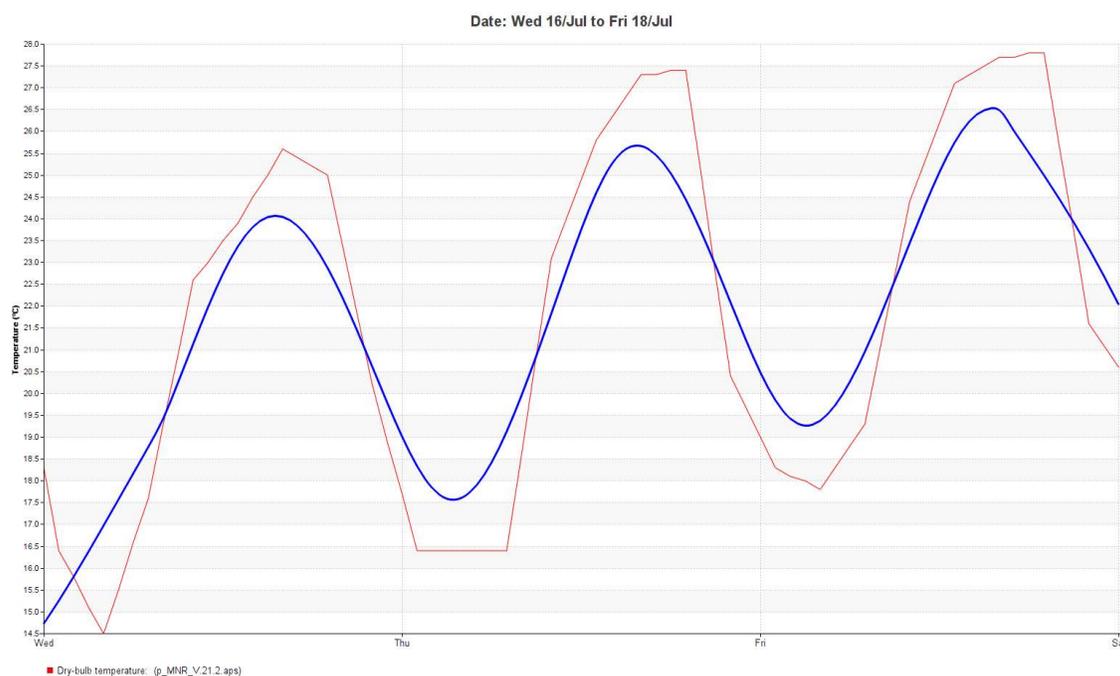


Figura 3.1 – andamento della temperatura esterna di bulbo secco nei giorni 16, 17 e 18 luglio

Per analizzare il comportamento dinamico dell'edificio è necessario però effettuare alcune ipotesi di lavoro che ci permettano di eseguire una trattazione analitica dello scambio termico per conduzione attraverso le pareti dell'edificio tramite l'equazione di Fourier, al fine di poter valutare il campo di temperatura nelle condizioni di regime periodico stabilizzato.

Si considerino:

- la stratigrafia delle pareti composta da materiali foureriani (per cui vale la legge di Fourier);
- le proprietà termofisiche (densità ρ , calore specifico c_v e conducibilità λ) sono costanti ed omogenee;
- l'assenza di generazione interna di calore;
- campo di temperatura monodimensionale, ipotesi di parete infinitamente estesa (ipotesi realistica poiché lo spessore della parete è molto minore dell'altezza)

Il "sistema parete" viene perturbato da un segnale oscillatorio di temperatura. In accordo con le ipotesi effettuate la conduzione termica descritta dalla legge di Fourier è di tipo monodimensionale, non stazionario. Ciò significa che il campo di temperatura, soluzione dell'equazione di Fourier, dipende dal tempo e da una coordinata spaziale.

L'equazione di bilancio locale dell'energia per un solido isotropo è data da:

$$\nabla \cdot [\lambda \nabla T(x, t)] + q_g(x, t) = \rho c_v \frac{\partial T(x, t)}{\partial t}$$

Dove il calore generato q_g è considerato nullo, in accordo con le ipotesi precedenti.

L'equazione di Fourier in regime non stazionario, monodimensionale, è data da:

$$\rho c_v \frac{\partial T}{\partial t} = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad \text{eq. Fourier}$$

Un caso particolare si ha nel momento in cui le condizioni al contorno sono tali che la soluzione della equazione di Fourier, per tempi molto grandi, tende a diventare una funzione sinusoidale del tempo:

$$T(x, t) = T_0(x) + T_1(x) \sin(\omega t) + T_2(x) \cos(\omega t) + o(x, t)$$

Dove risulta:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} o(x, t) = 0$$

Il regime periodico stabilizzato del fenomeno analizzato è caratterizzato da pulsazione e frequenza caratteristica lente:

$$\omega = \frac{2\pi}{P} = \frac{2\pi}{24 \text{ ore}} = \text{pulsazione}$$

$$f = \frac{1}{P} = 11,6 \mu\text{Hz} \text{ frequenza}$$

$$P = \text{periodo}$$

Il termine $T_0(x)$ rappresenta la distribuzione media di temperatura, mentre il termine $\sqrt{T_1(x)^2 + T_2(x)^2}$ rappresenta l'ampiezza delle oscillazioni del campo di temperatura.

3.2.2 Temperatura media e temperatura complessa

Sostituendo la distribuzione di temperatura all'interno dell'equazione di Fourier, le incognite $T_0(x)$, $T_1(x)$, $T_2(x)$ devono essere soluzione del sistema di equazioni differenziali:

$$\begin{cases} \lambda \frac{d^2 T_0}{dx^2} = 0 \\ \lambda \frac{d^2 T_1}{dx^2} = -\rho c_v \omega T_2(x) \\ \lambda \frac{d^2 T_2}{dx^2} = \rho c_v \omega T_1(x) \end{cases}$$

La distribuzione media di temperatura può essere ottenuta risolvendo un problema di conduzione stazionaria, con le seguenti condizioni al contorno:

$$\begin{cases} \lambda \frac{d^2 T_0}{dx^2} = 0 \\ T_0(x=0) = T_{01} \\ T_0(x=l) = T_{02} \end{cases}$$

Con T_{01} condizione di temperatura costante sul lato esterno della parete di spessore l e T_{02} condizione di temperatura costante sul lato interno.

La distribuzione di temperatura media è ottenuta integrando due volte la prima equazione del sistema sopra riportato e sostituendo le condizioni al contorno:

$$T_0(x) = \left(\frac{T_{02} - T_{01}}{l} \right) x + T_{01}$$

La determinazione dei termini oscillanti è effettuata definendo una temperatura complessa:

$$\hat{T}(x) = T_1(x) + i \cdot T_2(x)$$

3.2.3 Soluzione del campo di temperatura in forma periodica

È quindi possibile riscrivere le due equazioni differenziali nelle incognite T_1 e T_2 , come un'unica equazione differenziale nell'incognita $\hat{T}(x)$

$$\begin{cases} \lambda \frac{d^2 T_1}{dx^2} = -\rho c_v \omega T_2(x) \\ \lambda \frac{d^2 T_2}{dx^2} = \rho c_v \omega T_1(x) \end{cases}$$

Sommando le due equazioni e riscrivendole nell'incognita di $\hat{T}(x)$, ottengo:

$$\lambda \frac{d^2 \hat{T}}{dx^2} = i \rho c_v \omega \hat{T}(x)$$

Ponendo:

$$\hat{K}^2 = \frac{i \rho c_v \omega}{\lambda}$$

Posso riscrivere:

$$\frac{d^2 \hat{T}}{dx^2} = \hat{K}^2 \cdot \hat{T}(x)$$

La cui soluzione generale è del tipo:

$$\hat{T}(x) = \hat{A} \cdot e^{\hat{K}x} + \hat{B} \cdot e^{-\hat{K}x}$$

\hat{A} e \hat{B} sono costanti che vengono determinate in base alle condizioni al contorno definite sulle superfici della parete interna ed esterna. La loro determinazione necessita di due condizioni al contorno date dalla temperatura e dal flusso termico.

Utilizzando l'identità matematica euleriana:

$$e^{i\omega t} = \cos(\omega t) + i \sin(\omega t)$$

e l'equazione della temperatura complessa, si può riscrivere la forma periodica del campo di temperatura come:

$$T(x, t) = T_0(x) + \text{Im}[\hat{T}(x) \cdot e^{i\omega t}]$$

Che definisce un regime asintotico non stazionario, chiamato periodico stabilizzato.

3.2.4 Determinazione del flusso termico

È possibile estendere la trattazione effettuata per il campo di temperatura anche al flusso termico, definendo un flusso termico complesso, partendo dalla relazione di Fourier che lega flusso termico e temperatura:

$$q''(x, t) = -\lambda \frac{\partial T(x, t)}{\partial x}$$

Il flusso termico complesso è definito come:

$$\hat{q}(x) = -\lambda \frac{d\hat{T}(x)}{dx}$$

$$\hat{q}(x) = -\lambda \left[\frac{dT_1}{dx} + i \frac{dT_2}{dx} \right]$$

Dove:

$$\hat{T}(x) = \hat{A} \cdot e^{\hat{K}x} + \hat{B} \cdot e^{-\hat{K}x}$$

Pertanto la soluzione dell'equazione del flusso termico complesso è data da:

$$\hat{q}(x) = -\lambda \hat{K} [\hat{A} \cdot e^{\hat{K}x} - \hat{B} \cdot e^{-\hat{K}x}]$$

Per poter determinare la componente oscillante del flusso termico complesso è necessario utilizzare il campo di temperatura oscillante ricavato precedentemente:

$$T(x, t) = T_0(x) + T_1(x) \sin(\omega t) + T_2(x) \cos(\omega t) + o(x, t)$$

È possibile quindi ottenere la seguente relazione:

$$q''(x, t) = -\lambda \frac{dT_0}{dx} - \lambda \frac{dT_1}{dx} \sin(\omega t) - \lambda \frac{dT_2}{dx} \cos(\omega t) + o(x, t)$$

$$\lim_{t \rightarrow \infty} o(x, t) = 0$$

In cui si possono distinguere le componenti “flusso termico medio” e “flusso termico oscillante”

$$q_m(x, t) = -\lambda \frac{dT_0}{dx} = \text{componente media del flusso termico}$$

$$-\lambda \left[\frac{dT_1}{dx} \sin(\omega t) + \frac{dT_2}{dx} \cos(\omega t) \right] = \text{componente oscillante del flusso termico}$$

Ossia:

$$q''(x, t) = q_m(x, t) + \text{Im}[\hat{q}(x) \cdot e^{i\omega t}]$$

Viene di seguito rappresentato l'andamento del flusso termico incidente sulla parete esterna, esposta verso sud, della struttura oggetto di analisi:

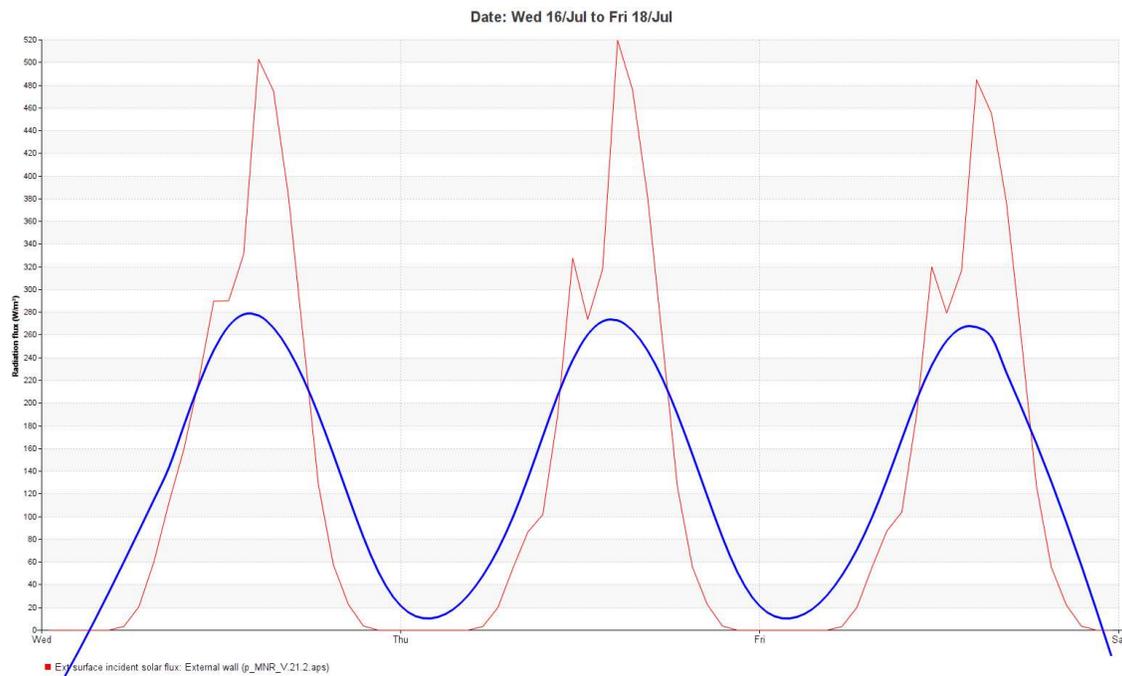


Figura 3.2 – andamento del flusso termico sulla parete esterna sud, nei giorni 16, 17 e 18 luglio

3.2.5 Equazioni del quadrupolo

Noto l'andamento dell'onda di temperatura e del flusso termico incidenti esternamente sulla parete, attraverso le equazioni del quadrupolo è possibile valutare il comportamento della temperatura e del flusso termico anche dal lato interno della parete.

$$\begin{cases} \hat{T}(0) = \hat{T}_{ext} \\ \hat{q}(0) = \hat{q}_{ext} \end{cases}$$

Sapendo che le soluzioni generali del campo di temperatura e del flusso termico complesso sono date dalle seguenti espressioni:

$$\begin{cases} \hat{T}(x) = \hat{A} \cdot e^{\hat{K}x} + \hat{B} \cdot e^{-\hat{K}x} \\ \hat{q}(x) = -\lambda\hat{K}[\hat{A} \cdot e^{\hat{K}x} - \hat{B} \cdot e^{-\hat{K}x}] \end{cases}$$

A ridosso della parete esterna, ad $x = 0$, avremo che:

$$\begin{cases} \hat{T}(x = 0) = \hat{A} + \hat{B} = \hat{T}_{ext} \\ \hat{q}(x = 0) = -\lambda\hat{K}[\hat{A} - \hat{B}] = \hat{q}_{ext} \end{cases}$$

Pertanto possiamo determinare il valore delle costanti \hat{A} e \hat{B}

$$\begin{cases} \hat{A} = \frac{1}{2}[\hat{T}_{ext} - \hat{Z}_0 \cdot \hat{q}_{ext}] \\ \hat{B} = \frac{1}{2}[\hat{T}_{ext} + \hat{Z}_0 \cdot \hat{q}_{ext}] \end{cases}$$

Con

$$\hat{Z}_0 = \frac{1}{\lambda\hat{K}}$$

Possiamo quindi scrivere:

$$\begin{cases} \hat{T}(x) = \frac{1}{2}(e^{\hat{K}x} + e^{-\hat{K}x})\hat{T}_{ext} - \frac{1}{2}\hat{Z}_0(e^{\hat{K}x} - e^{-\hat{K}x})\hat{q}_{ext} \\ \hat{q}(x) = -\frac{1}{2 \cdot \hat{Z}_0}(e^{\hat{K}x} - e^{-\hat{K}x})\hat{T}_{ext} + \frac{1}{2}(e^{\hat{K}x} + e^{-\hat{K}x})\hat{q}_{ext} \end{cases}$$

Le equazioni del campo di temperatura complesso e del flusso termico complesso ci permettono di determinare le condizioni interne alla parete calcolando $\hat{T}(x = l)$ e $\hat{q}(x = l)$

$$\begin{cases} \hat{T}(x = l) = \hat{T}_{int} = \frac{1}{2}(e^{\hat{K}l} + e^{-\hat{K}l})\hat{T}_{ext} - \frac{1}{2}\hat{Z}_0(e^{\hat{K}l} - e^{-\hat{K}l})\hat{q}_{ext} \\ \hat{q}(x = l) = \hat{q}_{int} = -\frac{1}{2 \cdot \hat{Z}_0}(e^{\hat{K}l} - e^{-\hat{K}l})\hat{T}_{ext} + \frac{1}{2}(e^{\hat{K}l} + e^{-\hat{K}l})\hat{q}_{ext} \end{cases}$$

Per un generico strato di materiale possiamo riscrivere le relazioni introducendo i coefficienti Z , che rappresentano i componenti della matrice di trasferimento termico. Si indichi con il pedice 1 la superficie più esterna della sezione di materiale considerata e con il pedice 2 la superficie verso l'interno.

$$\begin{cases} \hat{T}_2 = Z_{11}\hat{T}_1 + Z_{12}\hat{q}_1 \\ \hat{q}_2 = Z_{21}\hat{T}_1 + Z_{22}\hat{q}_1 \end{cases}$$

Dove:

$$Z_{11} = \frac{1}{2}(e^{\hat{K}l} + e^{-\hat{K}l}) = \cosh(\hat{K}l)$$

$$Z_{12} = \frac{1}{2}\hat{Z}_0(e^{\hat{K}l} - e^{-\hat{K}l}) = -\hat{Z}_0 \sinh(\hat{K}l)$$

$$Z_{21} = -\frac{1}{2 \cdot \hat{Z}_0}(e^{\hat{K}l} - e^{-\hat{K}l}) = -\frac{1}{\hat{Z}_0} \sinh(\hat{K}l)$$

$$Z_{22} = \frac{1}{2}(e^{\hat{K}l} + e^{-\hat{K}l}) = \cosh(\hat{K}l)$$

$$\hat{K}^2 = \frac{i\rho c_v \omega}{\lambda}$$

$$\hat{K} = \sqrt{\frac{\rho c_v \omega}{\lambda}} \cos \frac{\pi}{4} + i \cdot \sqrt{\frac{\rho c_v \omega}{\lambda}} \sin \frac{\pi}{4} = \sqrt{\frac{\rho c_v \omega}{2\lambda}} (1 + i)$$

$$\hat{Z}_0 = \frac{1}{\lambda \hat{K}}$$

$l =$ spessore strato

In forma matriciale:

$$\begin{bmatrix} \hat{T}_2 \\ \hat{q}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \hat{T}_1 \\ \hat{q}_1 \end{bmatrix}$$

3.2.6 Matrice di trasferimento termico

I componenti Z_{ij} della matrice di trasferimento termico permettono di correlare l'ampiezza e la fase delle onde di temperatura e flusso termico fra l'ingresso e l'uscita della sezione di materiale considerata. In questo modo è possibile valutare la capacità smorzante della stratigrafia e l'inerzia termica del materiale, quindi la capacità di accumulo e rilascio del calore.

$$\begin{bmatrix} Z_{11} & Z_{12} \\ Z_{21} & Z_{22} \end{bmatrix}$$

- $|Z_{11}|$ rappresenta l'ampiezza della variazione di temperatura sul lato 2 come effetto della variazione di temperatura di ampiezza 1K sul lato 1. Il flusso termico incidente è considerato costante, non oscillatorio.

$$|Z_{11}| = \frac{|\hat{T}_2|}{|\hat{T}_1|}$$

La differenza di fase fra \hat{T}_1 e \hat{T}_2 sulle facce dello strato è data da:

$$\arg(Z_{11}) = \varphi_{11}$$

- $|Z_{12}|$ rappresenta l'ampiezza della variazione di temperatura sul lato 2 come effetto della variazione del flusso termico di ampiezza 1 W/m² sul lato 1. La temperatura esterna è considerata costante.

Questa componente è definita resistenza termica del materiale ed è espressa in $\frac{m^2K}{W}$

$$|Z_{12}| = \frac{|\hat{T}_2|}{|\hat{q}_1|}$$

La differenza di fase fra \hat{T}_2 e \hat{q}_1 sulle facce dello strato è data da:

$$\arg(Z_{12}) = \varphi_{12}$$

- $|Z_{21}|$ rappresenta l'ampiezza della variazione del flusso termico sul lato 2 come effetto della variazione di temperatura di ampiezza 1K sul lato 1. Il flusso termico incidente è considerato costante, non oscillatorio.

Questa componente è definita trasmittanza del materiale ed è espressa in $\frac{W}{m^2K}$

L'energia termica accumulata all'interno della parete verrà rilasciata con una pulsazione legata alla variazione di temperatura esterna.

$$|Z_{21}| = \frac{|\hat{q}_2|}{|\hat{T}_1|}$$

La differenza di fase fra \hat{T}_1 e \hat{q}_2 sulle facce dello strato è data da:

$$\arg(Z_{21}) = \varphi_{21}$$

- $|Z_{22}|$ rappresenta l'ampiezza della variazione di flusso termico sul lato 2 come effetto della variazione del flusso termico di ampiezza 1 W/m² sul lato 1. La temperatura esterna è considerata costante.

$$|Z_{22}| = \frac{|\hat{q}_2|}{|\hat{q}_1|}$$

La differenza di fase fra \hat{q}_1 e \hat{q}_2 sulle facce dello strato è data da:

$$\arg(Z_{22}) = \varphi_{22}$$

3.2.7 Parete multistrato

La matrice di trasferimento complessiva di una parete multistrato è data dal prodotto delle matrici di trasferimento associate ad ogni strato, avendo cura di effettuare la moltiplicazione dallo strato più interno verso lo strato più esterno, mantenendo l'ordine della stratigrafia della parete. Il prodotto matriciale non gode della proprietà commutativa. Dal punto di vista dinamico la variazione del posizionamento degli strati influenza il comportamento termico della parete. Dal punto di vista stazionario, invece, il posizionamento degli strati non influisce sulla resistenza termica complessiva.

Per quanto riguarda le intercapedini d'aria eventualmente presenti e le resistenze liminari interne ed esterne può essere trascurata la capacità termica dell'aria, le matrici di trasferimento termico risulteranno caratterizzate da numeri reali:

$$Z_{si} = \begin{bmatrix} 1 & R_i \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Dove R_i è la resistenza termica dell'intercapedine, oppure la resistenza termica associata allo strato liminare interno R_{si} o esterno R_{se} , comprendente gli effetti di convezione e irraggiamento superficiali, definite in accordo con la norma UNI EN 6946.

In una parete composta da n strati, dove lo strato 1 è quello più esterno, possiamo scrivere la matrice di trasferimento termico globale, comprensiva delle matrici di trasferimento relative agli strati liminari interno Z_{s_int} ed esterno Z_{s_ext} , come il prodotto matriciale:

$$Z = Z_{s_int} \cdot Z_n \cdot Z_{n-1} \cdot \dots \cdot Z_2 \cdot Z_1 \cdot Z_{s_ext}$$

$$\det[Z] = 1$$

3.2.8 Capacità termica effettiva

- quantifica la capacità della superficie del componente di involucro di accumulare calore;
- caratteristica che si riferisce alla superficie del componente sia dal lato interno, sia da quello esterno;
- aumentando lo spessore del muro ho un iniziale incremento repentino della capacità termica (fra 0 e 30 cm), successivamente il valore si stabilizza o viceversa tende ad abbassarsi. Possiamo quindi concludere che contribuiscono solo i primi centimetri di sezione alla definizione della capacità termica effettiva
- è funzione della frequenza di variazione della temperatura, attraverso la pulsazione ω .

Calcolo della capacità termica interna ed esterna:

$$X_{int} = \frac{1}{\omega} \left| \frac{Z_{11} - 1}{Z_{12}} \right|$$

$$X_{ext} = \frac{1}{\omega} \left| \frac{Z_{22} - 1}{Z_{12}} \right|$$

Un componente di involucro dotato di elevata capacità termica è in grado di accumulare elevate quantità di calore, rilasciandole successivamente in un tempo più lungo rispetto ad un materiale isolante, leggero, avente bassa capacità termica. Ciò permette di limitare i carichi di picco e dove possibile permette di realizzare stratigrafie in cui lo sfasamento è sufficientemente elevato da permettere l'emissione del calore negli orari serali in cui si ha l'inversione termica fra l'interno e l'esterno.

La capacità termica è legata all'elemento Z_{11} della matrice di trasferimento termico, funzione della profondità di penetrazione periodica δ e delle proprietà termofisiche del materiale.

$$\delta = \sqrt{\frac{\alpha \cdot P}{\pi}} \text{ profondità di penetrazione periodica}$$

$$\alpha = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p} \text{ diffusività termica}$$

$P = \text{periodo}$

3.2.9 Trasmittanza termica dinamica

La trasmittanza termica dinamica o periodica è un parametro che permette di valutare l'efficacia di un componente di involucro nello sfasare o attenuare il flusso termico che lo attraversa, nel corso dell'intera giornata.

La valutazione in condizione dinamiche, nel regime di funzionamento estivo, è effettuata anche attraverso la definizione di due indicatori, il fattore di smorzamento e lo sfasamento, funzione della trasmittanza dinamica.

La trasmittanza termica periodica U_d è data dalla seguente relazione:

$$U_d = \frac{1}{|Z_{12}|}$$

3.2.10 Fattore di smorzamento

Il fattore di smorzamento o decremento è definito come il rapporto fra la trasmittanza dinamica e la trasmittanza stazionaria:

$$f_a = \frac{U_d}{U} = \frac{1}{|Z_{12}| \cdot U}$$

Il numero adimensionale, compreso fra 0 e 1, indica di quanto viene ridotta l'ampiezza dell'oscillazione delle forzanti nel passaggio dalla superficie esterna a quella interna.

3.2.11 Sfasamento dell'onda termica

Lo sfasamento, espresso in secondi, rappresenta il tempo che intercorre fra l'assorbimento dell'onda termica e la successiva emissione da parte del componente di involucro. Elevati

sfasamenti permettono di invertire il senso di trasferimento del calore, dalla muratura verso l'esterno, ritardando il picco di emissione termica nelle ore in cui la temperatura esterna scende al di sotto delle condizioni di temperatura mantenute in ambiente, favorendo lo smaltimento autonomo del calore.

$$S = \frac{1}{\omega} \arg (Z_{12})$$

In cui l'argomento è calcolato nell'intervallo $(0, \pi)$

3.3 Analisi dinamica dell'involucro edilizio

3.3.1 Muro esterno – parete sud

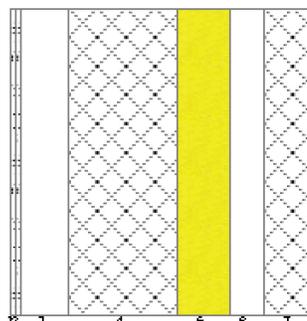
Viene di seguito riportata la stratigrafia estrapolata dalla Legge 10 della parete esterna del museo:

CARATTERISTICHE TERMICHE E IGROMETRICHE DEI COMPONENTI OPACHI
secondo UNI TS 11300-1 - UNI EN ISO 6946 - UNI EN ISO 13370

Descrizione della struttura: *M.08 - Muro verso esterno - parete sud*

Codice: *M8*

Trasmittanza termica	0,164	W/m ² K
Spessore	705	mm
Temperatura esterna (calcolo potenza invernale)	-5,0	°C
Permeanza	3,223	10 ⁻¹² kg/sm ² Pa
Massa superficiale (con intonaci)	855	kg/m ²
Massa superficiale (senza intonaci)	832	kg/m ²
Trasmittanza periodica	0,004	W/m ² K
Fattore attenuazione	0,024	-
Sfasamento onda termica	-15,6	h



Stratigrafia:

N.	Descrizione strato	s	Cond.	R	M.V.	C.T.	R.V.
-	Resistenza superficiale interna	-	-	0,130	-	-	-
1	Cartongesso in lastre	12,50	0,2500	0,050	900	1,00	10
2	Cartongesso in lastre	12,50	0,2500	0,050	900	1,00	10
3	Intercapedine non ventilata Av<500 mm ² /m	110,00	0,6111	0,180	-	-	-
4	C.I.s. armato (2% acciaio)	250,00	2,5000	0,100	2400	1,00	130
5	Stiferite class GT dichiarato	120,00	0,0230	5,217	36	1,45	148
6	Intercapedine non ventilata Av<500 mm ² /m	80,00	0,4444	0,180	-	-	-
7	C.I.s. in genere	120,00	1,0600	0,113	1900	1,00	96
-	Resistenza superficiale esterna	-	-	0,065	-	-	-

Legenda simboli

s	Spessore	mm
Cond.	Conduttività termica, comprensiva di eventuali coefficienti correttivi	W/mK
R	Resistenza termica	m ² K/W
M.V.	Massa volumica	kg/m ³
C.T.	Capacità termica specifica	kJ/kgK
R.V.	Fattore di resistenza alla diffusione del vapore in capo asciutto	-

Figura 3.3 – stratigrafia del muro esterno esposto a sud (estratto dalla ex. Legge 10/91)

Come indicato nella trattazione precedente, per il calcolo analitico delle caratteristiche dinamiche dell'involucro si considerano la temperatura ed il flusso termico incidenti sulla superficie esterna, come funzioni sinusoidali periodiche stabilizzate.

Viene di seguito rappresentato l'andamento reale della temperatura esterna e del flusso termico incidente sulla muratura esposta verso sud nelle giornate assunte come riferimento a scopo esemplificativo (13, 14, 15 luglio).

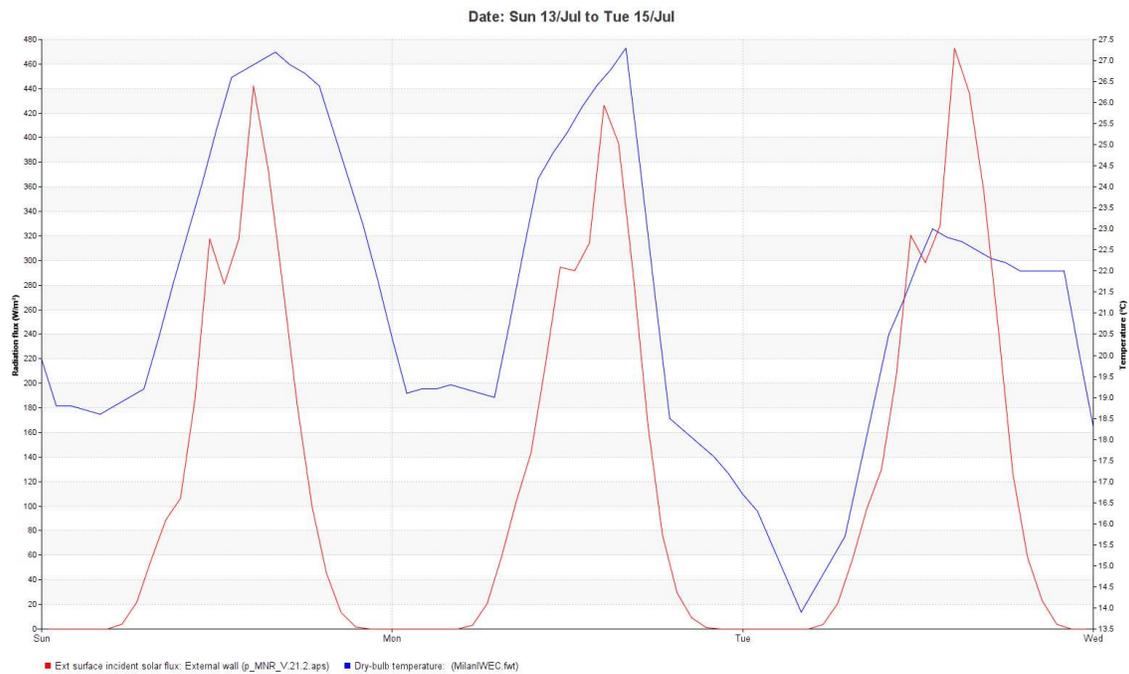


Figura 3.4 – andamento della temperatura esterna e del flusso termico sulla parete esterna sud

3.3.2 Proprietà termofisiche del componente opaco

Le matrici di trasferimento termico associate ad ogni strato sono funzione delle proprietà termofisiche di seguito calcolate:

Tabella 3.3 – proprietà termofisiche della parete esterna esposta a sud

PROPRIETÀ TERMOFISICHE								
stratigrafia	s [m]	λ [W/mK]	ρ [kg/m ³]	c_p [J/(kg*K)]	P [s] periodo	α [m ² /s]	δ [m]	l/δ
Rsi	0	/	/	/	86400	/	/	/
cartongesso in lastre	0,0125	0,25	900	1000	86400	2,78E-07	0,087	0,143
cartongesso in lastre	0,0125	0,25	900	1000	86400	2,78E-07	0,087	0,143
intercapedine	0,11	0,6111	/	/	86400	/	/	/
c.l.s. armato	0,25	2,5	2400	1000	86400	1,04E-06	0,169	1,477
stiferite	0,12	0,023	36	1450	86400	4,41E-07	0,110	1,090
intercapedine	0,08	0,4444	/	/	86400	/	/	/
c.l.s. armato	0,12	1,06	1900	1000	86400	5,58E-07	0,124	0,969
Rse	0	/	/	/	86400	/	/	/

3.3.3 Calcolo delle caratteristiche dinamiche

Attraverso la definizione della matrice di trasferimento termico complessiva è possibile valutare il comportamento dinamico dei componenti opachi attraverso l'indice di sfasamento ed il fattore di decremento, funzione della trasmittanza dinamica.

La risposta dinamica dei componenti opachi alle forzanti esterne di temperatura e flusso termico, precedentemente rappresentati, è descritto dall'analisi analitica di seguito riportata.

La matrice di trasferimento termico complessiva è data dal prodotto ordinato delle matrici di trasferimento termico di ogni strato, incluse le matrici associate agli strati liminari e alle intercapedini, dal più interno al più esterno:

$$Z = Z_{s_int} \cdot Z_{c.gesso} \cdot Z_{c.gesso} \cdot Z_{s_intercap.} \cdot Z_{c.l.s.} \cdot Z_{stiferite} \cdot Z_{s_intercap.} \cdot Z_{c.l.s.} \cdot Z_{s_ext}$$

La matrice di trasferimento termico complessiva è costituita dai seguenti valori complessi:

$$Z = \begin{bmatrix} -114,4 - 2097,2i & 147,9 + 208,1i \\ -1230,4 + 5105,8i & -204,9 - 604,7i \end{bmatrix}$$

Il calcolo della trasmittanza dinamica e stazionaria permette di definire il fattore di decremento, in grado di quantificare la capacità del muro di attenuare l'ampiezza dell'onda termica che lo attraversa e l'indice di sfasamento.

Trasmittanza termica dinamica:

$$U_d = \frac{1}{|Z_{12}|} = \frac{1}{|147,9 + 208,1i|} = 0,0039 \frac{W}{m^2K}$$

Trasmittanza termica stazionaria:

$$U = 0,164 \frac{W}{m^2K}$$

Fattore di decremento (o smorzamento dell'onda termica):

$$f_a = \frac{U_d}{U} = \frac{1}{|Z_{12}| \cdot U} = \frac{0,0039}{0,164} = 0,0239$$

Sfasamento dell'onda termica:

$$S = \frac{1}{\omega} \arg(Z_{12}) = \frac{86400}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{4,0946}{60 \cdot 60} = 15,64 \text{ ore}$$

Le onde termiche incidenti subiranno pertanto una consistente attenuazione nel passaggio attraverso la parete, inoltre l'elevato sfasamento consentirà all'edificio di smaltire il picco di calore in maniera autonoma, durante le ore notturne.

Il decreto ministeriale relativo alla prestazione energetiche degli edifici in regime estivo, prevede che al fine di limitare i fabbisogni energetici dell'edificio e la temperatura degli ambienti interni, il progettista valuti l'efficacia dei sistemi schermati delle superfici vetrate ed esegua, nei casi previsti – escludendo gli edifici di specifiche categorie (E.6, E.8), zone termiche particolarmente rigide (F) e località i cui valori di irradianza media mensile risultano inferiori a 290 W/m² – almeno una fra le seguenti verifiche:

- il valore della massa superficiale M_s sia superiore a 230 kg/m²;
- il modulo della trasmittanza termica periodica sia inferiore a 0,10 W/(m²K) per le pareti verticali opache escluse quelle comprese nel quadrante nord-ovest / nord / nord-est;
- il modulo della trasmittanza termica periodica sia inferiore a 0,18 W/(m²K) per tutte le pareti orizzontali e inclinate.

Il Museo Nazionale della Resistenza soddisfa tutti i requisiti previsti dal DM.

3.3.4 Analisi della conduzione termica attraverso la parete multistrato

Attraverso la simulazione dinamica eseguita su IES VE è possibile confrontare il valore del flusso termico incidente sulla parete esterna del museo, rivolta verso sud, e il valore del “conduction gain”, ossia il calore condotto all’interno dell’edificio (valori positivi), o nel verso opposto, uscente dall’edificio (valori negativi) attraverso le pareti.

I valori del “conduction gain” e del flusso solare, di seguito rappresentati, fanno riferimento ad una porzione di edificio, considerata a scopo esemplificativo, per illustrare con maggior chiarezza le caratteristiche dinamiche oggetto di interesse. I valori relativi all’intera struttura verranno riepilogati successivamente nella tabella 3.4.

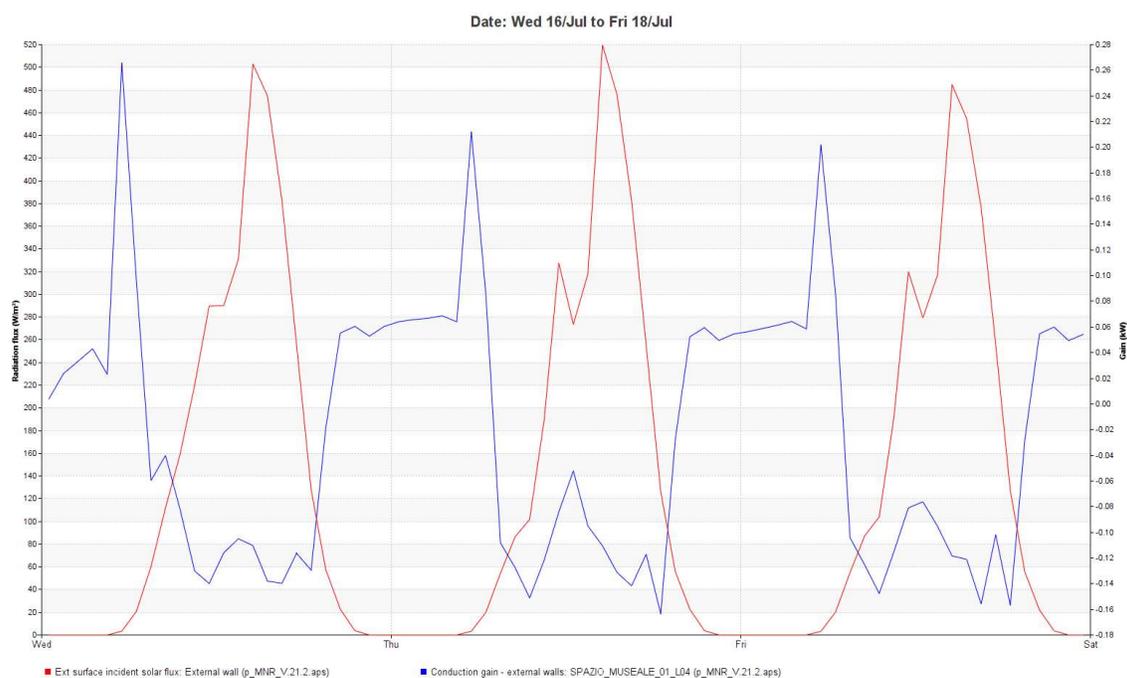


Figura 3.5 – andamento del flusso termico sulla superficie esterna di una parete e del calore trasmesso per conduzione – giorni considerati: 16, 17 e 18 luglio

Dall’analisi svolta sui giorni presi in esame è possibile osservare un netto sfasamento fra i picchi di flusso termico incidenti sulla superficie esterna – corrispondenti all’andamento dell’irraggiamento solare durante la giornata – ed il picco di calore entrante nell’edificio, spostato nelle ore notturne. Lo sfasamento di oltre 15 ore permette di dissipare buona parte del calore accumulato durante la giornata dal componente opaco, verso l’esterno, prima che possa

essere introdotto per conduzione nell'edificio. Questo processo di smaltimento autonomo del calore è permesso dal naturale decremento della temperatura esterna nelle ore notturne che favorisce lo scambio termico naturale, dalla parete, più calda, verso l'aria a temperatura più bassa.

La parete esterna è quindi in grado di accumulare il calore irradiato dal sole per poi riemetterne una parte verso l'esterno, a causa del gradiente termico fra la parete irraggiata, molto calda, e l'aria esterna; la restante parte è invece trasferita verso l'interno della parete multistrato. L'elevato sfasamento fornito dal componente opaco richiede all'onda di flusso termico, come dimostrato, un tempo di oltre 15 ore per raggiungere la superficie interna della muratura. Non tutto il calore accumulato, tuttavia, raggiungerà l'estremità opposta della parete, poiché al calare dell'irraggiamento solare e al decrescere della temperatura esterna, si instaurerà uno scambio termico conduttivo di verso opposto al primo, che pertanto tenderà a dissipare parte del calore accumulato. Questo processo evita all'impianto di climatizzazione di dover contrastare il carico termico che per conduzione naturale esce dall'edificio.

In sintesi:

- La struttura opaca esposta alle condizioni esterne si scalda per effetto del dell'irraggiamento solare, a partire dal lato sollecitato, penetrando poi verso l'interno. Inizialmente quindi aumentano la temperatura superficiale della parete ed il flusso termico, a partire dal lato esterno;

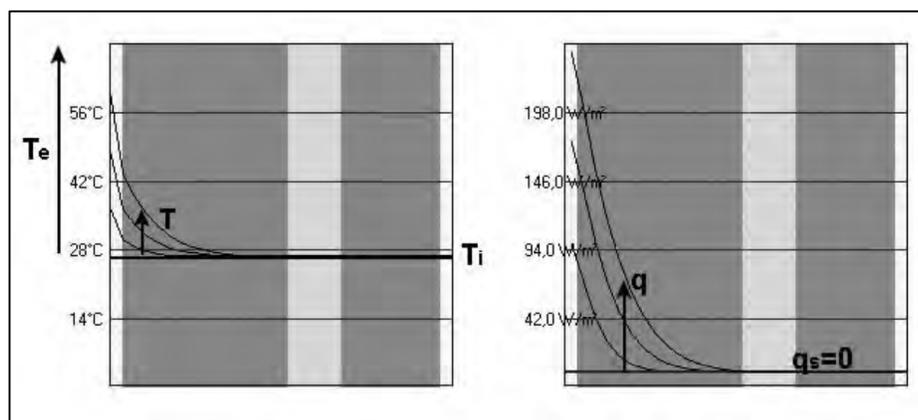


Figura 3.6 – Fase 1: andamento della temperatura e del flusso termico all'interno di una stratigrafia

- La temperatura superficiale esterna raggiunge un valore di stabilità che mantiene per un certo periodo, in ogni punto interno alla parete però la temperatura continua a crescere fino a raggiungere una distribuzione stazionaria lineare a tratti. Il flusso invece, una volta cessata la sollecitazione, tende a decrescere nella parte più esterna, mentre internamente alla parete risulta essere in aumento, tendendo a raggiungere un valore di stabilità, costante.

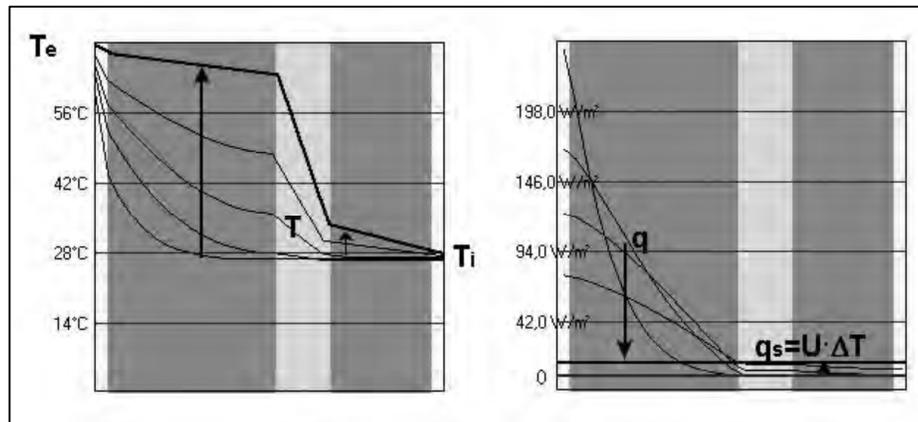


Figura 3.7 – Fase 2: andamento della temperatura e del flusso termico all'interno di una stratigrafia

- Quando la temperatura esterna tende a decrescere, anche internamente si ha un graduale progressivo trend di decrescita, a partire dallo strato superficiale esterno. Avremo pertanto il punto più a più alta temperatura in una posizione interna alla parete, in corrispondenza del quale il flusso si annulla. In prossimità di questo punto avviene quindi un'inversione del flusso, che tende a dissipare il calore accumulato dalla parete verso l'esterno. Un'altra parte del calore però prosegue in direzione opposta, verso l'interno della struttura a causa del gradiente di temperatura fra il punto caldo della parete e la temperatura ambiente.

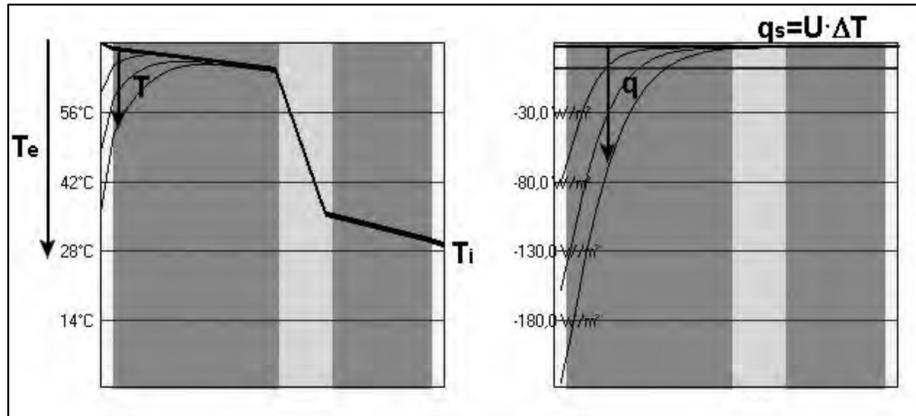


Figura 3.8 – Fase 3: andamento della temperatura e del flusso termico all'interno di una stratigrafia

- Il processo descritto prosegue finché tutto il calore accumulato viene disperso ed il flusso torna ad essere nullo. Non appena però si verificano le condizioni di irraggiamento esterno descritte precedentemente il processo si ripete nelle stesse modalità.

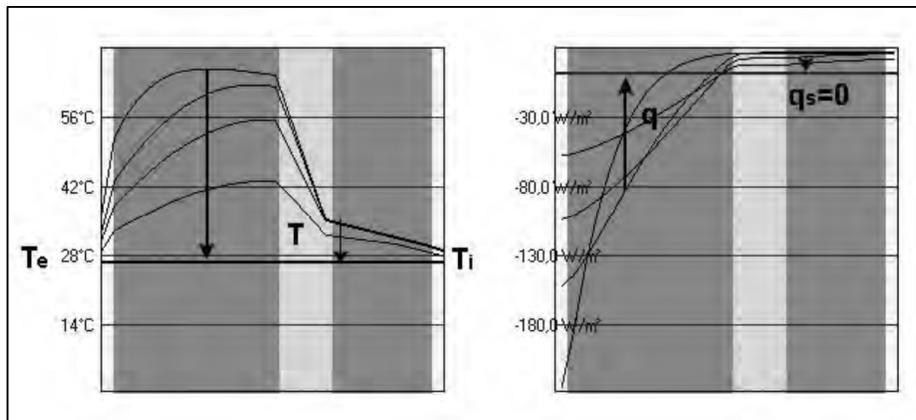


Figura 3.9 – Fase 4: andamento della temperatura e del flusso termico all'interno di una stratigrafia

Il grafico seguente evidenzia l'andamento del calore trasmesso per conduzione: in rosso la quota trasmessa internamente all'edificio, in blu, viceversa, il calore condotto verso l'esterno. Più precisamente, i valori positivi evidenziano che il bilancio fra l'energia entrante nell'edificio e quella uscente è a favore dell'aumento del carico termico, per contro, i valori negativi, indicano l'effetto opposto.



Figura 3.10 – andamento del calore trasmesso per conduzione dalle pareti esterne della zona termica considerata, nei giorni 16, 17 e 18 luglio

Il calore trasmesso internamente alla parete, per conduzione, è paragonabile alla quantità di calore smaltita all'esterno, come evidenziato dalle aree colorate nel grafico. È possibile osservare che la parete trasmette la maggior parte del calore verso l'esterno (area blu) durante il giorno poiché il flusso termico entrante non ha ancora raggiunto gli strati interni della parete, facendo pertanto prevalere l'effetto contrario. Viceversa il bilancio è opposto, nelle ore notturne dove la quantità di calore entrante è maggiore rispetto a quella uscente a causa dell'elevato sfasamento del componente opaco. Come detto però la quantità di calore complessivamente immesso è notevolmente ridotto dalle dissipazioni naturali.

Il fenomeno descritto per i giorni di metà luglio, viene amplificato notevolmente considerando, ad esempio, il mese di maggio, dove la temperatura esterna notturna è considerevolmente più bassa.

Il grafico seguente mostra il bilancio fra il calore dissipato verso l'interno (in rosso) e verso l'esterno dell'edificio (in blu), nei giorni 16, 17 e 18 maggio per sola conduzione termica dalle pareti esterne della zona considerata:



Figura 3.11 – andamento del calore trasmesso per conduzione dalle pareti esterne della zona termica considerata, nei giorni 16, 17 e 18 maggio

In generale, attraverso l'analisi dinamica condotta su tutti spazi museali fuori terra, è possibile effettuare un bilancio fra l'energia accumulata dalle pareti ed emessa verso l'esterno e l'energia immessa nell'edificio durante tutto il periodo di climatizzazione.

Tabella 3.4 – calore globalmente scambiato per conduzione attraverso le pareti esterne del museo

CONDUCTION GAIN EXTERNAL WALL	
mese	kWh
maggio	-935,9
giugno	-339
luglio	63
agosto	76,2
settembre	-250,3

È possibile osservare che grazie allo sfasamento termico permesso dalla delle pareti in muratura, durante i mesi più caldi, luglio e agosto, l'energia entrante per conduzione dai muri esterni è mediamente analoga all'energia dissipata verso l'esterno. In questo modo l'impianto di climatizzazione è alleggerito di un notevole carico termico, a beneficio dei consumi energetici globali.

I restanti mesi climatizzati, caratterizzati da temperature esterne notturne mediamente più basse, permettono di dissipare per conduzione una quantità di calore superiore a quella accumulata dalle sole pareti esterne per irraggiamento solare.

3.3.5 Radiazione solare entrante dalle superfici vetrate

Le caratteristiche termiche dei numerosi componenti finestrati che compongono il Museo Nazionale della Resistenza, richiedono sia elevate capacità di filtrazione della radiazione solare incidente, al fine di limitare i carichi termici estivi, sia ottimi valori di resistenza termica per contenere le dispersioni invernali.

Vengono di seguito indicate le caratteristiche termiche del componente finestrato più utilizzato.

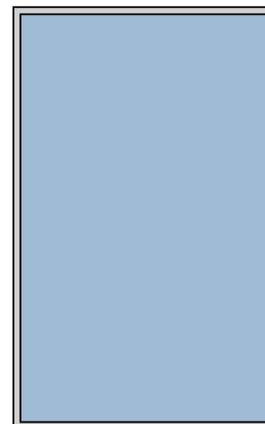
CARATTERISTICHE TERMICHE DEI COMPONENTI FINISTRATI secondo UNI TS 11300-1 - UNI EN ISO 6946 - UNI EN ISO 10077

Descrizione della finestra: *Finestra piano tipo*

Codice: *W1*

Caratteristiche del serramento

Tipologia di serramento	-
Classe di permeabilità	Classe 4 secondo Norma UNI EN 12207
Trasmittanza termica	U_w 1,200 W/m ² K
Trasmittanza solo vetro	U_g 0,600 W/m ² K



Dati per il calcolo degli apporti solari

Emissività	ϵ 0,837 -
Fattore tendaggi (invernale)	$f_{c\ inv}$ 1,00 -
Fattore tendaggi (estivo)	$f_{c\ est}$ 0,30 -
Fattore di trasmittanza solare	$g_{gl,n}$ 0,250 -
Fattore trasmissione solare totale	g_{gl+sh} 0,244 -

Caratteristiche delle chiusure oscuranti

Resistenza termica chiusure	0,00 m ² K/W
f shut	0,6 -

Dimensioni del serramento

Larghezza	200,0 cm
Altezza	320,0 cm

Figura 3.12 – caratteristiche termiche dei componenti finestrati (estratto dalla ex. Legge 10/91)

È possibile quindi osservare che i componenti vetrati utilizzati sono in grado di limitare le dispersioni termiche invernali grazie ad un valore di trasmittanza contenuto, pari a 1,2 W/(m²K), comprensivo di vetro e telaio; in estate, invece, grazie ad un fattore di trasmissione globale di energia solare g_{gl+sh} di 0,244 sono in grado di schermare oltre il 75% della radiazione

incidente. Il fattore solare è un'indicazione della quantità di energia che riesce ad attraversare la superficie vetrata in relazione alla quantità di energia incidente sulla superficie stessa.

In riferimento a tutta la superficie del museo fuori terra, il carico termico dato dalla radiazione solare entrante nell'edificio dalle superfici vetrate, per i giorni di luglio considerati, è rappresentato dal seguente grafico:

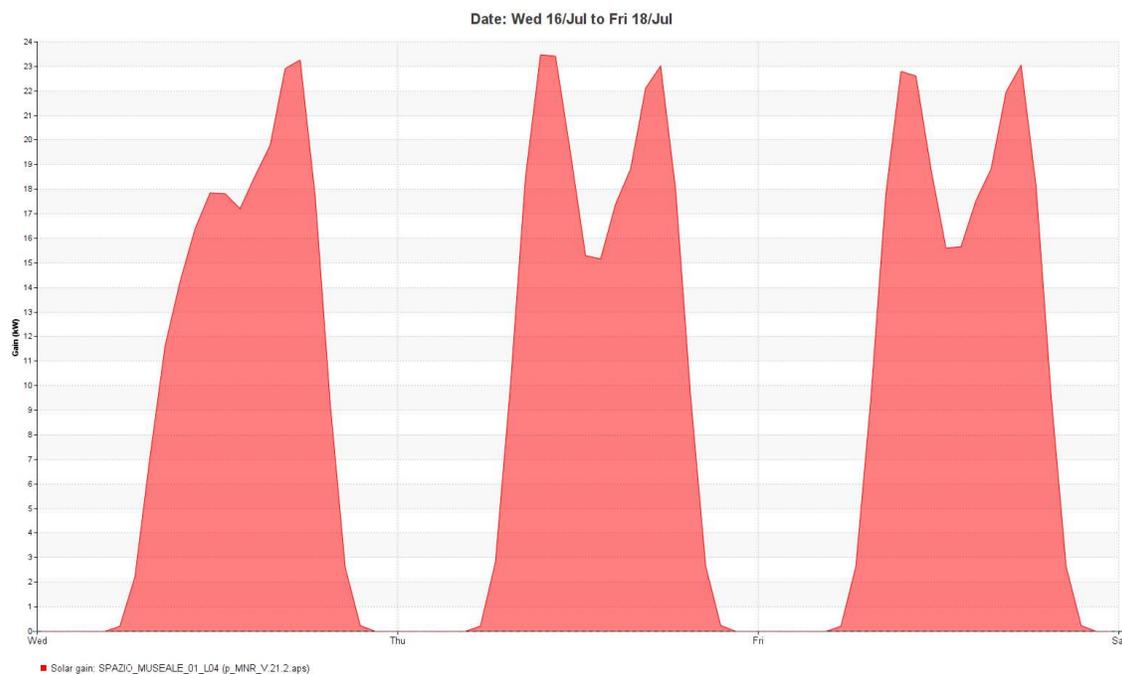


Figura 3.13 – andamento del solar gain nei giorni

In generale, il carico termico dato dalla sola radiazione solare direttamente entrante nell'edificio dalle aperture vetrate e comprensivo della componente di calore introdotta per conduzione dalle finestre, è riassunto nella seguente tabella:

Tabella 3.5 – radiazione solare entrante dalle superfici vetrate del museo

SOLAR GAIN	
mese	MWh
maggio	30,2
giugno	31,6
luglio	36,0
agosto	29,0
settembre	20,6

NB: il carico termico rappresentato dal solar gain non corrisponde al carico termico estivo complessivo dovuto all'irraggiamento solare, ma solo alla quota parte dell'irraggiamento direttamente entrante dalle superfici vetrate.

Viceversa, nei mesi invernali, primaverili ed autunnali la radiazione solare entrante costituisce un contributo energetico gratuito, che nel mese di aprile e di ottobre, ad esempio, risulta, su base mensile, complessivamente superiore rispetto al fabbisogno energetico mensile per il riscaldamento degli ambienti museali. Non sempre però le richieste di energia termica dell'edificio coincidono con gli apporti solari gratuiti, in queste stagioni, infatti, il fabbisogno energetico richiesto all'impianto è sia di tipo termico, sia frigorifero.

Tabella 3.6 – guadagno energetico fornito dalla radiazione solare entrante dai componenti finestrati del museo

SOLAR GAIN			
mese	solar gain	heating load	solar gain
	MWh	MWh	%
gennaio	6,6	32,8	20,2
febbraio	9,3	25,1	37,0
marzo	17,7	18,0	98,4
aprile	21,2	13,2	160,2
ottobre	12,7	10,8	117,7
novembre	7,4	18,3	40,5
dicembre	5,6	27,8	20,0

Analogamente a quanto avviene per le pareti in muratura, anche i componenti vetrati sono in grado di assorbire parte della radiazione solare e successivamente riemetterla sotto forma di calore, per conduzione, sia verso l'esterno, sia verso l'interno dell'edificio. L'emissione del calore verso l'interno è limitata dalle intercapedini contenenti gas argon o kripton che ostacolano il passaggio di calore.

Nel grafico seguente viene confrontato il flusso termico per unità di area incidente sulla superficie esterna di una finestra esposta ad est, e la quantità di calore assorbita e successivamente scambiata per conduzione, sia verso l'interno dell'edificio (in rosso), sia verso l'esterno (in blu).

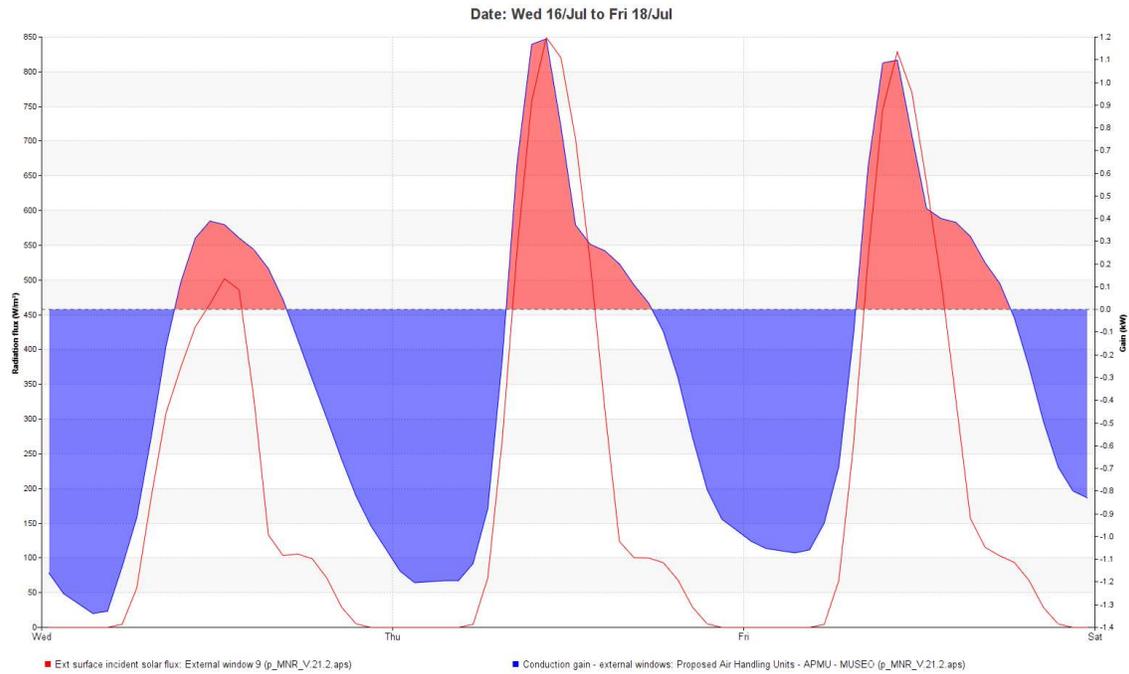


Figura 3.14 – andamento calore trasmesso per conduzione attraverso le finestre nei giorni 16, 17 e 18 luglio

A differenza di quanto osservato per le superfici in muratura, le vetrate non permettono di ottenere un elevato sfasamento fra la radiazione solare incidente ed il rilascio dell'energia termica per conduzione.

3.4 Fabbisogno energetico per la climatizzazione

La climatizzazione dell'edificio è affidata a due gruppi polivalenti in grado di produrre contestualmente acqua calda e refrigerata in proporzioni variabili, a seconda delle esigenze dell'impianto, andando quindi a condensare o evaporare, se necessario, con acqua di falda.

Il fabbisogno energetico estivo ed invernale di seguito analizzato è calcolato nelle condizioni di funzionamento dinamiche, considerando quindi sia la variabilità dei carichi termici solari, sia la variazione di affollamento prevista per ogni ambiente del museo, funzioni dell'orario e del periodo dell'anno.

Il dimensionamento delle macchine, trattato nel *Capitolo 1*, è invece effettuato sulla base dei carichi di picco in condizioni di funzionamento straordinarie. Il dimensionamento del gruppo polivalente, in inverno, è determinato senza considerare gli elevati apporti solari entranti dalle superfici vetrate, né il contributo termico dato dall'affollamento. Vengono inoltre garantiti i ricambi orari di tutti gli ambienti ed è previsto il funzionamento senza recupero di calore dell'aria di rinnovo.

In estate invece il dimensionamento è effettuato considerando il massiccio carico solare stagionale associato al massimo affollamento.

Tali condizioni di progetto non si verificano nel normale regime di funzionamento, ma la particolare destinazione d'uso di questo impianto impone di garantire il mantenimento delle variabili termo-igrometriche di progetto anche nelle circostanze di funzionamento straordinarie precedentemente descritte per preservare l'integrità delle opere e delle installazioni presenti all'interno degli ambienti museali e degli archivi.

3.4.1 Riscaldamento

Il fabbisogno energetico mensile richiesto dall'impianto di riscaldamento nelle condizioni di funzionamento invernali – per la compensazione delle dispersioni termiche e per il trattamento dell'aria esterna di rinnovo – e nelle condizioni di funzionamento estive – per alimentare le batterie di post riscaldamento delle unità di trattamento aria – è riportato nel seguente istogramma in cui sono indicati in ascissa il mese dell'anno e in ordinata l'energia termica richiesta ai gruppi polivalenti, espressa in MWh. I valori riportati includono anche il preriscaldamento dell'ACS ad opera dei gruppi polivalenti.

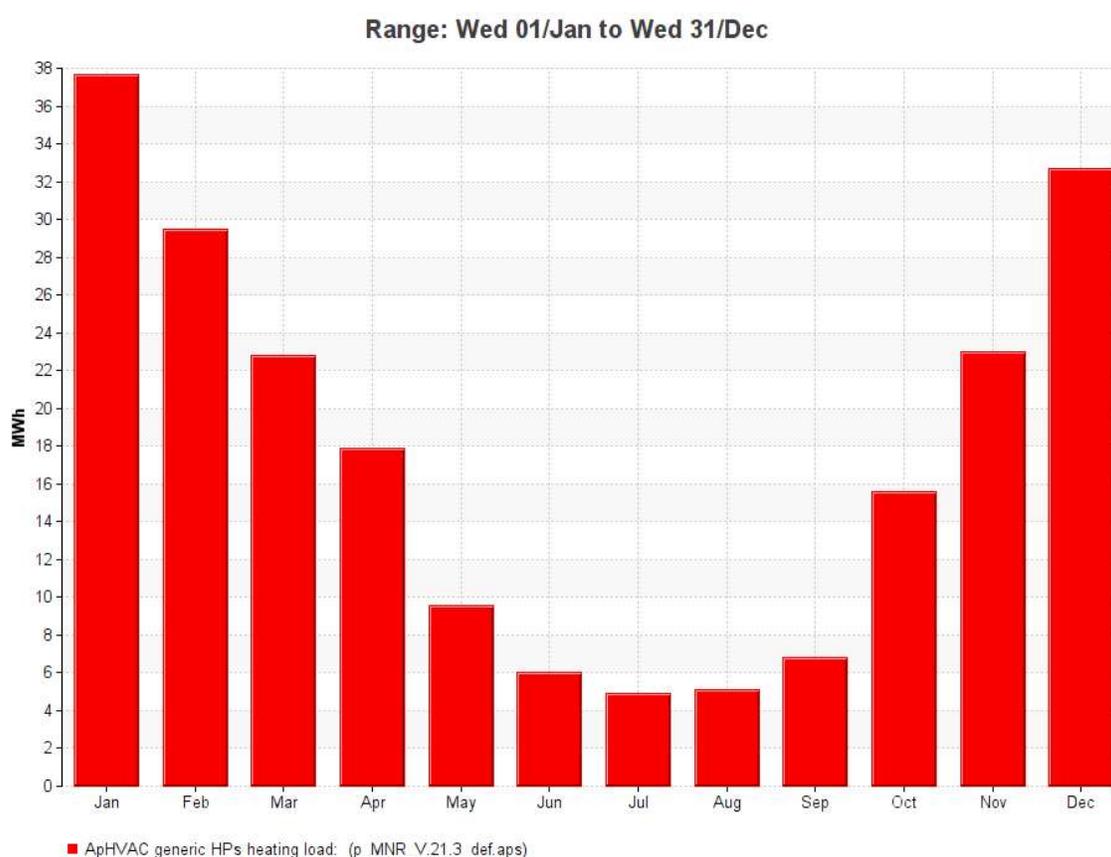


Figura 3.15 – fabbisogno energetico per il riscaldamento ed il preriscaldamento dell'ACS

A gennaio si ha la maggior richiesta energetica invernale, mediamente pari a 37,6 MWh termici.

Effettuando un confronto con i valori del fabbisogno termico invernali calcolati mediante software e ricavati tramite il procedimento adottato dalla UNI EN ISO 13790 e dalla UNI TS 11300-1, è possibile constatare, nel caso invernale, nel mese più critico, una riduzione del 10%

della stima del fabbisogno termico nella simulazione dinamica. Nel confronto è stato considerato il contributo del recuperatore, anche nella valutazione attraverso normativa.

3.4.2 Raffrescamento

In regime di funzionamento estivo, l'energia frigorifera richiesta ai gruppi polivalenti raggiunge il valore massimo nel mese di luglio. Quota parte di questa energia è direttamente fornita dall'acqua di falda nella batteria di pre-raffreddamento dell'UTA del museo. La tabella seguente valuta l'impatto energetico frigorifero gratuito, direttamente fornito dall'acqua di falda, in relazione alla potenza erogata dai gruppi polivalenti.

Tabella 3.7 – fabbisogno frigorifero per la climatizzazione estiva

CARICHI ESTIVI			
mese	fabbisogno frigorifero	pre-cooling acqua di falda	contributo in free-cooling
	MWh _t	MWh _t	%
gennaio	1,9	/	/
febbraio	1,7	/	/
marzo	2,9	/	/
aprile	8,6	/	/
maggio	27,2	1,6	5,9
giugno	46,5	4,7	10,0
luglio	62,3	8,8	14,1
agosto	49,4	6,8	13,7
settembre	27,8	2,8	10,0
ottobre	8,1	/	/
novembre	2,2	/	/
dicembre	2,0	/	/
totale	240,7	24,7	10,2

L'energia frigorifera mensilmente erogata dai gruppi polivalenti è raffigurata (in blu) nel seguente istogramma. In verde è rappresentato l'apporto frigorifero gratuito (al netto delle spese di pompaggio) fornito dall'uso diretto dall'acqua di falda.

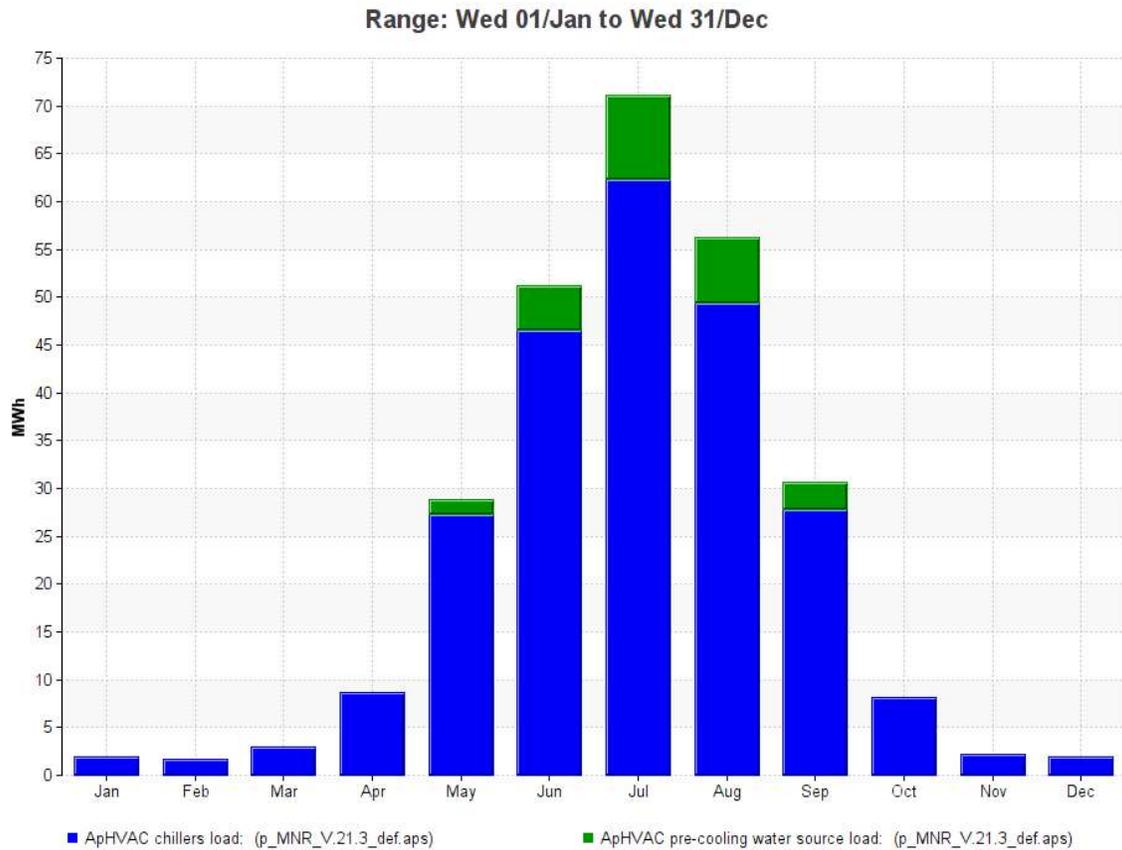


Figura 3.16 – fabbisogno energetico per la climatizzazione

Non si procede al confronto del fabbisogno termico estivo ricavato mediante software con il valore ottenuto tramite il procedimento previsto dalle norme UNI EN ISO 13790 e UNI TS 11300-1 poiché in quest'ultimo caso viene effettuata una valutazione approssimativa del solo involucro senza considerare la variabilità dei carichi endogeni né i parametri dinamici dell'involucro.

3.5 Efficienza energetica dei gruppi polivalenti

La tabella seguente riepiloga l'energia termica e l'energia frigorifera richieste per la climatizzazione del museo, calcolate su base oraria attraverso la simulazione dinamica, durante tutto l'anno ed espresse su base mensile. Ad ogni carico termico mensile viene associato il consumo elettrico richiesto per il funzionamento dei gruppi polivalenti.

Come è possibile osservare dagli elevati valori di COP ed EER riscontrati, la macchina è sempre in grado di lavorare nelle condizioni ottimali di funzionamento, avendo a disposizione acqua di falda a temperatura stagionale costante, sia per la condensazione del fluido frigorifero (in estate), sia per l'evaporazione (in inverno).

In questa prima analisi non vengono attribuite le spese energetiche di pompaggio dell'acqua di falda ai consumi energetici dei gruppi polivalenti. Non è possibile inoltre, con la attuale versione del software, inserire un gruppo polivalente condensato ad acqua di falda, pertanto il risultato complessivo è dato dalla somma di un gruppo frigo e di una pompa di calore. L'indice di prestazione TER risulterà pertanto indicativo.

L'indice di prestazione TER (Total Efficiency Ratio) permette di valutare l'efficienza complessiva dell'impianto nella produzione simultanea di acqua calda e refrigerata. La contemporaneità dei carichi opposti permette di recuperare una percentuale variabile di energia che altrimenti verrebbe dissipata in acqua di falda, aumentando considerevolmente l'efficienza complessiva dell'impianto, in funzione della quantità di calore recuperato. Tuttavia nel regime di funzionamento a "recupero di calore", le macchine polivalenti devono produrre acqua calda e refrigerata alla temperatura richiesta dalle utenze, come previsto da progetto, pertanto, rispetto alle condizioni di condensazione ed evaporazione in acqua di falda, il ciclo termodinamico deve evolvere fra temperature più distanti, ossia in condizioni di funzionamento meno favorevoli.

Viene di seguito rappresentato l'andamento dei carichi estivi ed invernali del Museo Nazionale della Resistenza e della richiesta di acqua calda sanitaria, pressoché costante durante l'anno. Come precedentemente indicato, buona parte del fabbisogno energetico per la produzione di ACS è garantito dai gruppi polivalenti che si occupano del preriscaldamento dell'acqua fino alla temperatura di 50°C.

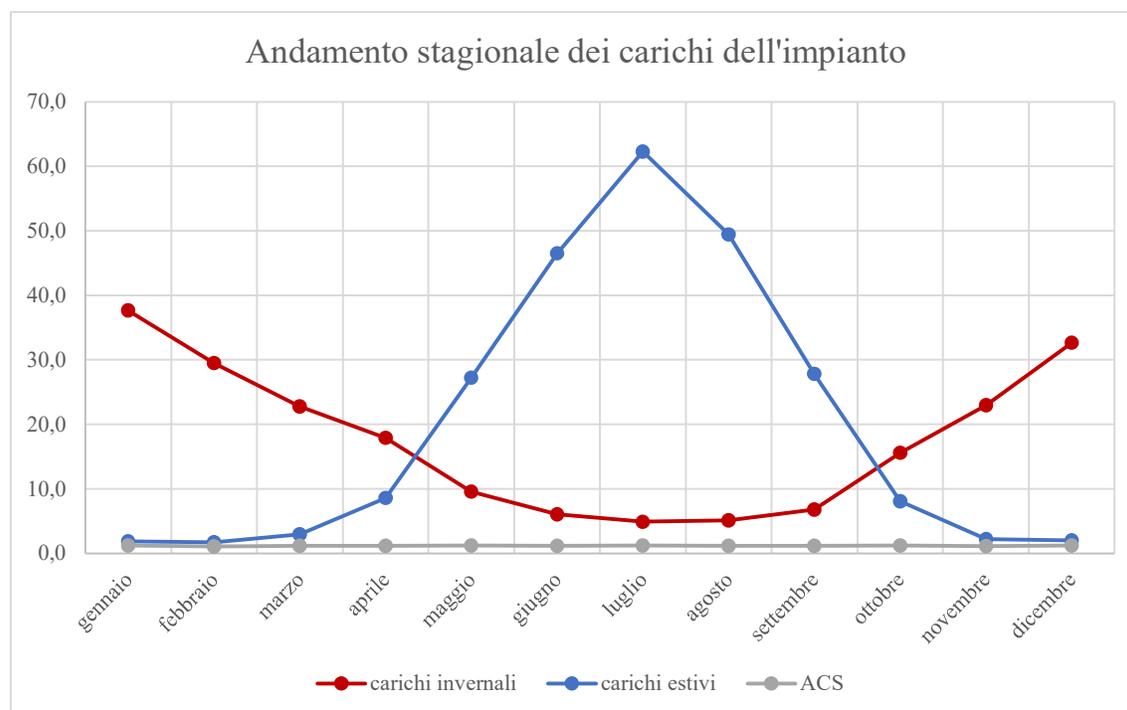


Figura 3.17 – andamento stagionale dei carichi dell'impianto

Dal confronto tra i fabbisogni energetici mensili necessari all'abbattimento dei carichi estivi ed invernali e per la produzione di ACS, è possibile valutare l'andamento della contemporaneità dei carichi, massima nei mesi di aprile-maggio e settembre-ottobre. Tuttavia, generalmente, non è richiesta tutta la potenza termica disponibile corrispondente alla potenza frigorifera prodotta, pertanto buona parte del calore deve essere dissipato tramite acqua di falda.

La tabella seguente riporta i valori dei carichi precedentemente rappresentati e degli indici di prestazione dei gruppi polivalenti, calcolati per il regime di solo riscaldamento (COP), per il solo raffrescamento (EER) e per il funzionamento combinato con recupero di calore di condensazione (in estate) o dell'energia frigorifera di evaporazione (in inverno), denominato TER.

Tabella 3.8 – efficienza energetica dei gruppi polivalenti

mese	EFFICIENZA ENERGETICA													
	ACS		riscaldamento + preriscaldamento ACS				raffrescamento				combinato			
	fabb. energetico MWh _t	fabb. energetico MWh _t	fabb. energetico MWh _e	e. elettrica ass. MWh _e	% carico risc.	COP	fabb. energetico MWh _t	fabb. energetico MWh _t	e. elettrica ass. MWh _e	% carico raff.	EER	TER		
gennaio	1,2	37,6	8,5	95,2	4,44	1,9	0,3	4,8	5,40	4,70				
febbraio	1,1	29,5	6,7	94,5	4,43	1,7	0,3	5,5	5,40	4,73				
marzo	1,2	22,8	5,2	88,7	4,40	2,9	0,5	11,3	5,41	5,02				
aprile	1,2	17,9	4,1	67,5	4,38	8,6	1,6	32,5	5,49	6,16				
maggio	1,2	9,6	2,2	26,0	4,30	27,2	4,9	74,0	5,57	6,69				
giugno	1,2	6,0	1,4	11,5	4,23	46,5	8,3	88,5	5,59	6,07				
luglio	1,2	4,9	1,2	7,3	4,20	62,3	11,1	92,7	5,59	5,89				
agosto	1,2	5,1	1,2	9,4	4,20	49,4	8,8	90,6	5,59	5,98				
settembre	1,2	6,8	1,6	19,6	4,24	27,8	5,0	80,4	5,58	6,41				
ottobre	1,2	15,6	3,6	65,8	4,36	8,1	1,5	34,2	5,48	6,24				
novembre	1,1	23,0	5,2	91,2	4,41	2,2	0,4	8,8	5,40	4,88				
dicembre	1,2	32,7	7,4	94,3	4,43	2,0	0,4	5,7	5,40	4,74				
totale	14,3	211,5	48,2	46,8	4,39	240,7	43,2	53,2	5,57	/				

3.6 Soluzioni impiantistiche a confronto: gruppo polivalente acqua-acqua e pompa di calore aria-acqua

Viene di seguito confrontata la soluzione impiantistica ad alta efficienza proposta, che fa uso di gruppi polivalenti acqua-acqua, con una alternativa meno efficiente, ma più versatile, caratterizzata da pompe di calore aria-acqua, in grado quindi di prelevare o cedere calore all'aria esterna tramite unità di scambio termico modulari.

La tabella seguente confronta i consumi energetici necessari al funzionamento dei gruppi polivalenti e delle pompe di calore ad aria per la produzione di acqua calda e refrigerata necessarie all'impianto di climatizzazione. I consumi energetici valutati sia per il riscaldamento sia per il raffrescamento considerano l'assorbimento elettrico del compressore della macchina, ma non includono i dispositivi ausiliari:

Tabella 3.9 – confronto fra i consumi elettrici e gli indici di prestazione di una PDC acqua-acqua e aria-acqua

CONSUMI ELETTRICI ED INDICI DI PRESTAZIONE A CONFRONTO										
mese	riscaldamento					raffrescamento				
	acqua-acqua		aria-acqua		Δ assorb. el.	acqua-acqua		aria-acqua		Δ assorb. el.
	COP	assorb. el.	COP	assorb. el.		EER	assorb. el.	EER	assorb. el.	
/	MWh _e	/	MWh _e	%	/	MWh _e	/	MWh _e	%	
gennaio	4,44	7,32	3,24	10,70	32	5,40	0,35	2,70	0,70	50
febbraio	4,43	5,61	3,27	8,35	33	5,40	0,32	2,70	0,63	50
marzo	4,40	4,03	3,71	6,71	40	5,41	0,54	2,70	1,08	50
aprile	4,38	2,98	4,05	5,13	42	5,49	1,57	2,72	3,16	50
maggio	4,30	1,08	4,20	2,02	47	5,57	4,88	2,79	10,27	52
giugno	4,23	0,31	4,20	0,61	49	5,59	8,33	2,81	18,06	54
luglio	4,20	0,02	4,20	0,04	56	5,59	11,15	2,82	25,02	55
agosto	4,20	0,07	4,20	0,15	52	5,59	8,85	2,82	19,78	55
settembre	4,24	0,49	4,20	0,94	48	5,58	4,99	2,80	10,83	54
ottobre	4,36	2,42	4,17	4,30	44	5,48	1,48	2,72	2,99	51
novembre	4,41	4,10	3,55	6,69	39	5,40	0,41	2,70	0,82	50
dicembre	4,43	6,23	3,27	9,40	34	5,40	0,37	2,70	0,73	50
totale	4,39	34,66	3,49	55,04	37	5,57	43,22	2,80	94,08	54

La differenza di rendimento fra le soluzioni proposte si manifesta attraverso una notevole differenza di consumi elettrici per il funzionamento delle macchine, del 40% in fase di riscaldamento, oltre il 50% nella climatizzazione estiva.

Tuttavia tale differenza si riduce se effettuiamo un confronto energetico più ampio, considerando gli assorbimenti elettrici richiesti per il pompaggio dell'acqua di falda – per quanto riguarda i gruppi polivalenti – e le spese necessarie ai ventilatori, nel caso delle unità ad aria:

Tabella 3.10 – consumi elettrici gruppo polivalente acqua-acqua e pompa di calore aria-acqua comprensivi dei dispositivi ausiliari

CONSUMI ELETTRICI A CONFRONTO			
mese	climatizzazione estiva ed invernale		
	acqua-acqua	aria-acqua	Δ
	MWh _e	MWh _e	%
gennaio	9,92	13,38	26
febbraio	7,93	10,74	26
marzo	7,19	10,11	29
aprile	8,12	11,45	29
maggio	13,07	18,52	29
giugno	18,60	27,01	31
luglio	22,63	34,48	34
agosto	19,44	28,60	32
settembre	14,19	19,22	26
ottobre	9,01	11,79	24
novembre	7,26	9,94	27
dicembre	8,88	12,14	27
totale	146,24	207,37	29

La differenza percentuale a favore della soluzione ad acqua si riduce ad un fattore di convenienza complessivo del 30%.

I maggiori assorbimenti elettrici corrispondono, in entrambi i casi, alla stagione estiva, poiché il carico termico è maggiore ed il lavoro del compressore non è un effetto utile, bensì un apporto termico da rimuovere che incide in proporzione inversa rispetto all'indice di prestazione EER. Inoltre, si ha una maggior richiesta di energia elettrica da parte dei dispositivi ausiliari, come conseguenza dei carichi più elevati, poiché devono movimentare portate maggiori di acqua o aria.

La soluzione adottata per la climatizzazione del Museo Nazionale della Resistenza risulta sicuramente più vantaggiosa dal punto di vista energetico, in quanto in grado di operare in condizioni di elevata efficienza in tutte le stagioni dell'anno grazie alla disponibilità di una sorgente di scambio termico a temperatura costante, l'acqua di falda. La disponibilità idrica

della falda sotterranea è pertanto un requisito fondamentale di applicabilità di tale soluzione impiantistica che tuttavia ne riduce notevolmente le zone di possibile impiego.

Viceversa la soluzione ad aria presenta maggiore flessibilità di installazione, sebbene gli indici di prestazione siano comunque fortemente influenzati dalle condizioni di temperatura esterna, sia estive sia invernali, quindi dalla località climatica di installazione dell'impianto. Tuttavia la soluzione risulta essere considerevolmente meno efficiente e di maggior impatto sia visivo sia acustico, dovuto alla necessità di scambiare calore con l'aria esterna, movimentando elevate portate di aria.

Conclusioni

La progettazione dell'impianto di climatizzazione del Museo Nazionale della Resistenza ha avuto come obiettivo principale la valorizzazione delle fonti energetiche rinnovabili presenti nel territorio di Milano, nell'ottica di una progressiva riduzione dell'impatto ambientale a carico della climatizzazione degli edifici residenziali, pubblici ed industriali.

Il Museo nasce da un progetto di riqualificazione dei Bastioni di Porta Volta di Milano, a firma dello studio di architettura Herzog & de Meuron. La struttura in cemento e vetro verrà riproposta sulla base dell'opera già esistente promossa dal Gruppo Feltrinelli come sede della propria Fondazione, ma con dimensioni più contenute, mantenendo però gli stessi dettami stilistici, in linea con le principali opere architettoniche milanesi.

La configurazione impiantistica del museo è in grado di integrare soluzioni funzionali in linea con le esigenze estetiche, al fine di mantenere in ogni condizione operativa le specifiche termigrometriche di progetto all'interno degli spazi museali. L'impianto per la climatizzazione degli ambienti museali è di tipo misto aria-acqua a quattro tubi, in cui i carichi sensibili e latenti sono neutralizzati attraverso il lavoro sinergico di una unità di trattamento aria – destinata al ricambio dell'aria inquinata – e di fan coil ambiente, posizionati in ogni piano a ridosso delle ampie superfici vetrate. La climatizzazione dell'archivio e della Biblioteca Parri, situati al secondo piano interrato, è di tipo tutt'aria ed avviene attraverso una UTA dedicata.

La potenza termica e frigorifera necessarie alla climatizzazione degli ambienti sono garantite da due gruppi polivalenti in grado di produrre contestualmente acqua calda e refrigerata e di scambiare calore con l'acqua di falda, prelevata attraverso pozzi di emungimento.

Le pompe di calore hanno avuto un ruolo fondamentale nel raggiungimento degli obiettivi di efficientamento energetico, sfruttamento delle risorse rinnovabili e riduzione delle emissioni climalteranti. L'utilizzo di pompe di calore polivalenti a compressione di vapore, in grado quindi di condensare o evaporare con acqua di falda, ha reso possibile il recupero del calore a basso contenuto entalpico della sorgente geotermica – altrimenti non utilizzabile – per climatizzare l'edificio.

Attraverso l'analisi dinamica è stato invece possibile valutare l'importanza delle scelte progettuali, condotte sull'involucro dell'edificio, nello scambio termico estivo ed invernale, sia

attraverso i componenti opachi, sia attraverso le superfici vetrate, nonché comprendere i reali fabbisogni energetici per il riscaldamento ed il raffrescamento della struttura museale in regime di funzionamento.

La possibilità di disporre di un modello dinamico orario ha permesso di effettuare una stima molto accurata della produzione fotovoltaica e di confrontarla, ora per ora, con la richiesta di energia elettrica necessaria al funzionamento delle utenze elettriche del museo, al fine di valutare la convenienza nell'adottare sistemi di accumulo a batteria. Nella fattispecie è stato verificato che tutta la potenza elettrica generata dall'impianto fotovoltaico, da circa 15 kW di picco, viene istantaneamente utilizzata dal museo, in qualsiasi condizione di funzionamento.

È stata inoltre condotta una valutazione degli indici di prestazione delle macchine polivalenti utilizzate, al variare delle condizioni operative, su base mensile. I risultati evidenziano come le condizioni di funzionamento siano ottimali durante tutto l'anno, grazie alla possibilità di scambiare calore con una sorgente a temperatura pressoché costante. I valori così rilevati sono stati poi confrontati con una soluzione in pompa di calore aria-acqua, più versatile sebbene meno efficiente. Il confronto ha permesso di stimare la richiesta di energia elettrica complessiva dei due sistemi di generazione valutando anche le spese di pompaggio dell'acqua di falda, nel primo caso, di ventilazione, per il secondo caso e dovuti a tutti i dispositivi ausiliari al funzionamento delle macchine stesse.

La simulazione energetica dinamica è stata indispensabile per una corretta valutazione dei carichi e dei consumi energetici sia termici sia elettrici, nonché utile al dimensionamento delle macchine, sebbene, la particolare destinazione d'uso dell'edificio oggetto di analisi abbia imposto di dover effettuare scelte progettuali maggiormente conservative, con adeguato margine di sicurezza, necessario alla tutela delle opere oggetto di esposizione, le quali richiedono il mantenimento di rigide condizioni termo-igrometriche che è necessario garantire anche in condizioni di funzionamento non ordinarie. È bene infatti considerare che “la simulazione dinamica costituisce una possibile interpretazione della realtà e non deve essere interpretata come una sua fedele riproduzione.”³

Il progetto presentato e le considerazioni energetiche dinamiche effettuate potranno avere un reale riscontro soltanto attraverso l'analisi energetica dei consumi reali del museo, una volta realizzato ed in ordinario regime di funzionamento. Attraverso la disposizione di contatori di energia dei vettori termici ed elettrici sarà infatti possibile valutare i consumi reali nel tempo e procedere quindi all'affinamento del modello dinamico realizzato.

Ringraziamenti

Allo studio di progettazione Ariatta – Ingegneria dei sistemi spa che mi ha ospitato per il tirocinio e fornito gli strumenti necessari alla realizzazione di questo elaborato.

Alla mia famiglia.

Bibliografia

Introduzione

- GSE – Gestore dei Servizi Energetici – “Rapporto statistico 2020: energia da fonti rinnovabili in Italia”.
- GSE – sito web “Le sfide dell’energia”.
- ISPRA – Istituto Superiore per la Protezione e la Ricerca Ambientale – “Fattori di emissione atmosferica di gas a effetto serra nel settore elettrico nazionale e nei principali Paesi Europei”, edizione 2020.
- ISPRA – “Indicatori di efficienza e decarbonizzazione del sistema energetico nazionale e del settore elettrico”, 363/2022.
- Ministero della transizione ecologica, dipartimento per l’energia e il clima – “La situazione energetica nazionale nel 2020”.

Figure:

- [I.1] realizzata sulla base dei dati forniti dall’ISPRA nel documento: “Indicatori di efficienza e decarbonizzazione del sistema energetico nazionale e del settore elettrico”.

Capitolo 1

- “Sistemi geotermici” – appunti del corso di laurea magistrale in ingegneria energetica – prof. Enzo Zanchini, Università di Bologna.
- Renato Lazzarin – Pompe di calore: parte teorica, parte applicativa.
- Nicola Rossi – Manuale del termotecnico, Hoepli.
- Museo Nazionale della Resistenza – sito web: www.museonazionaleresistenza.it.
- Norma UNI 10339 – portate di aria esterna e di estrazione dai locali.
- l’art. 136 del Regolamento Edilizio del comune di Milano (2016).
- Fogli di calcolo per il dimensionamento dell’impianto, di proprietà dello studio “Ariatta – Ingegneria dei sistemi spa”.
- Schede tecniche dei macchinari previsti.
- Relazione sul contenimento dei consumi energetici – ex Legge 10/91 di proprietà dello studio “Ariatta – Ingegneria dei sistemi spa”.
- DM 10 maggio 2001 – Atto di indirizzo sui criteri tecnico-scientifici e sugli standard di funzionamento e sviluppo dei musei – Ministero per i beni e le attività culturali.

Figure:

- [1.1] tratta dal sito web www.museonazionaleresistenza.it.
- [1.2] tratta dalle tavole del progetto del museo, di proprietà dello studio “Ariatta – Ingegneria dei sistemi spa”.
- [1.3], [1.4] tratte dalla relazione sul contenimento dei consumi energetici – ex Legge 10/91.
- [1.5], [1.6], [1.7], [1.8] tratte dalle tavole del progetto del museo, di proprietà dello studio “Ariatta – Ingegneria dei sistemi spa”.
- [1.9], [1.10] tratte dalla scheda tecnica delle UTA – SAMP spa.
- [1.11] tratta dalle tavole di progetto del museo, di proprietà dello studio “Ariatta – Ingegneria dei sistemi spa”.
- [1.12], [1.13], [1.14] tratte dal testo Pompe di calore: parte teorica, parte applicativa, di Renato Lazzarin.
- [1.15] tratta dalle tavole del progetto del museo, di proprietà dello studio “Ariatta – Ingegneria dei sistemi spa”.
- [1.16], [1.17] tratte dalla scheda tecnica delle pompe ad immersione, marca Wilo.
- [1.18], [1.19] tratte dalle tavole del progetto del museo, di proprietà dello studio “Ariatta – Ingegneria dei sistemi spa”.

Capitolo 2

- “Sistemi solari” – appunti del corso di laurea magistrale in ingegneria energetica – prof. Gian Luca Morini, Università di Bologna.
- Norma UNI 10349 per il riscaldamento e raffrescamento degli edifici – dati climatici.
- Scheda tecnica Sunpower X-Series: X22-370.

Figure:

- [2.1], [2.2] tratte dalla simulazione dinamica effettuata mediante software IES VE.
- [2.3] tratta dal sito web www.solarquotes.com.au.
- [2.4], [2.5] tratte dal sito web: www.seaward.com.
- [2.6], [2.7], [2.8], [2.9], [2.10], [2.11], [2.12], [2.13], [2.14] tratte dalla simulazione dinamica effettuata mediante software IES VE.

Capitolo 3

- “Energetica degli edifici e impianti termotecnici” – appunti del corso di laurea magistrale in ingegneria energetica – prof. Gian Luca Morini, Università di Bologna.
- Antonio Barletta – Introduzione Matematica alla Trasmissione del Calore, Pitagora Editrice, Bologna, 2005.
- ANIT – Associazione Nazionale per l’Isolamento Termico e acustico – Vol. 5: Prestazioni estive degli edifici.
- ANIT – neo Eubios, n°62, dicembre 2017.
- Software di selezione pompe idrauliche – Wilo Select.
- Norma UNI EN 6946 per il calcolo della resistenza termica e della trasmittanza termica.
- DM 26 giugno 2015 relativo alle prestazioni energetiche degli edifici – Allegato 1: “Criteri generali e requisiti delle prestazioni energetiche degli edifici”.
- Norme tecniche di riferimento per la stima dei fabbisogni energetici dell’edificio: UNI EN ISO 13790 e UNI TS 11300-1.

Figure:

- [3.1], [3.2] tratte dalla simulazione dinamica effettuata mediante software IES VE.
- [3.3] tratta dalla relazione sul contenimento dei consumi energetici – ex Legge 10/91.
- [3.4], [3.5] tratte dalla simulazione dinamica effettuata mediante software IES VE.
- [3.6], [3.7], [3.8], [3.9] tratte da ANIT, neo Eubios, n°33.
- [3.10], [3.11] tratte dalla simulazione dinamica effettuata mediante software IES VE.
- [3.12] tratta dalla relazione sul contenimento dei consumi energetici – ex Legge 10/91.
- [3.13], [3.14], [3.15], [3.16] tratte dalla simulazione dinamica effettuata mediante software IES VE.
- [3.17] realizzata sulla base dei dati ricavati mediante la simulazione dinamica tramite software IES VE.

Conclusione

- Sezione “architettura” del sito web di Elle Decor.