

Politecnico di Torino

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Chimica e dei Processi Sostenibili

A.a. 2025/2026

Sessione di Laurea Marzo 2026



**Politecnico
di Torino**

Tesi di Laurea Magistrale

Analisi energetica della distribuzione e del consumo di vapore e acqua calda a uso civile e industriale dell'impianto Petronas Lubricants di Villastellone (TO).

Relatore:

Prof. Samir Bensaid

Candidato:

Matteo Rossini

Indice

Elenco delle tabelle.....	6
Elenco delle figure	7
Lista simboli.....	8
Introduzione	12
Capitolo 1	14
1.1 Contesto industriale ed energetico.....	14
1.2 La Petronas Lubricants	14
1.3 Descrizione generale dell'impianto e delle utilities termiche	15
1.4 I vettori termici: acqua calda, vapore saturo e olio diatermico.....	17
1.5 Inquadramento generale dell'impianto	20
1.6 Descrizione della centrale termica e della rete di distribuzione.....	21
1.7 Serbatoi riscaldati e utilities termiche.....	22
Capitolo 2	24
2.1 Inquadramento normativo e finalità del metodo di calcolo	24
2.2 Descrizione generale della procedura di calcolo del fabbisogno energetico	24
2.3 Dati di ingresso del modello energetico.....	25
2.3.1 Caratteristiche geometriche e tipologiche dell'edificio	25
2.3.2 Proprietà termiche e costruttive dell'involucro edilizio.....	26
2.3.3 Dati climatici.....	28
2.3.4 Modalità di utilizzo e condizioni interne	29
2.4 Ipotesi sulle condizioni interne di progetto – Temperatura interna.....	29
2.5 Dati climatici e durata delle stagioni di riscaldamento e raffrescamento.....	32
2.5.1 Parametri climatici di riferimento	32
2.5.2 Durata della stagione di riscaldamento.....	32
2.6.1 Scambi termici per trasmissione.....	34
2.6.2 Caratterizzazione termica dei componenti opachi.....	35
2.6.3 Componenti trasparenti e chiusure oscuranti	36
2.6.4 Scambi verso ambienti non climatizzati e verso il terreno	36
2.7 Scambi termici per ventilazione.....	39
2.7.1 Contributo energetico della ventilazione	40
2.7.2 Effetti del recupero termico e della temperatura di mandata	40
2.7.3 Ruolo della ventilazione nel bilancio energetico complessivo	40
2.8 Apporti termici interni.....	41
2.8.1 Entità e natura degli apporti interni	41

2.8.2 Profili temporali degli apporti interni	42
2.8.3 Apporti interni da ambienti non climatizzati	43
2.8.4 Ruolo degli apporti interni nel fabbisogno energetico.....	43
2.9 Apporti termici solari.....	43
2.9.1 Apporti solari attraverso componenti trasparenti	43
2.9.2 Apporti solari sui componenti opachi.....	44
2.9.3 Effetti dell'ombreggiatura.....	44
2.10 Fattori di utilizzazione degli apporti e delle dispersioni termiche	45
Capitolo 3	48
3.1 Introduzione e obiettivi del capitolo	48
3.2 Descrizione del sistema analizzato.....	49
3.3 Calcolo delle perdite termiche dei serbatoi coibentati	51
3.3.1 Perdite attraverso il mantello cilindrico.....	51
Il procedimento del calcolo segue la procedura presente nel manuale [14]:.....	51
3.3.2 Perdite attraverso i fondi piani	52
3.3.3 Combinazione delle vie di dispersione	53
3.4 Modello di scambio termico nelle linee vapore	53
3.5 Determinazione del coefficiente di scambio termico esterno	54
3.5.1 Convezione naturale	54
3.5.2 Convezione forzata.....	56
3.5.3 Contributo radiativo.....	57
3.4 Proprietà termofisiche dei fluidi	57
3.4.1 Proprietà dell'aria	57
3.4.2 Proprietà dell'acqua e del vapore	58
3.5 Calcolo del fabbisogno di vapore.....	58
3.6 Catena energetica e consumo di combustibile.....	58
3.7 Considerazioni finali sul metodo.....	59
3.8 Descrizione generale dell'impianto.....	59
3.9 Richiami teorici: Primo Principio della Termodinamica	60
3.10 Bilancio energetico del circuito acqua calda	60
3.10.1 Bilancio lato acqua	60
3.10.2 Bilancio lato condensa	61
3.11 Bilancio energetico dell'evaporatore (olio ↔ vapore).....	62
3.12 Bilancio energetico delle caldaie a gas naturale	62
Capitolo 4	64
4.1 Variazione spessore dell'isolante.....	65

4.2 Emissività delle superfici	69
4.3 L'ottimo dei parametri	71
4.4 Analisi economica	74
Conclusioni	78
Appendice	79
Riferimenti bibliografici.....	87

Elenco delle tabelle

Tabella 1. 1: Numero di aereotermi per ciascun edificio.	21
Tabella 1. 2: Caratteristiche Atlas 46A63.	23
Tabella 2. 1: Specifiche edifici.	26
Tabella 2. 2 :Trasmittanza termica U delle strutture opache verticali, verso l'esterno, gli ambienti non climatizzati o contro terra.....	27
Tabella 2. 3:Trasmittanza termica U delle strutture opache orizzontali o inclinate di copertura, verso l'esterno e gli ambienti non climatizzati.	27
Tabella 2. 4:Trasmittanza termica U delle strutture opache orizzontali di pavimento, verso l'esterno, gli ambienti non climatizzati o contro terra.....	27
Tabella 2. 5: Trasmittanza termica U delle chiusure tecniche trasparenti e opache e dei cassonetti, comprensivi degli infissi, verso l'esterno e verso ambienti non climatizzati.	28
Tabella 2. 6: Temperature medie mensili.	28
Tabella 2. 7: Destinazione d'uso edifici.	31
Tabella 2. 8: Periodo riscaldamento espresso in ore e limite giorni.	33
Tabella 2. 9: Apporti medi globali W/m^2	42
Tabella 4.1 : Consumi metano in m^3 reali.	64
Tabella 4.2 : Consumi metano m^3 calcolati.	65
Tabella 4.3: Variazioni consumo m^3 metano e quantità di denaro perso o risparmiato annualmente nel caso di uno spessore di 10 cm.	74
Tabella 4. 4: Confronto risparmio economico netto.	75
Tabella 4.5: Riduzione emissioni CO_2 (t/anno).	76
Tabella appendice 1. 1: Specifiche serbatoi riscaldati a vapore.	80
Tabella appendice 1. 2: Specifiche serbatoi riscaldati ad acqua.....	81
Tabella appendice 1. 3: Specifiche serbatoi riscaldati ad olio diatermico.	81
Tabella appendice 1. 4: Specifiche edifici.....	84

Elenco delle figure

Figura 1. 1: Caratteristiche Atlas 46A63.	22
Figura 2. 1: Tabella UNI EN 12831 appendice D per determinazione $U(\text{equiv},k)$	38
Figura 4.1: Confronto consumi caso base vs caso con aumento spessore isolante a 4 cm.	66
Figura 4.2: Confronto consumi caso base vs caso con aumento spessore isolante a 6 cm.	66
Figura 4. 3: Confronto consumi caso base vs caso con aumento spessore isolante a 8 cm.	67
Figura 4. 4: Confronto consumi caso base vs caso con aumento spessore isolante a 10 cm.	67
Figura 4. 5: Variazione percentuale della riduzione del consumo di metano in funzione dello spessore dell'isolante.	68
Figura 4. 6: Confronto consumi caso base vs caso con emissività 0,1.	69
Figura 4. 7: Confronto consumi caso base vs caso con aumento spessore isolante a 10 cm ed emissività a 0,1.	71
Figura 4. 8: Confronto consumi convezione naturale vs caso convezione forzata.	72
Figura 4. 9: Confronto consumi convezione naturale vs caso convezione forzata e spessore isolante a 10 cm.	72
Figura 4. 10: Confronto consumi convezione naturale vs caso convezione forzata ed emissività a 0,1.	73
Figura 4. 11: Confronto consumi convezione naturale vs caso convezione forzata, spessore isolante a 10 cm ed emissività a 0,1.	73
Figura appendice 1. 1: Pianta reparti produttivi e reparto civile da modello CAD.	85
Figura appendice 1. 2: Pianta reparti produttivi da modello CAD.	85
Figura appendice 1. 3: Pianta reparti produttivi da modello CAD.	85
Figura appendice 1. 4: Pianta reparto produttivo da modello CAD.	86
Figura appendice 1. 5: Pianta reparto produttivo da modello CAD.	86

Lista simboli

Simbolo	Descrizione	Unità
A	Area di scambio termico	m ²
A _f	Area del pavimento	m ²
A _i	Area elementi disperdenti	m ²
A _k	Area della superficie k-esima	m ²
A _{w,p}	Area lorda del serramento	m ²
B'	Coefficiente geometrico per superfici controterra	–
c	Capacità termica areica	kJ m ⁻² K ⁻¹
c _p	Calore specifico a pressione costante	J kg ⁻¹ K ⁻¹
C _m	Capacità termica globale della zona	J K ⁻¹
D	Diametro caratteristico	m
d	Spessore dello strato	m
d _j	Spessore dello strato j-esimo	m
E	Energia totale del sistema	J
F	Frazione di superficie occupata dal telaio	–
f _i	Fattore di correzione	–
fg1	Fattore correttivo legato alla variazione stagionale della temperatura esterna	–
fg2	Fattore correttivo legato alla differenza tra temperatura esterna e interna	–
F _{sh,gl}	Fattore di riduzione per schermature	–
F _{r,k}	Fattore di vista radiativo	–
F _{r,kφ r,mn,kk}	Extraflusso termico	–
Gr	Numero di Grashof	–
G _w	Fattore correttivo per falda acquifera	–
h	Coefficiente di scambio termico	W m ⁻² K ⁻¹
h _{conv}	Coefficiente convettivo	W m ⁻² K ⁻¹
h _{rad}	Coefficiente radiativo equivalente	W m ⁻² K ⁻¹
h _e	Coefficiente di scambio termico convettivo esterno	W m ⁻² K ⁻¹
h _i	Coefficiente di scambio termico convettivo interno	W m ⁻² K ⁻¹
h _f	Coefficiente di scambio termico esterno per irraggiamento	W m ⁻² K ⁻¹

h_{fg}	Calore latente di condensazione	$J\ kg^{-1}$
h_{tot}	Coefficiente globale esterno	$W\ m^{-2}\ K^{-1}$
h_{in}	Entalpia in ingresso	$J\ kg^{-1}$
h_{out}	Entalpia in uscita	$J\ kg^{-1}$
H	Coefficiente globale di dispersione	$W\ K^{-1}$
H_{tr}	Coefficiente di dispersione per trasmissione	$W\ K^{-1}$
$H_{tr,adj}$	Coefficiente globale di dispersione per trasmissione edificio	$W\ K^{-1}$
H_{ve}	Coefficiente di dispersione per ventilazione	$W\ K^{-1}$
$H_{ve,adj}$	Coefficiente globale di dispersione per ventilazione edificio	$W\ K^{-1}$
HA	Dispersioni verso ambienti a temperatura diversa	$W\ K^{-1}$
HD	Dispersioni verso ambiente esterno	$W\ K^{-1}$
HU	Dispersioni verso locali non climatizzati	$W\ K^{-1}$
Hg	Dispersioni verso il terreno	$W\ K^{-1}$
I_{sol}	Irradianza solare media	$W\ m^{-2}$
K	Conducibilità termica	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
k_{ins}	Conducibilità dell'isolante	$W\ m^{-1}\ K^{-1}$
L	Lunghezza caratteristica	m
Li	Lunghezza del ponte termico	m
N	Numero di ricambi d'aria	h^{-1}
N_{ore}	Numero ore	-
Nu	Numero di Nusselt	-
P	Numero ponti termici	-
PCI	Potere calorifico inferiore	$MJ\ Smc^{-1}$
Pr	Numero di Prandtl	-
Q	Flusso termico	W
$Q_{H,d}$	Fabbisogno energetico per riscaldamento	MJ
$Q_{H,tr}$	Scambi termici per trasmissione	MJ
$Q_{H,ve}$	Scambi termici per ventilazione	MJ
Q_{int}	Apporti termici interni	MJ
Q_{sol}	Apporti solari	MJ
$Q_{sol,op}$	Apporti solari incidenti su superfici opache	MJ
R	Resistenza termica	$K\ W^{-1}$
Ra	Numero di Rayleigh	-
R_{cond}	Resistenza per conduzione	$K\ W^{-1}$
R_{conv}	Resistenza convettiva	$K\ W^{-1}$
Re	Numero di Reynolds	-

R_j	Resistenza superficiale interna dello strato j-esimo	$m^2K W^{-1}$
R_{si}	Resistenza superficiale interna	$m^2K W^{-1}$
R_{se}	Resistenza superficiale esterna	$m^2K W^{-1}$
R_{tot}	Resistenza termica complessiva	$K W^{-1}$
s	Spessore dell'isolante	m
T	Temperatura	K o $^{\circ}C$
T_{in}	Temperatura ingresso	K o $^{\circ}C$
T_{out}	Temperatura uscita	K o $^{\circ}C$
T_m	Temperatura media film	K o $^{\circ}C$
t	Tempo	s
U	Trasmittanza termica	$W m^{-2} K^{-1}$
U_i	Trasmittanza termica muri e finestre i-esime	$W m^{-2} K^{-1}$
U_{equiv}	Trasmittanza equivalente	$W m^{-2} K^{-1}$
U_k	Trasmittanza termica dell'elemento k-esimo	$W m^{-2} K^{-1}$
v	Velocità del fluido	$m s^{-1}$
V	Volume	m^3
VCH_4	Portata volumetrica di metano	$m^3 s^{-1}$
z	Quota geometrica	m
z_{in}	Quota geometrica in entrata	m
z_{out}	Quota geometrica in uscita	m
α	Assorbimento solare della superficie	–
β	Coefficiente di dilatazione volumetrica	K^{-1}
γ	Rapporto tra apporti e dispersioni	–
ΔT	Differenza di temperatura	K
ΔE	Variazione di energia	J
ε	Emissività della superficie	–
η	Rendimento	–
$\eta_{H,gn}$	Fattore di utilizzazione degli apporti	–
θ	Temperatura dell'aria	$^{\circ}C$
θ_e	Temperatura media mensile dell'aria	$^{\circ}C$
$\theta_{int,set,H}$	Temperatura interna per riscaldamento	$^{\circ}C$
θ_m	Temperatura media annuale dell'aria	$^{\circ}C$
μ	Viscosità dinamica	$Pa s$
ν	Viscosità cinematica	$m^2 s^{-1}$
ρ	Densità	$kg m^{-3}$
ρ_l	Densità liquido	$kg m^{-3}$
ρ_v	Densità vapore	$kg m^{-3}$
σ	Costante di Stefan-Boltzmann	$W m^{-2} K^{-4}$
τ	Costante di tempo termica	h
φ	Flusso termico radiativo	W

\dot{m}	Portata massica	kg s^{-1}
\dot{m}_{in}	Portata massica in entrata	kg s^{-1}
\dot{m}_{out}	Portata massica in uscita	kg s^{-1}
\dot{m}_{cond}	Portata massica condensa	kg s^{-1}
\dot{m}_{vap}	Portata massica vapore	kg s^{-1}
\dot{W}	Potenza meccanica	W

Introduzione

Il consumo di energia per il riscaldamento degli edifici rappresenta una delle principali voci di domanda energetica nei paesi industrializzati, incidendo in modo significativo sia sui bilanci economici delle famiglie sia sulle emissioni di gas climalteranti. In questo contesto, il metano – comunemente utilizzato come combustibile per il riscaldamento civile – svolge un ruolo centrale, soprattutto in Italia, dove una larga parte del patrimonio edilizio è alimentata da impianti termici a gas naturale. Nonostante il metano venga spesso considerato una fonte “più pulita” rispetto ad altri combustibili fossili, il suo impiego su larga scala solleva importanti questioni di natura ambientale e climatica. Dal punto di vista energetico, il metano presenta indubbi vantaggi, tra cui un elevato potere calorifico, una buona efficienza di combustione e una rete infrastrutturale capillare che ne facilita la distribuzione. Tuttavia, la combustione del gas naturale comporta l’emissione di anidride carbonica (CO₂), uno dei principali responsabili dell’effetto serra e del riscaldamento globale. A ciò si aggiungono le emissioni indirette di metano non combusto lungo le fasi di estrazione, trasporto e distribuzione, che assumono particolare rilevanza considerando l’elevato potenziale climalterante di questo gas rispetto alla CO₂.

Il settore del riscaldamento residenziale e terziario contribuisce in maniera significativa alle emissioni complessive di gas serra, rendendolo un ambito prioritario per le politiche di mitigazione dei cambiamenti climatici. La crescente attenzione rivolta alla transizione energetica, alla decarbonizzazione e all’efficienza energetica degli edifici impone una riflessione critica sull’attuale dipendenza dal metano per il riscaldamento, nonché sulle possibili alternative tecnologiche e strategiche. Soluzioni quali l’elettrificazione dei consumi termici, l’impiego di pompe di calore, l’integrazione delle fonti rinnovabili e il miglioramento delle prestazioni energetiche dell’involucro edilizio rappresentano opzioni sempre più discusse nel dibattito scientifico e politico.

L’obiettivo principale della presente tesi è un bilancio energetico al fine di valutare il consumo di metano necessario a sostenere il funzionamento dell’intero sistema di riscaldamento, civile e industriale, dello stabilimento della Petronas Lubricants International di Villastellone. Tale sistema si basa sulla presenza di 3 caldaie a metano che forniscono, tramite l’utilizzo di vettori termici, energia all’intero sistema di riscaldamento.

La complessità del sistema di riscaldamento comporta la presenza di molteplici trasformazioni energetiche e di inevitabili perdite di calore lungo le diverse sezioni dell’impianto. Il consumo di metano associato al funzionamento delle caldaie rappresenta una voce di costo significativa per l’azienda e un’importante fonte di emissioni climalteranti. In tale contesto, risulta fondamentale disporre di una valutazione quantitativa accurata dei fabbisogni energetici complessivi dell’impianto e della loro distribuzione tra i diversi utilizzatori.

Un’analisi energetica dettagliata permette infatti di:

- comprendere come l’energia fornita dal combustibile venga effettivamente utilizzata;
- individuare eventuali inefficienze o sovradimensionamenti;

- valutare l'impatto delle perdite termiche;
- supportare decisioni tecniche orientate alla riduzione dei consumi.

Nella prima parte verrà descritto l'impianto e il sistema di riscaldamento nella sua interezza, descrivendo nel dettaglio quali sono le utenze da servire, le linee necessarie a servire tali utenze e le apparecchiature necessarie alla produzione dell'energia. Nella seconda e terza parte verrà fornito uno studio dettagliato sul tutto il sistema, in particolare, lo studio si propone di:

- eseguire un bilancio termico dettagliato sui singoli componenti dell'impianto
- quantificare i flussi energetici associati ai diversi vettori termici
- stimare le perdite di calore lungo le linee di distribuzione e nei sistemi di scambio
- determinare il consumo complessivo di combustibile in condizioni operative rappresentative
- stimare il consumo di metano su base oraria, successivamente estesa a consumi mensili e annuali

Verranno inoltre trattati i principi teorici alla base dei bilanci successivi e le normative utilizzate per il calcolo del fabbisogno energetico dei vari edifici. Nella seconda parte ci soffermeremo principalmente sul calcolo del calore necessario al mantenimento della temperatura di utilizzo delle palazzine durante i mesi invernali, mentre nella terza parte tratteremo i calcoli riguardanti i serbatoi e la perdita di calore lungo le linee ad essi connessi.

Infine verranno trattati nell'ultimo capitolo i punti critici dell'impianto, mostrando i risultati ottenuti dai vari bilanci e facendo un paragone sulla variazione dei consumi mensili, dovuti alle differenti condizioni climatiche, soffermandoci sui mesi in verranno raggiunti i picchi energetici e valutare i possibili interventi migliorativi finalizzati alla riduzione di tali consumi, con conseguenti benefici sia al livello economico che ambientale, chiudendo il tutto proponendo eventuali sviluppi futuri che serviranno per migliorare ed affinare ulteriormente il lavoro iniziato in questa tesi.

Capitolo 1

1.1 Contesto industriale ed energetico

Negli ultimi decenni, l'industria di processo è stata interessata da una crescente attenzione verso l'ottimizzazione dei consumi energetici, sia per ragioni economiche sia per l'evoluzione del quadro normativo e ambientale. In particolare, i settori ad alta intensità energetica, come quello chimico e petrolchimico, risultano fortemente impattati dai costi associati alla produzione e alla gestione dell'energia termica, rendendo necessaria un'analisi sempre più approfondita dei sistemi ausiliari, comunemente definiti utilities.

Le utilities rappresentano un insieme di servizi indispensabili per il funzionamento continuo e sicuro degli impianti produttivi, pur non essendo direttamente coinvolte nella trasformazione del prodotto finale. Tra queste, i sistemi di generazione e distribuzione del calore rivestono un ruolo centrale, poiché forniscono l'energia necessaria per il mantenimento delle condizioni operative di processo, il riscaldamento dei fluidi, il controllo delle temperature di stoccaggio e il comfort degli ambienti di lavoro.

In tale contesto, la valutazione energetica dei sistemi di riscaldamento industriale assume un'importanza strategica, permettendo di individuare inefficienze, quantificare le perdite termiche e proporre eventuali soluzioni migliorative volte alla riduzione dei consumi di combustibile e delle emissioni associate.

1.2 La Petronas Lubricants

Petronas Lubricants International (PLI) è una società appartenente al gruppo PETRONAS, multinazionale energetica di origine malese, attiva a livello globale nel settore dell'energia e dei prodotti petroliferi. In particolare, PLI opera nel campo della formulazione, produzione e commercializzazione di lubrificanti e fluidi funzionali destinati a molteplici applicazioni industriali e automotive. L'azienda sviluppa lubrificanti ad alte prestazioni per autoveicoli, veicoli industriali, macchinari agricoli, applicazioni marine e processi industriali, ponendo una forte attenzione alla qualità del prodotto, all'innovazione tecnologica e alla sostenibilità ambientale.

Lo stabilimento di Villastellone, situato in provincia di Torino, rappresenta uno dei principali poli produttivi di Petronas Lubricants in Europa. Presso questo impianto vengono prodotti diversi tipi di lubrificanti finiti, attraverso operazioni di miscelazione, riscaldamento, stoccaggio e confezionamento. Tra i prodotti più famosi ricordiamo Selenia che è probabilmente il marchio più noto prodotto lì, ed è stato per anni l'olio "ufficiale" dei motori del gruppo Fiat. La linea PETRONAS Syntium è la gamma premium globale, che è associato anche alla partnership con il team di Formula 1 Mercedes-AMG Petronas Formula One Team. Ed infine la linea PETRONAS Urania è dedicata ai veicoli industriali molto usata in flotte e trasporto pesante. Il corretto funzionamento delle utilities termiche risulta fondamentale per garantire la qualità del prodotto finale e la continuità produttiva.

1.3 Descrizione generale dell'impianto e delle utilities termiche

L'impianto di Villastellone è caratterizzato dalla presenza di numerosi serbatoi di stoccaggio e di processo, che devono essere mantenuti a temperature controllate per garantire le corrette proprietà fisico-chimiche dei lubrificanti, nel nostro caso 50 °C per tutto l'arco dell'anno al fine di garantire le corrette condizioni reologiche e di processo. Inoltre, sono presenti edifici industriali e palazzine operative che necessitano di riscaldamento ambientale durante i mesi invernali, il periodo va da ottobre ad aprile con una durata di 14 ore giornaliere, con conseguente spegnimento durante i mesi più caldi, con mantenimento delle temperature interne tra i 18 e 20 °C.

Per soddisfare tali esigenze, lo stabilimento utilizza un sistema di riscaldamento articolato e integrato, basato su tre principali vettori termici:

- olio diatermico;
- vapore saturo;
- acqua calda.

Il cuore della centrale termica è costituito da 3 caldaie, nelle quali verrà bruciato del combustibile, nello specifico del metano, le quali riscaldano l'olio diatermico fino a elevate temperature operative, 250°C. L'olio diatermico costituisce il vettore primario del sistema e viene impiegato sia per il riscaldamento diretto di alcuni serbatoi sia per l'alimentazione di due evaporatori, nei quali avviene la produzione di vapore saturo.

Il vapore prodotto viene successivamente utilizzato per il riscaldamento di ulteriori serbatoi di processo. Il vapore saturo, per definizione, si trova in equilibrio con la sua fase liquida. Qualsiasi perdita di calore verso l'ambiente o verso un utilizzatore provoca la condensazione di una parte del vapore. Il processo è il seguente:

1. il vapore cede calore latente
2. una frazione di vapore passa allo stato liquido
3. la condensa si deposita sulle pareti interne della tubazione
4. per gravità, la condensa fluisce verso i punti più bassi della linea
5. la condensa viene raccolta tramite condensini e inviata alla nuova linea

Per evitare problemi operativi, la condensa non deve accumularsi nella linea del vapore. Per questo si realizza una derivazione dedicata verso una tubazione di raccolta della condensa. Tra la linea del vapore e la linea della condensa è sempre installato uno scaricatore di condensa (steam trap), che svolge una funzione chiave: lascia passare la condensa e impedisce il passaggio del vapore. Il principio di funzionamento varia a seconda del tipo (termostatico, meccanico, termodinamico), ma l'obiettivo è comune, mantenere il vapore nella linea principale e rimuovere solo il liquido. La condensa raccolta genererà acqua calda che verrà recuperata attraverso 2 scambiatori, i quali sfruttano il calore recuperato dalla condensa e compensano la mancanza di calore restante, in quanto da sola la condensa non è sufficiente a fornire tutto il calore necessario per la produzione di acqua surriscaldata, con ulteriore vapore prodotto. Quest'ultima alimenta altri serbatoi e gli aerotermini destinati al riscaldamento delle palazzine durante il periodo invernale. La condensa, una volta ceduto il proprio

contenuto energetico, ritorna agli evaporatori, chiudendo il ciclo termico e consentendo un recupero parziale dell'energia, garantendo in questo modo una temperatura di ingresso agli evaporatori superiore a quella dell'acqua corrente e di conseguenza una minore quantità di calore per raggiungere le condizioni target del vapore e di conseguenza minor consumo di metano a valle.

Per quanto riguarda gli evaporatori i loro rendimenti oscillano tra il 40% dell'evaporatore 1 e il 30% dell'evaporatore 2, producono la stessa quantità di vapore ma l'evaporatore 2 la produce in più tempo in quanto sporco. Bisogna considerare che gli evaporatori sono costruiti per produrre 10 tonnellate a 12 bar, mentre in centrale vengono usati per produrre 2 tonnellate a 3 bar, queste sono esigenze e quindi richiesta dell'utenza. Quindi il valore del rendimento non è così critico considerando che l'evaporatore è sovradimensionato.

La temperatura dell'acqua di condensa al ritorno è di circa 80°C che viene inviata al degasatore chimico con il reintegro dell'osmosi. Questo trattamento serve a proteggere l'impianto dalla corrosione, migliorare la qualità dell'acqua di ritorno e garantire stabilità chimica al circuito termico. La condensa di ritorno è acqua calda, può contenere gas disciolti (O₂, CO₂), può essere chimicamente aggressiva

I principali rischi sono:

- corrosione delle tubazioni (soprattutto per l'ossigeno);
- acidificazione dovuta alla CO₂ (formazione di acido carbonico);
- degrado di caldaie, scambiatori e linee di ritorno.

Il degasatore chimico ha lo scopo di rimuovere i gas disciolti dall'acqua di condensa prima che venga riutilizzata e rimessa nel circuito, i gas rimossi sono l'ossigeno, principale causa di corrosione elettrochimica e l'anidride carbonica, responsabile dell'abbassamento del pH.

Il funzionamento del degasatore può essere spiegato analizzando tre effetti combinati:

- L'aumento della temperatura, l'acqua calda trattiene meno gas disciolti quindi questi gas si liberano;
- Abbassando la pressione parziale dei gas, questi tendono a uscire dalla fase liquida;
- Azione chimica. Possono essere dosati: scavenger di ossigeno e correttori di pH.

I gas separati vengono sfogati in atmosfera in modo controllato.

Il reintegro da osmosi inversa serve perché in un impianto reale una parte di condensa si perde (spurghi, utenze, perdite) ed è necessario reintegrare acqua nuova.

L'acqua di reintegro non può essere grezza, perché conterrebbe sali disciolti, ha un'elevata durezza dovuta alla presenza di ioni Ca²⁺ e Mg²⁺ e infine contiene cloruri e solfati che sono altamente corrosivi. Per questo si usa acqua da osmosi inversa, che è povera di sali, chimicamente stabile e adatta alla miscelazione con la condensa, secondo le pratiche consolidate per impianti a vapore industriali [1].

All'uscita dal degasatore l'acqua prima di entrare nell'evaporatore è di circa 70-75°C. Questa riduzione di temperatura è dovuta principalmente a 3 fattori:

- Miscelazione con acqua di reintegro da osmosi. L'acqua di osmosi entra a temperatura più bassa, spesso ambiente o leggermente preriscaldata. La miscelazione provoca un abbassamento medio della temperatura della condensa trattata.
- Perdite termiche verso l'ambiente. Il degasatore ha superfici esposte e spesso non è perfettamente isolato, questo comporta dispersioni termiche.
- Sfogo dei gas. Durante il degasaggio una piccola quantità di energia viene persa con i gas espulsi, anche se l'effetto è limitato non è del tutto nullo

Tra i vettori termici più diffusi si annoverano l'acqua calda, il vapore saturo e l'olio diatermico, ciascuno caratterizzato da specifiche proprietà chimico-fisiche che ne determinano l'idoneità a determinate condizioni operative. Tali fluidi sono regolati dalle stesse leggi fondamentali della termodinamica e dello scambio termico, ma presentano comportamenti profondamente differenti in funzione della temperatura, della pressione e dello stato fisico.

1.4 I vettori termici: acqua calda, vapore saturo e olio diatermico

Il trasferimento di energia termica costituisce uno degli aspetti fondamentali nei sistemi energetici e nei processi industriali. In tale contesto, il vettore termico assume un ruolo centrale, fungendo da mezzo attraverso il quale il calore viene trasportato da una sorgente a un utilizzatore finale. La scelta del fluido termovettore influenza in maniera significativa l'efficienza del sistema, la sicurezza operativa, i costi di esercizio e l'impatto ambientale dell'impianto. Tra i vettori termici maggiormente impiegati si distinguono l'acqua calda, il vapore saturo e l'olio diatermico, ciascuno caratterizzato da specifiche proprietà chimico-fisiche e da differenti modalità di scambio termico.

L'acqua calda rappresenta il vettore termico più diffuso negli impianti di riscaldamento civile e in numerose applicazioni industriali a bassa e media temperatura. Il suo largo impiego è dovuto principalmente alle eccellenti proprietà termofisiche, tra cui l'elevato calore specifico, che consente di trasportare grandi quantità di energia termica con variazioni di temperatura relativamente contenute. In tali sistemi, il trasferimento di calore avviene prevalentemente sotto forma di calore sensibile, ovvero mediante variazioni della temperatura del fluido senza cambiamenti di fase. L'energia termica scambiata è direttamente proporzionale alla massa d'acqua coinvolta, al suo calore specifico e alla differenza di temperatura tra ingresso e uscita dal sistema.

Dal punto di vista operativo, l'utilizzo dell'acqua calda è particolarmente vantaggioso nei sistemi che richiedono un controllo preciso della temperatura e una modulazione graduale della potenza termica, come nel riscaldamento degli ambienti e nei processi industriali delicati. Tuttavia, l'acqua presenta limiti intrinseci legati alla sua temperatura di ebollizione, che a pressione atmosferica è pari a 100 °C. Per applicazioni che richiedono temperature superiori è necessario aumentare la pressione di esercizio, con conseguenti incrementi della complessità impiantistica e dei requisiti di sicurezza. Inoltre, la presenza di sali disciolti e gas come l'ossigeno può favorire fenomeni di corrosione e incrostazione, rendendo indispensabili adeguati trattamenti chimici.

Il vapore saturo costituisce un vettore termico di fondamentale importanza per i processi industriali che richiedono elevate potenze termiche e temperature medio-alte. A differenza dell'acqua calda, il vapore consente di sfruttare non solo il calore sensibile, ma soprattutto il calore latente di condensazione, che rappresenta una quantità di energia molto elevata ceduta dal fluido durante il passaggio dalla fase gassosa a quella liquida. Questo scambio di energia avviene a temperatura pressoché costante, caratteristica che rende il vapore particolarmente efficace nei processi in cui è necessario mantenere condizioni termiche uniformi, come riportato nei manuali di impianti a vapore [2]. Durante la condensazione, il vapore rilascia rapidamente il calore latente alle superfici di scambio, garantendo coefficienti di trasferimento termico molto elevati rispetto ai sistemi basati esclusivamente su calore sensibile. Tale comportamento spiega l'ampio utilizzo del vapore nei settori chimico, alimentare e farmaceutico, nonché nei processi di sterilizzazione e nelle centrali di produzione energetica. Tuttavia, l'impiego del vapore comporta anche criticità rilevanti. La temperatura del vapore è infatti funzione diretta della pressione di esercizio, secondo le curve di saturazione, rendendo necessaria una progettazione accurata delle apparecchiature e dei sistemi di sicurezza. Inoltre, la gestione della condensa assume un ruolo cruciale, poiché l'accumulo di liquido nelle linee di distribuzione può causare colpi d'ariete e riduzioni dell'efficienza.

Dal punto di vista chimico, il vapore e la condensa associata possono risultare fortemente corrosivi se non adeguatamente trattati, soprattutto a causa della presenza di ossigeno e anidride carbonica disciolti. Per questo motivo, gli impianti a vapore richiedono sistemi di trattamento dell'acqua e della condensa, come degasatori e dosaggi chimici, che aumentano la complessità e i costi di gestione rispetto ai sistemi ad acqua calda.

L'olio diatermico si configura come una valida alternativa nei processi che richiedono temperature elevate senza la necessità di operare ad alte pressioni. Si tratta di fluidi organici, di origine minerale o sintetica, progettati per garantire stabilità chimica e termica fino a temperature dell'ordine di 300–350 °C. Anche in questo caso, il trasferimento di calore avviene esclusivamente sotto forma di calore sensibile, poiché l'olio rimane allo stato liquido durante l'intero ciclo operativo.

Il principale vantaggio dell'olio diatermico risiede nella possibilità di raggiungere temperature elevate mantenendo pressioni prossime a quella atmosferica, riducendo così i rischi legati alla sicurezza e semplificando alcune soluzioni costruttive. Tuttavia, rispetto all'acqua, l'olio presenta un calore specifico inferiore e una viscosità maggiore, fattori che incidono negativamente sulle prestazioni di scambio termico e sulle perdite di carico. Inoltre, l'olio diatermico è soggetto a fenomeni di degrado termico e ossidativo se utilizzato oltre i limiti consigliati, con conseguente formazione di residui e perdita di efficienza. A ciò si aggiungono problematiche legate all'inflammabilità e alla gestione ambientale del fluido esausto.

Dal punto di vista teorico, lo scambio termico associato ai diversi vettori è regolato dalle leggi fondamentali della termodinamica e della trasmissione del calore. La prima legge della termodinamica descrive il bilancio energetico del sistema, mentre i meccanismi di conduzione, convezione e, in misura minore, irraggiamento governano il trasferimento di calore tra il vettore termico e le superfici di scambio.

La prima legge della termodinamica esprime il principio di conservazione dell'energia, secondo il quale l'energia non può essere né creata né distrutta, ma solo trasformata da una forma all'altra. Applicata ai sistemi termici e ai processi di scambio energetico, essa fornisce il fondamento teorico per l'analisi dei bilanci di energia nei componenti impiantistici, quali caldaie, scambiatori di calore, turbine e circuiti di distribuzione del fluido termovettore, come riportato nella letteratura classica di termodinamica [3].

In forma generale, la prima legge per un sistema chiuso può essere espressa come:

$$\Delta E = Q - L \quad (1.1)$$

dove ΔE rappresenta la variazione di energia totale del sistema, Q il calore scambiato con l'esterno e L il lavoro compiuto dal sistema. L'energia totale E comprende l'energia interna, l'energia cinetica e l'energia potenziale, sebbene nei sistemi termici stazionari i contributi cinetici e potenziali risultino spesso trascurabili rispetto all'energia interna.

Nel caso di sistemi aperti, tipici degli impianti termici reali in cui vi è attraversamento di massa, la prima legge assume una forma più generale, esprimibile come bilancio energetico su un volume di controllo:

$$\frac{dE}{dt} = \sum Q - \sum L + \sum \dot{m}_{in} \left(h_{in} + \frac{v_{in}^2}{2} + gz_{in} \right) - \sum \dot{m}_{out} \left(h_{out} + \frac{v_{out}^2}{2} + gz_{out} \right) \quad (1.2)$$

secondo l'impostazione classica dei bilanci energetici per sistemi aperti [3], dove E è l'energia contenuta nel volume di controllo, Q e L sono rispettivamente le potenze termiche e meccaniche scambiate, \dot{m} indica le portate massiche, h l'entalpia specifica, v la velocità del fluido e z la quota geometrica. Anche in questo caso, per molte applicazioni impiantistiche, i termini cinetici e potenziali possono essere trascurati senza perdita significativa di accuratezza.

In condizioni di regime stazionario, frequentemente assunte nell'analisi degli impianti termici, la variazione temporale dell'energia del volume di controllo è nulla, e l'equazione si semplifica in:

$$\sum Q - \sum L + \sum \dot{m}_{in} h_{in} - \sum \dot{m}_{out} h_{out} = 0 \quad (1.3)$$

Questa formulazione risulta particolarmente utile per la valutazione delle prestazioni di generatori di calore e scambiatori, nei quali il lavoro meccanico è spesso nullo o trascurabile.

In tali casi, il bilancio energetico si riduce al confronto tra la potenza termica scambiata e la variazione di entalpia del fluido termovettore:

$$Q = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$$

(1.4)

Nel caso di fluidi che non subiscono cambiamenti di fase, come l'acqua calda o l'olio diatermico, la variazione di entalpia può essere approssimata tramite il calore specifico a pressione costante

$$Q = \dot{m}c_p(T_{out} - T_{in})$$

(1.5)

Al contrario, nei sistemi a vapore, il contributo principale al bilancio energetico è spesso legato al calore latente di condensazione, e la variazione di entalpia è determinata prevalentemente dal passaggio di fase.

La scelta del vettore termico più idoneo dipende quindi da molteplici fattori, tra cui il livello di temperatura richiesto, la continuità del processo, le esigenze di sicurezza, la complessità gestionale e l'efficienza energetica complessiva. L'acqua calda risulta particolarmente adatta per applicazioni a bassa e media temperatura con elevata flessibilità operativa; il vapore saturo è preferibile nei processi ad alta potenza e temperatura costante, dove lo sfruttamento del calore latente offre vantaggi significativi; l'olio diatermico trova invece applicazione nei processi industriali ad alta temperatura che richiedono pressioni contenute.

1.5 Inquadramento generale dell'impianto

Il presente lavoro analizza il sistema di produzione e distribuzione dell'energia termica a servizio di un complesso industriale costituito da quindici palazzine, caratterizzate da differenti destinazioni d'uso e, di conseguenza, da diverse modalità di riscaldamento. L'impianto oggetto di studio presenta una configurazione centralizzata, nella quale la generazione del calore avviene all'interno di una centrale termica comune, dalla quale l'energia viene successivamente distribuita alle varie utenze mediante una rete di condotte dedicate.

Il complesso edilizio comprende edifici ad uso industriale, uffici, laboratori e locali adibiti a mensa, ciascuno con specifiche esigenze termiche legate alle condizioni operative e di comfort richieste. In particolare, sono presenti due edifici industriali riscaldati direttamente a vapore, nove edifici industriali riscaldati tramite aerotermi alimentati ad acqua calda e quattro edifici destinati a uffici, laboratori e mensa. Ai fini delle valutazioni energetiche e dei calcoli sviluppati nel presente studio, si assume, in via semplificativa e cautelativa, che anche tali quattro edifici siano riscaldati direttamente a vapore, nonostante nella configurazione reale siano presenti radiatori e altre fonti di calore ausiliarie.

Questa ipotesi consente di uniformare il modello di calcolo, facilitando il confronto tra le diverse utenze e garantendo un approccio conservativo nella stima dei fabbisogni termici e dei flussi energetici complessivi.

1.6 Descrizione della centrale termica e della rete di distribuzione

Il sistema di riscaldamento ha origine nella centrale termica, che rappresenta il cuore dell'impianto di produzione dell'energia. All'interno della centrale sono installate le caldaie, destinate alla generazione del calore mediante combustione, e gli evaporatori, impiegati per la produzione del vapore necessario alle utenze che richiedono questo specifico vettore termico. A seconda delle esigenze delle diverse utenze, il calore prodotto viene reso disponibile sotto forma di acqua surriscaldata, vapore o olio diatermico.

Dalla centrale termica, l'energia viene distribuita attraverso una rete di condotte che si dirama verso i singoli edifici e le diverse apparecchiature utilizzatrici. La rete è progettata in modo da garantire la continuità del servizio, il corretto livello di pressione e temperatura dei fluidi termovettori e la sicurezza operativa dell'intero sistema. Le condotte principali alimentano le sottoreti dedicate alle singole palazzine, dalle quali il calore viene infine trasferito agli ambienti o ai processi mediante i dispositivi terminali.

Il numero di aerotermini installati in ciascun edificio è riportato nella tabella 1.1 allegata, che costituisce riferimento per il calcolo dei fabbisogni termici e delle portate di fluido.

Edificio	Numero aerotermini
MANUTENZIONE	3
MAGAZINO AUSILIARI	4
MAGAZINO 50	7
MAGAZINO IMBALLI VUOTI	23
TETTOIA PROMOZIONALE	1
REPARTO CONFEZIONAMENTO OLI	2
REPARTO GRASSI	2
TORRE MISCELAZIONE	1
MAGAZINO PRODOTTI FINITI	23

Tabella 1. 1: numero di aerotermini per ciascun edificio.

Per quanto riguarda gli aerotermini, vengono utilizzati gli aerotermini Atlas 46A63 sono unità terminali per il riscaldamento di ambienti industriali e produttivi, progettate per l'utilizzo con acqua calda come fluido termovettore. Il principio di funzionamento si basa sullo scambio termico tra l'acqua calda che circola all'interno di una batteria alettata e l'aria ambiente, che viene forzata attraverso lo scambiatore mediante un ventilatore assiale. L'aria riscaldata viene quindi immessa nell'ambiente, garantendo una distribuzione efficace del calore anche in spazi di grandi volumi. Il funzionamento con acqua calda consente una buona modulazione della potenza termica in funzione delle condizioni operative dell'impianto e delle esigenze di riscaldamento degli ambienti serviti.

Grazie alla combinazione tra portata d'aria elevata e adeguata superficie di scambio, tali aerotermini risultano particolarmente adatti al riscaldamento di capannoni industriali, magazzini e reparti

produttivi, dove è richiesta una risposta termica rapida e una distribuzione uniforme del calore. Nel contesto dell'impianto analizzato, gli aerotermi Atlas 46A63 rappresentano quindi gli elementi terminali del sistema di riscaldamento ad acqua calda per le palazzine industriali dedicate.

Grandezza	Modello	Velocità di rotazione giri/minuto		Portata aria m ³ /h		Livello sonoro a 5 m * dB(A)		Emissioni termiche kW		Temp. uscita aria °C	
		Poli									
		4	6	4	6	4	6	4	6	4	6
	46A63	1350	1000	4900	3620	69	62	50,96	42,98	45,4	49,7

Figura 1. 1: caratteristiche Atlas 46A63. [4].

Queste sono le prestazioni degli aerotermi utilizzati, tali prestazioni termiche nominali sono generalmente fornite dal costruttore in riferimento a condizioni standard di esercizio, tipicamente con temperatura dell'acqua di mandata pari a 85 °C. In tali condizioni, la potenza termica resa dall'aeroterme è determinata sulla base di specifici salti termici tra fluido e aria ambiente. Nel caso in esame, l'impianto di distribuzione dell'acqua calda opera a una temperatura di mandata inferiore, pari a 60 °C, valore che si discosta dalle condizioni nominali di riferimento. Di conseguenza, la potenza termica effettivamente ceduta dagli aerotermi risulta ridotta rispetto a quella di targa. Per tenere conto di tale differenza e ottenere una stima più realistica delle prestazioni operative, si farà ricorso, nelle successive fasi di analisi, all'applicazione di fattori correttivi forniti dal costruttore o ricavati mediante correlazioni di scambio termico.

L'utilizzo di tali coefficienti consente di adeguare la potenza nominale degli aerotermi alle reali condizioni di funzionamento dell'impianto, permettendo una valutazione coerente dei fabbisogni termici e un corretto inserimento di queste utenze nel bilancio energetico complessivo del sistema di riscaldamento.

1.7 Serbatoi riscaldati e utilities termiche

Oltre al riscaldamento degli edifici, l'impianto termico alimenta numerosi serbatoi di processo che richiedono il mantenimento di specifiche condizioni di temperatura. Tali serbatoi sono riscaldati mediante diverse utilities termiche, in funzione delle caratteristiche del fluido contenuto e delle esigenze operative. In particolare, sono impiegati acqua surriscaldata, vapore e olio diatermico come vettori termici.

Il dettaglio dei serbatoi riscaldati, con l'indicazione della relativa utility termica utilizzata, è riportato in una Tabella 1.2 dedicata che verrà allegata al presente capitolo. Questo insieme di utenze rappresenta una quota significativa del fabbisogno energetico complessivo dell'impianto e contribuisce in modo rilevante alla definizione dei carichi termici della centrale.

N° Serb.	Diametro [m]	Altezza [m]	Capacità [mc]	Tipo riscaldamento
17	4,5	7,3	116	Olio diatermico
22	4,5	7,3	116	Olio diatermico
36	3,0	9,0	64	Vapore
42	3,0	9,0	64	Vapore
43	3,3	6,7	56	Acqua surriscaldata
111	4,5	7,3	116	Olio diatermico
112	4,5	7,3	116	Olio diatermico
113	5,0	13,5	265	Olio diatermico
114	5,0	13,5	265	Olio diatermico
116	4,5	7,3	116	Olio diatermico
135	3,0	5,6	40	Vapore
136	3,0	5,6	40	Vapore
137	3,0	5,6	40	Vapore
138	3,0	5,6	40	Vapore
146	3,0	5,6	40	Vapore
161	3,0	5,5	39	Vapore
162	3,3	6,7	56	Acqua surriscaldata
172	3,0	5,0	34	Vapore
173	3,0	5,0	34	Vapore
174	3,0	5,0	34	Vapore
178	3,0	5,5	38	Acqua surriscaldata
179	3,0	5,5	38	Acqua surriscaldata
180	3,0	5,5	38	Acqua surriscaldata
181	3,0	5,5	38	Acqua surriscaldata

Tabella 1. 2: caratteristiche serbatoi.

L'assetto descritto evidenzia un sistema termico complesso e articolato, nel quale coesistono più vettori energetici e differenti modalità di utilizzo del calore. La presenza di una centrale termica unica consente una gestione centralizzata della produzione energetica, ma richiede un'attenta progettazione della rete di distribuzione e un accurato bilancio energetico per garantire efficienza, affidabilità e sicurezza. Nei capitoli successivi, tale configurazione impiantistica costituirà la base per l'analisi dei fabbisogni termici, dei consumi di combustibile e delle prestazioni energetiche complessive del sistema.

Capitolo 2

Analisi delle dispersioni termiche e del fabbisogno di energia per il riscaldamento degli edifici

2.1 Inquadramento normativo e finalità del metodo di calcolo

La determinazione del fabbisogno energetico di un edificio richiede l'impiego di un metodo di calcolo coerente con il quadro normativo vigente, capace di quantificare in modo sistematico dispersioni e apporti energetici. In particolare, risulta necessario determinare il fabbisogno di energia termica per la climatizzazione invernale ed estiva, nel nostro caso ci soffermeremo solo su quella invernale visto che l'impianto di riscaldamento a cui si riferiscono i calcoli è spento durante il periodo estivo, nonché valutare l'influenza degli apporti interni, degli apporti solari e delle dispersioni verso l'ambiente esterno.

Nel contesto normativo nazionale, tali esigenze sono soddisfatte dalla serie di specifiche tecniche UNI/TS 11300 [5], sviluppate come applicazione nazionale della norma europea UNI EN ISO 13790 [6]. In questo ambito, la UNI/TS 11300-1:2014 fornisce il quadro metodologico per il calcolo del fabbisogno di energia termica utile dell'edificio, adottando un approccio di tipo mensile basato sul bilancio energetico, che è il quadro a cui si riferisce questa tesi.

L'obiettivo principale della metodologia è garantire l'univocità dei criteri di calcolo e dei valori assunti, così da rendere confrontabili i risultati ottenuti in differenti contesti applicativi, quali la progettazione di nuovi edifici, la certificazione energetica del costruito esistente e la valutazione dell'efficacia di interventi di riqualificazione. Tale impostazione risulta particolarmente rilevante anche in ambito ingegneristico, poiché consente di trattare l'edificio come un sistema energetico complesso, analizzabile mediante grandezze fisicamente significative e bilanci di energia analoghi a quelli impiegati nello studio dei processi industriali.

2.2 Descrizione generale della procedura di calcolo del fabbisogno energetico

Il calcolo del fabbisogno energetico è eseguito per ciascuna zona termica dell'edificio e per ciascun mese dell'anno.

La procedura prevede l'individuazione dei confini tra ambienti climatizzati e non climatizzati, la definizione delle condizioni interne di riferimento e l'assegnazione dei dati climatici esterni.

Il fabbisogno mensile è determinato come differenza tra dispersioni termiche complessive e quota utilizzabile degli apporti gratuiti, secondo le relazioni previste dalla norma.

Una volta definita la struttura del modello, vengono assegnate le condizioni interne di riferimento, quali le temperature di regolazione per il riscaldamento e i dati climatici esterni, generalmente espressi come valori medi mensili. Su questa base, il calcolo viene eseguito separatamente per ciascun mese dell'anno e per ciascuna zona termica, consentendo di cogliere l'andamento stagionale dei fabbisogni energetici.

Dal punto di vista energetico, il fabbisogno di energia termica utile per la climatizzazione invernale è determinato mediante un bilancio tra le dispersioni di calore e gli apporti energetici disponibili. Le dispersioni comprendono i flussi termici dovuti alla trasmissione attraverso l'involucro edilizio e quelli associati alla ventilazione e alle infiltrazioni d'aria. Gli apporti, invece, derivano sia da sorgenti interne, quali occupanti e apparecchiature, sia dalla radiazione solare incidente sulle superfici dell'edificio.

Il metodo introduce opportuni fattori di utilizzazione che tengono conto della capacità del sistema edilizio di sfruttare efficacemente gli apporti termici. In tal modo, il fabbisogno energetico risultante non è una semplice differenza algebrica tra apporti e perdite, ma rappresenta una stima più realistica dell'energia termica effettivamente necessaria per mantenere le condizioni di comfort prefissate.

Infine, i risultati ottenuti per i singoli mesi e per le diverse zone vengono aggregati per ricavare il fabbisogno energetico complessivo dell'edificio. Questa impostazione modulare consente di estendere facilmente l'analisi a edifici complessi e di integrare il calcolo con successive valutazioni di rendimento impiantistico e di consumo di energia primaria, affrontate in altre parti della serie UNI/TS 11300.

2.3 Dati di ingresso del modello energetico

L'accuratezza della stima del fabbisogno di energia termica di un edificio dipende in maniera significativa dalla qualità e dalla coerenza dei dati di ingresso utilizzati nel modello di calcolo.

La corretta definizione delle condizioni al contorno e delle proprietà del sistema è fondamentale per garantire l'affidabilità dei risultati del modello energetico.

Nel metodo di calcolo adottato, i dati di ingresso possono essere ricondotti a quattro principali categorie: caratteristiche geometriche e tipologiche dell'edificio, proprietà termofisiche dei componenti dell'involucro, dati climatici e informazioni relative alle modalità di utilizzo degli ambienti.

2.3.1 Caratteristiche geometriche e tipologiche dell'edificio

Le caratteristiche geometriche dell'edificio definiscono l'estensione spaziale del sistema analizzato e costituiscono la base per il calcolo dei flussi di scambio termico. In particolare, è necessario individuare il volume dell'ambiente climatizzato, sia in termini di volume lordo sia di volume netto, quest'ultimo più rappresentativo ai fini del calcolo dei ricambi d'aria e della ventilazione.

Ulteriori grandezze rilevanti sono la superficie utile calpestabile degli ambienti climatizzati e le superfici dei diversi componenti dell'involucro edilizio, quali pareti opache, coperture, solai e chiusure trasparenti. A queste si affiancano le informazioni relative ai ponti termici e la presenza di elementi esterni in grado di produrre ombreggiamenti che però non saranno considerati nei nostri calcoli in quanto necessiterebbero di informazioni aggiuntive non disponibili. Quindi nel nostro caso questi 2 termini verranno considerati trascurabili per ipotesi.

Edifici	Altezza (m)	Area (m ²)	Volume (m ³)	Perimetro (m)	Area pareti (m ²)
Lavorazioni speciali 1	6	260	1564	76	460
Lavorazione speciali 2	6	462	2772	101	607
Manutenzione	10	1114	11145	139	1393
Magazzino ausiliari	10	896	8968	133	1333
Locale mensa	10	1014	10144	139	1390
Magazzino 50	10	2004	20048	184	1844
Imballi vuoti	12	7460	89529	426	5120
Tettoia promozionale	6,5	390	2583	77	506
Magazzino prodotti finiti	13	11669	151698	469	6107
Reparto grassi	13	2154	29011	185	2405
Confezionamento oli	13	4395	57146	247	3218
Torre miscelazione	27	770	20806	148	4005
Laboratori	9	1605	14445	287	2584
Palazzina centrale	10	597	5977	118	1187
Palazzina direzionale	7,5	600	4503	121	910

Tabella 2. 1: specifiche edifici.

Dal punto di vista modellistico, tali dati consentono di descrivere la geometria del sistema edificio in modo analogo alla definizione di un volume di controllo, sul quale impostare i bilanci energetici.

2.3.2 Proprietà termiche e costruttive dell'involucro edilizio

Le proprietà termiche dei componenti dell'involucro rappresentano i parametri fondamentali per la quantificazione delle dispersioni di calore per trasmissione. Tra queste, la trasmittanza termica dei componenti opachi e trasparenti sintetizza il comportamento di scambio termico stazionario tra ambiente interno ed esterno.

Accanto alle trasmittanze, assumono particolare importanza le capacità termiche areiche dei componenti costruttivi, che permettono di tener conto degli effetti di accumulo energetico e della risposta dinamica dell'edificio alle sollecitazioni termiche. In termini fisici, tali grandezze sono

direttamente riconducibili alla capacità del sistema di immagazzinare energia, concetto ben noto nell'analisi dei processi transitori in ambito chimico-industriale.

Nel caso di edifici esistenti, qualora non siano disponibili dati di progetto attendibili, è ammesso l'utilizzo di valori convenzionali ricavati da abachi e appendici normative, purché tale scelta venga esplicitata nel rapporto di calcolo.

Per quanto riguarda la trasmittanza sono stati presi come valore di riferimento secondo i requisiti minimi previsti dal D.M. 26 giugno 2015 [7]

Zona climatica	U (W/m ² K)
A e B	0,43
C	0,34
D	0,29
E	0,26
F	0,24

Tabella 2. 2 :Trasmittanza termica U delle strutture opache verticali, verso l'esterno, gli ambienti non climatizzati o contro terra.

Zona climatica	U (W/m ² K)
A e B	0,35
C	0,33
D	0,26
E	0,22
F	0,20

Tabella 2. 3:Trasmittanza termica U delle strutture opache orizzontali o inclinate di copertura, verso l'esterno e gli ambienti non climatizzati.

Zona climatica	U (W/m ² K)
A e B	0,44
C	0,38
D	0,29
E	0,26
F	0,24

Tabella 2. 4:Trasmittanza termica U delle strutture opache orizzontali di pavimento, verso l'esterno, gli ambienti non climatizzati o contro terra.

Zona climatica	U (W/m ² K)
A e B	3
C	2,20
D	1,80

E	1,40
F	1,10

Tabella 2. 5: Trasmittanza termica U delle chiusure tecniche trasparenti e opache e dei cassonetti, comprensivi degli infissi, verso l'esterno e verso ambienti non climatizzati.

Questo approccio viene utilizzato perché non si è a conoscenza nel dettaglio degli spessori e delle componenti nello specifico che costituiscono le strutture orizzontali e verticali, se si volesse fare un'ipotesi su tali informazioni si può comunque procedere al calcolo manuale della trasmittanza che tratteremo in seguito.

Per le superfici trasparenti, oltre alla trasmittanza termica, è necessario considerare la trasmittanza di energia solare totale, che quantifica la frazione di radiazione incidente effettivamente trasferita all'ambiente interno. A questa si associano i fattori correttivi dovuti alla presenza di telai, schermature mobili e chiusure oscuranti, quest'ultime non verranno considerate durante i nostri calcoli essendo edifici per lo più ad uso industriale quindi privi di tali componenti o presenti ma in maniera tale da non influire significativamente sul risultato finale. Per i componenti opachi, invece, assumono rilievo il fattore di assorbimento solare e l'emissività delle superfici esterne, parametri che influenzano rispettivamente l'assorbimento della radiazione solare e lo scambio radiativo con l'ambiente esterno.

2.3.3 Dati climatici

I dati climatici costituiscono le condizioni esterne che governano gli scambi energetici tra edificio e ambiente. Nel metodo adottato, essi sono espressi prevalentemente come valori medi mensili, coerenti con l'approccio di calcolo di tipo stazionario su base temporale discreta. Nel nostro caso è stata fatta una verifica sulle temperature medie mensili di Villastellone degli ultimi 5 anni, e successivamente ne è stata calcolata la media ottenendo 12 valori corrispondenti ad ogni mese dell'anno.

Mese	Temperatura (°C)
Gennaio	2,1
Febbraio	5,3
Marzo	8,6
Aprile	12,3
Maggio	16,9
Giugno	22,4
Luglio	24,6
Agosto	24
Settembre	18,9
Ottobre	14,1
Novembre	7,2
Dicembre	2,3

Tabella 2. 6: temperature medie mensili.

Le principali grandezze climatiche considerate sono la temperatura esterna media mensile e l'irradianza solare totale, sia sul piano orizzontale sia sui piani verticali caratterizzati da differenti orientamenti. Tali dati consentono di stimare, rispettivamente, le dispersioni termiche verso l'esterno e gli apporti solari incidenti sulle superfici dell'involucro.

L'adozione di dati climatici standardizzati garantisce l'omogeneità dei risultati e rende possibile il confronto tra edifici diversi o tra differenti soluzioni progettuali, analogamente a quanto avviene quando si utilizzano condizioni operative di riferimento nello studio dei processi energetici.

2.3.4 Modalità di utilizzo e condizioni interne

L'ultima categoria di dati di ingresso riguarda le modalità di occupazione e di utilizzo dell'edificio, che influenzano in modo diretto il bilancio energetico interno. Tra i parametri più rilevanti rientrano le temperature interne di regolazione per il riscaldamento, i tassi di ventilazione e il regime di funzionamento degli impianti.

A questi si aggiungono la durata delle stagioni di riscaldamento, le modalità di gestione delle schermature solari e delle chiusure oscuranti, nonché gli apporti di calore interni generati da occupanti, apparecchiature e illuminazione. In una valutazione standard, tali dati fanno riferimento a un'utenza convenzionale, mentre in analisi più avanzate possono essere adattati a specifici profili di utilizzo.

Nel complesso, l'insieme dei dati relativi all'utenza consente di chiudere il bilancio energetico del sistema, integrando le sorgenti interne di energia con i flussi di scambio verso l'esterno, in modo concettualmente analogo all'inclusione dei termini di generazione nei bilanci energetici dei reattori o delle apparecchiature di processo.

2.4 Ipotesi sulle condizioni interne di progetto – Temperatura interna

La definizione delle condizioni interne rappresenta uno degli elementi centrali nella determinazione del fabbisogno di energia termica di un edificio. La definizione delle condizioni interne costituisce un passaggio essenziale nella costruzione del modello di calcolo, in quanto determina il livello di riferimento per gli scambi termici.

Nel metodo di calcolo adottato, la temperatura interna è assunta come grandezza rappresentativa delle condizioni di comfort termoigrometrico all'interno degli ambienti climatizzati. Essa viene considerata, in prima approssimazione, come valore medio uniforme all'interno di ciascuna zona termica, ipotesi che consente di semplificare il modello pur mantenendo una buona attendibilità dei risultati a scala mensile.

Nelle valutazioni di progetto e nelle valutazioni standard, le temperature interne di regolazione sono fissate convenzionalmente in funzione della destinazione d'uso dell'edificio. Per la climatizzazione invernale, la maggior parte delle categorie edilizie è caratterizzata da una temperatura interna costante pari a 20 °C, valore che rappresenta una condizione di comfort comunemente accettata in ambito

residenziale e terziario. Mentre negli edifici ad uso industriale questa temperatura di riferimento scende a 18 °C, essendo utilizzate molto meno dai lavoratori e destinante maggiormente ad un uso transitorio.

Il DPR 412/93 [8] impone anche i valori massimi di temperatura all'interno dei locali.

$T = 18 \pm 2$ °C per edifici in categoria E.8

$T = 20 \pm 2$ °C per edifici in tutte le altre categorie

Per alcune specifiche categorie di edifici, quali piscine, impianti sportivi o ambienti con particolari esigenze funzionali, vengono adottati valori differenti, più elevati o più bassi, coerenti con l'utilizzo previsto degli spazi. Analogamente, nel caso di edifici confinanti o di ambienti non direttamente climatizzati, la temperatura interna viene definita mediante relazioni semplificate che tengono conto degli scambi termici con gli ambienti adiacenti e con l'esterno.

L'assunzione di valori convenzionali consente di uniformare le condizioni di calcolo e di rendere confrontabili le prestazioni energetiche di edifici diversi, evitando che scelte arbitrarie sulle temperature interne influenzino in modo significativo il risultato finale.

Sigla	Destinazione d'uso
E.1	Edifici adibiti a residenza e assimilabili
E.1 (1)	Abitazioni adibite a residenza con carattere continuativo, quali abitazioni civili e rurali, collegio, conventi, case di pensa, caserme
E.1 (2)	Abitazioni adibite a residenza con occupazione saltuaria, quali case per vacanze, fine settimana e simili
E.1 (3)	Edifici adibiti ad albergo, pensione e attività similari
E.2	Edifici adibiti a uffici e assimilabili
E.3	Edifici adibiti a ospedali, cliniche o case di cura e assimilabili
E.4	Edifici adibiti ad attività ricreative associative o di culto e assimilabili
E.4 (1)	Cinema, teatri, sale di riunioni per congressi
E.4 (2)	Mostre, musei e biblioteche, luoghi di culto
E.4 (3)	Bar, ristoranti, sale da ballo
E.5	Edifici adibiti ad attività commerciali e assimilabili

E.6	Edifici adibiti ad attività sportive
E.6 (1)	Piscine, saune e assimilabili
E.6 (2)	Palestre e assimilabili
E.6 (3)	Servizi di supporto alle attività sportive
E.7	Edifici adibiti ad attività scolastiche a tutti i livelli e assimilabili
E.8	Edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili

Tabella 2. 7: Destinazione d'uso edifici. [9].

Nel caso di valutazioni adattate all'utenza, come diagnosi energetiche o analisi finalizzate all'ottimizzazione dei consumi, le temperature interne possono essere definite in modo più flessibile, tenendo conto dei reali profili di utilizzo dell'edificio. In tali condizioni, la temperatura interna può essere assunta costante sull'intero periodo di funzionamento oppure variabile nel tempo, in funzione degli orari di occupazione e delle strategie di regolazione degli impianti.

Questa impostazione consente di avvicinare maggiormente il modello alle condizioni operative reali, introducendo una descrizione più accurata del comportamento termico del sistema edificio–impianto. Dal punto di vista ingegneristico, si tratta di un passaggio concettualmente analogo alla sostituzione di condizioni di regime stazionario con profili temporali variabili nell'analisi di un processo industriale.

È tuttavia necessario che le ipotesi adottate siano chiaramente dichiarate e giustificate nel rapporto di calcolo, al fine di garantire la trasparenza del metodo e la riproducibilità dei risultati. In questo senso, la norma fornisce un quadro di riferimento entro il quale è possibile adattare i parametri alle specifiche esigenze dell'analisi senza compromettere la coerenza metodologica. Nel nostro caso ipotizzeremo solomante le due temperature citate precedentemente come temperature interne dei nostri edifici.

Dal punto di vista del bilancio energetico, la temperatura interna di regolazione agisce come forza motrice degli scambi termici tra ambiente interno ed esterno. La differenza tra temperatura interna ed esterna governa infatti sia le dispersioni per trasmissione attraverso l'involucro, sia i flussi associati alla ventilazione.

Un aumento della temperatura interna invernale comporta un incremento delle perdite di calore e, di conseguenza, del fabbisogno energetico, mentre una riduzione della temperatura di set-point produce l'effetto opposto. Tali considerazioni evidenziano come la scelta dei valori di temperatura interna rappresenti un compromesso tra esigenze di comfort e contenimento dei consumi energetici. L'ipotesi di temperatura interna costituisce uno dei parametri di maggiore sensibilità del modello e deve essere trattata con particolare attenzione, soprattutto nelle analisi comparative o nelle valutazioni di interventi di efficientamento energetico.

2.5 Dati climatici e durata delle stagioni di riscaldamento e raffrescamento

I dati climatici rappresentano le principali condizioni al contorno del sistema edificio–impianto e svolgono un ruolo determinante nella quantificazione degli scambi energetici con l’ambiente esterno. I dati climatici definiscono il contesto ambientale entro cui si sviluppano gli scambi termici tra edificio ed esterno.

2.5.1 Parametri climatici di riferimento

Le grandezze climatiche fondamentali considerate nel calcolo sono la temperatura esterna media mensile e l’irradianza solare totale. La temperatura esterna media mensile costituisce il riferimento per la valutazione delle dispersioni termiche per trasmissione e ventilazione, mentre l’irradianza solare governa l’entità degli apporti energetici dovuti alla radiazione incidente sulle superfici dell’involucro edilizio.

I valori di irradianza solare sono assunti sia sul piano orizzontale sia sui piani verticali caratterizzati da differenti orientamenti, al fine di tenere conto dell’esposizione delle superfici opache e trasparenti. Per orientamenti intermedi rispetto a quelli tabulati, i dati vengono ottenuti mediante interpolazione lineare, ipotesi che risulta adeguata nell’ambito di un approccio mensile.

L’adozione di dati climatici standardizzati consente di ridurre l’incertezza legata alla variabilità meteorologica e di rendere confrontabili i risultati di analisi diverse, in modo analogo all’utilizzo di condizioni standard di riferimento nei bilanci energetici di processo.

2.5.2 Durata della stagione di riscaldamento

La stagione di riscaldamento è definita come il periodo dell’anno durante il quale risulta necessario fornire energia termica all’edificio per mantenere la temperatura interna al valore di regolazione prefissato. Nelle valutazioni di progetto e nelle valutazioni standard, la durata di tale periodo è determinata in funzione della zona climatica della località, classificata sulla base dei gradi giorno

Zona Climatica	Numero massimo di ore di accensione del riscaldamento	Periodo di riscaldamento
A	6 ore al giorno	1 dicembre – 15 marzo
B	8 ore al giorno	1 dicembre – 31 marzo
C	10 ore al giorno	15 novembre – 31 marzo
D	12 ore al giorno	1 novembre – 15 aprile

E	14 ore al giorno	15 ottobre -15 aprile
F	Nessun limite	Nessun limite

Tabella 2. 8: Periodo riscaldamento espresso in ore e limite giorni. [10]

Questo approccio consente di associare a ciascuna area geografica un intervallo temporale convenzionale di funzionamento dell'impianto di riscaldamento, garantendo uniformità di applicazione sul territorio nazionale. Dal punto di vista energetico, la stagione di riscaldamento rappresenta l'intervallo temporale nel quale il bilancio tra dispersioni e apporti risulta sbilanciato a favore delle perdite verso l'esterno.

Nelle valutazioni adattate all'utenza, tipicamente adottate nelle diagnosi energetiche, la durata della stagione di riscaldamento può invece essere definita sulla base delle condizioni reali di funzionamento. In questo caso, il periodo di attivazione dell'impianto è individuato come l'insieme dei giorni in cui gli apporti interni e solari non sono sufficienti a compensare le dispersioni termiche dell'edificio. Tale criterio introduce una maggiore aderenza alle condizioni operative effettive, analogamente a quanto avviene quando si individuano soglie di funzionamento in un processo industriale in base all'equilibrio energetico del sistema.

Per individuare con maggiore precisione i limiti temporali delle stagioni di riscaldamento e raffrescamento, il metodo prevede l'utilizzo di interpolazioni lineari dei dati climatici medi mensili, attribuendo tali valori a istanti temporali rappresentativi del mese. Questa procedura consente di stimare i giorni di transizione tra le diverse modalità di funzionamento dell'impianto senza ricorrere a dati orari dettagliati.

La definizione dei dati climatici e della durata delle stagioni di funzionamento permette di collocare il bilancio energetico dell'edificio all'interno di un quadro temporale coerente, assicurando che il calcolo del fabbisogno termico rifletta in modo realistico l'interazione tra sistema edilizio e ambiente esterno.

2.6 Calcolo del fabbisogno di energia termica per il riscaldamento

Il fabbisogno di energia termica per la climatizzazione invernale è determinato secondo quanto previsto dalla norma UNI/TS 11300-1. Per un edificio che scambia calore con l'ambiente esterno, il bilancio energetico nel periodo invernale può essere espresso come segue [6] [11]

$$Q_{H,d} = (Q_{H,tr} + Q_{H,ve}) - \eta_{H,gn} (Q_{int} + Q_{sol,w}) \quad (2.1)$$

Dove:

- $Q_{H,d}$ è il fabbisogno energetico nel periodo invernale misurato in [MJ];
- $Q_{H,tr}$ è lo scambio termico per trasmissione misurato in [MJ];
- $Q_{H,ve}$ è lo scambio termico per ventilazione misurato in [MJ];

- $\eta_{H,gn}$ è il fattore di utilizzazione degli apporti gratuiti;
- Q_{int} sono gli apporti termici interni, quindi dati da persone, illuminazione e macchinari misurato in [MJ];
- $Q_{sol,w}$ è la quota parte degli apporti termici solari dati da strutture trasparenti misurato in [MJ].

2.6.1 Scambi termici per trasmissione

Gli scambi termici per trasmissione rappresentano una delle principali componenti delle dispersioni energetiche di un edificio e sono direttamente riconducibili ai meccanismi di conduzione del calore attraverso l'involucro edilizio. Dal punto di vista dell'analisi energetica, tali scambi possono essere interpretati come flussi di energia che attraversano le superfici di separazione tra il sistema edificio e l'ambiente esterno o tra ambienti a differenti condizioni termiche, analogamente ai flussi di calore che attraversano le pareti di un'apparecchiatura di processo [12].

Nel metodo di calcolo adottato, la quantificazione degli scambi per trasmissione avviene mediante l'introduzione di coefficienti globali di scambio termico, che sintetizzano il comportamento complessivo dell'involucro edilizio in termini di dispersione energetica.

Definiamo il primo termine, scambio termico per trasmissione

$$Q_{H,tr} = H_{tr,adj}(\theta_{int,set,H} - \theta_e) t + \left(\sum F_{r,k\phi r,mn,kk} \right) t - Q_{sol,op} \quad (2.2)$$

Dove:

- $H_{tr,adj}$ rappresenta il coefficiente globale di dispersione per trasmissione dell'edificio, espresso in W/K; esso differisce da quello previsto dalla UNI EN 12831 [13] in quanto non considera il fattore di esposizione;
- $\theta_{int,set,H}$ è la temperatura interna di progetto per il riscaldamento, stabilita dalla normativa in funzione della destinazione d'uso dell'ambiente, espressa in °C;
- θ_e indica la temperatura media mensile dell'aria esterna relativa al mese analizzato, determinata secondo la UNI 10349 [14] in base alla località climatica di riferimento, espressa in °C;
- t è la durata del mese in secondi;
- $\sum F_{r,k\phi r,mn,kk}$ è la quota corrispondente all'extraflusso termico;
- $Q_{sol,op}$ rappresenta l'apporto solare incidente sulle superfici opache dell'involucro edilizio in MJ.

Le temperature di set point fissate dalla normativa sono quelle citate precedentemente e pari a 18°C per gli uffici, laboratori e locali mensa e 20°C per tutto il resto delle palazzine. Il coefficiente globale di dispersione per trasmissione, espresso in W/K, è determinato come somma di quattro contributi distinti:

- H_D , relativo alle perdite di calore attraverso le strutture disperdenti verso l'ambiente esterno;
- H_U , associato agli scambi termici con ambienti non climatizzati;
- H_A , riferito ai flussi termici tra zone mantenute a differenti temperature interne;
- H_g , che rappresenta le dispersioni verso il terreno.

In questo modo il parametro complessivo tiene conto di tutte le modalità di scambio per trasmissione che interessano l'involucro edilizio

$$H = H_D + H_U + H_A + H_g \quad (2.3)$$

2.6.2 Caratterizzazione termica dei componenti opachi

Il coefficiente di scambio termico verso l'esterno H_D si ottiene con la formula seguente.

$$H_D = \sum_{i=1}^N A_i U_i + \sum_{i=1}^P \Psi_i l_i \quad (2.4)$$

Dove:

- U_i è la trasmittanza dei muri e finestre i -esimi in W/m^2K ;
- A_i è l'area degli elementi disperdenti in m^2 ;
- Ψ_i sono i coefficienti lineari dei ponti termici presenti nelle pareti esterne in W/mK ;
- l_i è la lunghezza del ponte termico i -esimo in m ;
- N è il numero di superfici disperdenti verso l'esterno;
- P è il numero di ponti termici presenti.

Qui ci ricollegiamo al fatto che le componenti opache dell'involucro, quali pareti, coperture e solai, sono caratterizzati principalmente dalla loro trasmittanza termica, grandezza che esprime la capacità del componente di trasferire calore in condizioni stazionarie per unità di superficie e per unità di differenza di temperatura.

Il calcolo della trasmittanza termica richiede la conoscenza delle proprietà termofisiche dei materiali costituenti, quali conducibilità termica e spessore degli strati, nonché delle resistenze superficiali di scambio termico. In assenza di dati di progetto dettagliati, è possibile ricorrere a valori tabulati o a procedure semplificate basate sulla tipologia costruttiva e sull'epoca di realizzazione dell'edificio, mantenendo comunque un livello di approssimazione coerente con l'approccio mensile del metodo.

Dal punto di vista fisico, la trasmittanza può essere interpretata come l'inverso di una resistenza termica equivalente, concetto del tutto analogo alle resistenze al trasporto di calore considerate nell'analisi dei fenomeni di scambio nei sistemi chimico-industriali.

$$U = \frac{1}{R_{tot}} \quad (2.5)$$

secondo il metodo di calcolo previsto dalla UNI EN ISO 6946 [15], dove la resistenza totale è la somma delle resistenze "in serie" dei vari strati più le resistenze superficiali di scambio ai due lati:

$$R_{tot} = R_{si} + \sum R_j + R_{se} \quad (2.6)$$

con

$$R_j = \frac{d_j}{\lambda_j} \quad (2.7)$$

Qui d_j è lo spessore dello strato j [m] e λ_j la sua conducibilità termica W/(mK); R_{si} e R_{se} [m²K/W] rappresentano la resistenza complessiva agli scambi termici sulla superficie interna ed esterna (effetti convettivi e radiativi). Se nel pacchetto sono presenti intercapedini d'aria o strati non omogenei, il contributo corrispondente si inserisce comunque come una resistenza addizionale equivalente nella sommatoria.

2.6.3 Componenti trasparenti e chiusure oscuranti

I componenti trasparenti dell'involucro edilizio, quali finestre e facciate continue, svolgono un ruolo particolarmente delicato nel bilancio energetico, poiché sono responsabili sia di significative dispersioni termiche sia di rilevanti apporti solari. La loro caratterizzazione termica avviene attraverso la trasmittanza termica complessiva del serramento, che tiene conto del contributo del vetro, del telaio e degli eventuali distanziatori. Nel nostro caso non avendo dati a sufficienza su telai e distanziatori utilizzeremo come valore di trasmittanza termica solomante quella che si riferisce al vetro.

La presenza di chiusure oscuranti introduce una riduzione delle dispersioni termiche nelle ore notturne, effetto che viene modellato mediante una trasmittanza corretta, ottenuta come media pesata tra la configurazione con chiusura aperta e quella con chiusura chiusa. Tale approccio consente di rappresentare in modo semplificato, ma efficace, il comportamento dinamico del sistema finestra, analogamente all'utilizzo di coefficienti medi nei modelli di processo per descrivere regimi operativi variabili nel tempo.

2.6.4 Scambi verso ambienti non climatizzati e verso il terreno

Oltre alle dispersioni verso l'ambiente esterno, il metodo di calcolo considera gli scambi termici attraverso componenti che separano ambienti climatizzati da ambienti non climatizzati o dal terreno. In tali casi, il flusso di calore dipende non solo dalle caratteristiche del componente edilizio, ma anche dalle condizioni termiche dell'ambiente adiacente.

Per tenere conto di tali effetti, vengono introdotti opportuni fattori di correzione che modulano il coefficiente di scambio termico in funzione della differenza di temperatura effettiva tra gli ambienti. Questo approccio consente di rappresentare in modo più realistico il comportamento del sistema, evitando di sovrastimare le dispersioni in situazioni in cui l'ambiente confinante presenta temperature intermedie tra interno ed esterno.

Il coefficiente di scambio termico verso locali non climatizzati H_u si ottiene con la formula seguente

$$H_U = (\sum_{i=1}^N A_i U_i + \sum_{i=1}^P \Psi_i l_i) b u \quad (2.8)$$

dove $\Psi_i l_i$ rappresenta i ponti termici e come detto in precedenza non considereremo nella trattazione.

Il coefficiente di scambio termico verso locali a temperature differenti H_A si ottiene con la formula seguente, ma non considera i ponti termici.

$$H_A = \sum_{i=1}^N f_i A_i U_i \quad (2.9)$$

Il fattore f_i è il fattore di correzione che considera la temperatura del locale a diversa temperatura.

$$f_i = \frac{\theta_{\text{int,set,c}} - \theta_a}{\theta_{\text{int,set,c}} - \theta_e} \quad (2.10)$$

Infine, il coefficiente di scambio termico verso terreno H_g si ottiene con la formula seguente.

$$H_g = f_{g1} f_{g2} (\sum A_k U_{EQUIV,K}) G_w \quad (2.11)$$

I coefficienti f_{g1} e f_{g2} rappresentano due fattori correttivi distinti: il primo tiene conto dell'effetto della variazione stagionale della temperatura esterna nel corso dell'anno, mentre il secondo è un coefficiente di riduzione legato alla differenza tra temperatura interna ed esterna. Il parametro G_w considera invece l'influenza della presenza della falda acquifera sulle dispersioni verso il terreno.

La grandezza $U_{equiv,k}$ indica la trasmittanza termica equivalente della k -esima superficie dell'ambiente climatizzato che risulta a diretto contatto con il suolo.

Per quanto riguarda i valori da adottare, la norma UNI EN 12831 [13] suggerisce per f_{g1} un valore pari a 1,45. Relativamente al fattore G_w , la stessa norma prevede un valore pari a 1 nel caso in cui la distanza tra il piano di calpestio e la falda sia superiore a un metro, mentre indica 1,15 qualora tale distanza sia inferiore a un metro.

Il coefficiente f_{g2} viene determinato mediante la seguente relazione:

$$f_{g2} = \frac{\theta_i - \theta_{m,e}}{\theta_i - \theta_e^*} \quad (2.12)$$

dove $\theta_{m,e}$ rappresenta la temperatura media esterna annua, il cui valore è fornito dalla UNI EN 12831.

La determinazione della $U_{equiv,k}$ avviene secondo quanto previsto dalla UNI EN 12831, in funzione della tipologia dell'elemento disperdente verso il terreno, identificata mediante il

parametro Z , e di un coefficiente geometrico caratteristico B' . Il parametro B' tiene conto della configurazione geometrica della struttura controterra ed è definito in relazione al rapporto tra superficie disperdente e perimetro a contatto con il suolo, nonché alla trasmittanza termica del pavimento. Attraverso tale impostazione, la norma consente di valutare in modo semplificato ma coerente l'effettivo scambio termico tra ambiente climatizzato e terreno, integrando sia gli aspetti geometrici sia le proprietà termofisiche dell'elemento costruttivo.


Caso 1 - pavimento ($z = 0$ m)	Valore del coefficiente B' [m]	$U_{\text{equivalente}}$ [W/(m ² K)]				
		Pavimento non isolato	$U_{\text{pavimento}} = 2,00$ W/(m ² K)	$U_{\text{pavimento}} = 1,00$ W/(m ² K)	$U_{\text{pavimento}} = 0,50$ W/(m ² K)	$U_{\text{pavimento}} = 0,25$ W/(m ² K)
	2	1,30	0,77	0,55	0,33	0,17
	4	0,88	0,59	0,45	0,30	0,17
	6	0,68	0,48	0,38	0,27	0,17
	8	0,55	0,41	0,33	0,25	0,16
	10	0,47	0,36	0,30	0,23	0,15
	12	0,41	0,32	0,27	0,21	0,14
	14	0,37	0,29	0,24	0,19	0,14
	16	0,33	0,26	0,22	0,18	0,13
	18	0,31	0,24	0,21	0,17	0,12
	20	0,28	0,22	0,19	0,16	0,12

Figura 2. 1: Tabella UNI EN 12831 appendice D per determinazione $U(\text{equiv},k)$. [16]

Nel quadro delle componenti che contribuiscono allo scambio termico per trasmissione, un ruolo specifico è svolto dall'extraflusso radiativo, che rappresenta il contributo di scambio energetico tra l'involucro edilizio e la volta celeste. Tale contributo viene valutato come somma dei flussi radiativi associati ai singoli elementi dell'involucro e può essere espresso come:

$$EF = \left(\sum F_{r,k} \phi_{r,mn,k} \right) \times t \quad (2.13)$$

Nel termine precedente, $F_{r,k}$ è il fattore di vista dell'elemento k -esimo, assunto pari a 1 per superfici orizzontali e pari a 0,5 per superfici verticali, mentre t rappresenta l'intervallo temporale di riferimento. Il flusso radiativo medio associato al singolo elemento $\phi_{r,mn,k}$ è definito dalla relazione:

$$\phi_{r,mn,k} = R_{se,k} U_k A_k h_f \Delta\theta_{er} \quad (2.14)$$

In tale espressione, $R_{se,k}$ indica la resistenza termica superficiale esterna dell'elemento k -esimo, U_k la sua trasmittanza termica, A_k l'area della superficie considerata e h_f il coefficiente di scambio termico esterno per irraggiamento. Il termine $\Delta\theta$ rappresenta la differenza di temperatura tra la superficie esterna del componente edilizio e la volta celeste.

Un ulteriore contributo energetico rilevante è costituito dagli apporti solari sulle superfici opache, che descrivono l'energia trasferita dalla radiazione solare alle strutture esterne dell'edificio. Nel bilancio energetico tali apporti assumono segno negativo, poiché corrispondono a un guadagno termico per l'edificio e non a una dispersione. Essi sono calcolati mediante:

$$Q_{sol,op} = (\sum F_{sh,ob,k} A_{sol,op} I_{sol,k}) \times t \quad (2.15)$$

In questa relazione, $F_{sh,ob,k}$ è il fattore di riduzione dovuto all'ombreggiatura generata da elementi esterni, $A_{sol,op}$ è l'area efficace di captazione solare dei componenti opachi e $I_{sol,k}$ rappresenta l'irradianza solare media mensile incidente sulla superficie k-esima.

Per i componenti opachi dell'involucro, l'area efficace di captazione solare viene determinata attraverso la seguente espressione:

$$A_{sol,op} = \alpha R_{se} U A \quad (2.16)$$

dove α è il coefficiente di assorbimento della superficie, R_{se} la resistenza termica superficiale esterna, U la trasmittanza termica del componente opaco e A la sua area geometrica.

2.6.5 Considerazioni sul ruolo degli scambi per trasmissione

Nel complesso, gli scambi termici per trasmissione costituiscono una componente strutturale del fabbisogno energetico dell'edificio, fortemente influenzata dalle caratteristiche costruttive e dallo stato di conservazione dell'involucro. La loro corretta modellazione è essenziale per valutare l'efficacia di interventi di isolamento termico e per individuare le principali criticità energetiche del sistema edilizio.

In una prospettiva ingegneristica, l'analisi delle dispersioni per trasmissione consente di applicare concetti tipici della termodinamica e del trasporto di calore a un sistema complesso come l'edificio, rendendo evidente il legame tra progettazione dell'involucro e prestazioni energetiche complessive.

2.7 Scambi termici per ventilazione

Gli scambi termici associati alla ventilazione rappresentano una componente fondamentale del bilancio energetico dell'edificio, in quanto sono legati al ricambio d'aria necessario per garantire adeguate condizioni di qualità dell'aria interna. Dal punto di vista fisico, tali scambi possono essere interpretati come flussi di energia trasportati da una corrente fluida, analogamente ai contributi convettivi considerati nell'analisi dei sistemi di processo.

Nel modello di calcolo adottato, la ventilazione contribuisce alle dispersioni energetiche invernali attraverso il trasferimento di aria tra ambiente interno ed esterno o tra ambienti a differenti condizioni termiche.

Il parametro centrale per la valutazione degli scambi termici per ventilazione è la portata d'aria, generalmente espressa in termini di numero di ricambi d'aria orari o di portata volumetrica. Essa dipende sia dalle caratteristiche del sistema di ventilazione adottato, naturale o meccanico, sia dalle modalità di utilizzo degli ambienti.

Nel caso di ventilazione naturale, la portata d'aria è fortemente influenzata da fattori ambientali quali la differenza di temperatura tra interno ed esterno e l'azione del vento, mentre nei sistemi di ventilazione meccanica la portata può essere controllata in modo più preciso. In entrambi i casi, ai fini del calcolo mensile, la portata viene mediata sul tempo, in modo da rappresentare un valore equivalente che tenga conto delle variazioni operative nel periodo considerato.

2.7.1 Contributo energetico della ventilazione

Dal punto di vista energetico, il flusso di aria entrante comporta uno scambio di energia proporzionale alla capacità termica dell'aria e alla differenza di temperatura tra l'aria di immissione e l'ambiente interno. In regime invernale, l'aria esterna più fredda determina una perdita di calore dall'edificio.

Nel modello di calcolo, tali effetti sono sintetizzati mediante un coefficiente globale di scambio termico per ventilazione, che consente di esprimere il contributo energetico come funzione lineare della differenza di temperatura interno-esterno e della durata del periodo di riferimento. Questo approccio è concettualmente analogo all'utilizzo di coefficienti di scambio convettivo medi nella modellazione dei flussi termici in apparecchiature industriali. Tale coefficiente che noi definiremo n sarà pari a 0,5, questo perché per edifici residenziali con ventilazione naturale, valori tipici di n sono compresi tra 0,3 e 0,6 vol/h, mentre edifici poco ermetici possono raggiungere valori prossimi a 1 vol/h quindi per mantenerci in una situazione intermedia come ipotesi è stato preso proprio il valore intermedio 0,5.

2.7.2 Effetti del recupero termico e della temperatura di mandata

Nel caso di sistemi di ventilazione meccanica dotati di recupero di calore, la temperatura dell'aria immessa negli ambienti può risultare significativamente diversa da quella dell'aria esterna. Per tenere conto di tale effetto, il metodo introduce opportuni fattori correttivi che modificano il contributo energetico della ventilazione in funzione dell'efficienza del recuperatore e delle condizioni di esercizio.

Analogamente, nel caso di pre-riscaldamento dell'aria di ventilazione, il flusso energetico associato alla ventilazione non è direttamente riferibile alla sola differenza di temperatura tra interno ed esterno, ma deve essere valutato considerando la temperatura effettiva di immissione. L'introduzione di tali correttivi consente di rappresentare in modo più realistico il comportamento del sistema edificio-impianto, soprattutto in edifici ad alte prestazioni energetiche.

2.7.3 Ruolo della ventilazione nel bilancio energetico complessivo

Quindi nel nostro caso abbiamo calcolato gli scambi termici per ventilazione come

$$Q_{H,ve} = H_{ve,adj} (\theta_{int,set,c} - \theta_e) t \quad (2.17)$$

Il parametro $H_{ve,adj}$ assume espressioni differenti in funzione della tipologia di ventilazione adottata nell'ambiente considerato.

Nel caso di ventilazione naturale, il coefficiente dipende dalle proprietà termofisiche dell'aria in particolare densità e calore specifico oltre che dal volume del locale e dal tasso di ricambio d'aria orario previsto dalla normativa di riferimento.

Qualora sia presente un sistema di ventilazione meccanica controllata (VMC), invece, il termine $H_{ve,adj}$ è determinato dalle medesime proprietà dell'aria (densità e calore specifico), ma risulta inoltre influenzato da un coefficiente correttivo legato alla temperatura e dalla portata volumetrica dell'aria movimentata dall'impianto.

Nel complesso, gli scambi termici per ventilazione rappresentano una componente fortemente dipendente dalle scelte impiantistiche e gestionali, oltre che dalle condizioni climatiche. Una corretta valutazione di tali contributi è essenziale per evitare sottostime o sovrastime del fabbisogno energetico, in particolare negli edifici caratterizzati da elevati tassi di ricambio d'aria o da sistemi di ventilazione meccanica controllata.

L'analisi della ventilazione evidenzia inoltre il compromesso tra qualità dell'aria interna ed efficienza energetica, tema centrale nella progettazione di edifici sostenibili e strettamente legato a concetti di ottimizzazione tipici dell'ingegneria chimica.

2.8 Apporti termici interni

Gli apporti termici interni costituiscono una sorgente energetica significativa nel bilancio termico dell'edificio e derivano dalle attività svolte all'interno degli ambienti climatizzati. Essi includono il calore generato dagli occupanti, dalle apparecchiature elettriche e dall'illuminazione, e contribuiscono in modo differente al fabbisogno energetico nei periodi di riscaldamento e di raffrescamento.

Dal punto di vista ingegneristico, tali apporti possono essere assimilati a termini di generazione interna di energia, analoghi alle sorgenti di calore presenti in un volume di controllo durante l'analisi energetica di un processo chimico.

2.8.1 Entità e natura degli apporti interni

Gli apporti termici interni sono generalmente suddivisi in contributi dovuti agli occupanti e contributi dovuti alle apparecchiature e agli impianti di illuminazione. Il calore generato dalle persone dipende dal numero di occupanti e dal livello di attività svolta, mentre quello associato alle apparecchiature è funzione della tipologia di dispositivi presenti e dei relativi profili di utilizzo.

Nel metodo di calcolo adottato, l'entità degli apporti interni viene determinata mediante valori convenzionali, differenziati in funzione della destinazione d'uso dell'edificio. Tali valori rappresentano una media dei contributi energetici tipici e consentono di evitare la necessità di una descrizione dettagliata di ogni singola sorgente interna, mantenendo la coerenza con l'approccio mensile del modello.

2.8.2 Profili temporali degli apporti interni

Oltre all'entità complessiva, un aspetto rilevante degli apporti interni è la loro distribuzione temporale. Gli occupanti e le apparecchiature non generano calore in modo continuo e uniforme, ma seguono profili di utilizzo legati agli orari di occupazione e alle abitudini di utilizzo degli spazi.

Categoria edificio	Destinazione d'uso	Apporti medi globali (W/m ²)
E.1 (3)	Edifici adibiti ad albergo, pensione ed attività similari	6
E.2	Edifici adibiti ad albergo, pensione ed attività similari	6
E.3	Edifici adibiti a ospedali, cliniche o case di cura e assimilabili	8
E.4 (1)	Cinema e teatri, sale di riunione per congressi	8
E.4 (2)	Mostre, musei e biblioteche, luoghi di culto	8
E.4 (3)	Bar, ristoranti, sale da ballo	10
E.5	Edifici adibiti ad attività commerciali e assimilabili	8
E.6 (1)	Piscine, saune e assimilabili	10
E.6 (2)	Palestre e assimilabili	5
E.6 (3)	Servizi di supporto alle attività sportive	4
E.7	Edifici adibiti ad attività scolastiche a tutti i livelli e assimilabili	4
E.8	Edifici adibiti ad attività industriali ed artigianali e assimilabili	6

Tabella 2. 9: Apporti medi globali W/m².

Nel modello normativo, tali profili sono rappresentati mediante fattori temporali che consentono di calcolare un flusso termico medio nel periodo di riferimento. Questo approccio è concettualmente analogo all'utilizzo di carichi medi equivalenti nei modelli di processo, dove fenomeni variabili nel tempo vengono ricondotti a grandezze medie per semplificare l'analisi. Nel nostro caso visto che abbiamo a che fare con le solite due tipologie di edifici è stato preso 6 W/m² per gli edifici industriali e 8 W/m² per uffici e laboratori. Questi valori vanno successivamente moltiplicati per l'area del pavimento per ottenere

$$Q_{\text{int}} = \{\sum \phi_{\text{int},mn,k}\} \cdot t \cdot Af$$

(2.18)

2.8.3 Apporti interni da ambienti non climatizzati

In alcuni casi, una parte degli apporti termici generati in ambienti non climatizzati può contribuire indirettamente al bilancio energetico degli ambienti adiacenti. Ciò avviene, ad esempio, quando locali tecnici, vani scala o altri spazi non climatizzati confinano con zone riscaldate o raffrescate.

Per tener conto di questo effetto, il metodo introduce fattori di riduzione che modulano il contributo degli apporti interni provenienti da ambienti non climatizzati, in funzione della loro posizione e delle caratteristiche dei componenti separanti. Questo consente di evitare una sovrastima degli apporti effettivamente disponibili all'interno delle zone climatizzate.

2.8.4 Ruolo degli apporti interni nel fabbisogno energetico

Dal punto di vista del bilancio energetico complessivo, gli apporti interni svolgono un ruolo favorevole nel periodo invernale, in quanto contribuiscono a ridurre il fabbisogno di energia per il riscaldamento.

Questo effetto evidenzia l'importanza di una corretta valutazione degli apporti interni, soprattutto negli edifici ad elevata efficienza energetica, nei quali tali contributi possono incidere in misura significativa sul risultato finale. In una prospettiva ingegneristica, la gestione degli apporti interni può essere vista come un problema di ottimizzazione del bilancio energetico, in cui le sorgenti interne devono essere considerate congiuntamente alle dispersioni e agli apporti solari.

2.9 Apporti termici solari

Gli apporti solari costituiscono un contributo energetico esterno derivante dalla radiazione incidente sulle superfici dell'involucro. Nel periodo invernale essi contribuiscono alla riduzione del fabbisogno di riscaldamento, mentre nel periodo estivo possono incrementare il carico termico. La loro quantificazione avviene in funzione dell'orientamento, dell'inclinazione delle superfici e delle caratteristiche ottiche dei componenti trasparenti.

In un'ottica ingegneristica, gli apporti solari possono essere assimilati a una sorgente energetica esterna che alimenta il sistema edificio, analogamente a un flusso di calore imposto al contorno di un volume di controllo.

2.9.1 Apporti solari attraverso componenti trasparenti

Le superfici trasparenti dell'involucro edilizio, quali finestre e facciate vetrate, rappresentano la principale via di ingresso della radiazione solare negli ambienti climatizzati. La quota di energia solare effettivamente trasmessa all'interno dipende dall'area vetrata, dall'orientamento e dall'inclinazione della superficie, nonché dalle caratteristiche ottiche del vetro.

Un parametro fondamentale per la valutazione di tali contributi è la trasmittanza di energia solare totale, che esprime la frazione di radiazione incidente che attraversa il componente vetrato. A questa si associano fattori correttivi che tengono conto della presenza del telaio, delle schermature mobili e

delle chiusure oscuranti, i quali riducono l'energia solare utile trasmessa all'interno. Come detto in precedenza in questo caso ci riferiremo esclusivamente ai vetri non tenendo in considerazione telaio e varie schermature mobili o oscuranti.

$$Q_{sol,tr} = (\sum F_{sh,ob,k} A_{sol,tr} I_{sol,k}) \times t \quad (2.19)$$

Il termine $A_{sol,tr}$ è determinato considerando diversi parametri aggiuntivi. Tra questi rientra il fattore di riduzione dovuto alla presenza di schermature mobili, indicato con $F_{sh,gl}$, che tiene conto dell'effetto attenuante dei sistemi oscuranti. È inoltre presente il fattore solare del vetro (ggl), che esprime la quota di energia solare trasmessa attraverso il vetro k-esimo. Concorre al calcolo anche la percentuale di superficie finestrata occupata dal telaio (F), necessaria per distinguere la parte effettivamente trasparente da quella opaca del serramento. Infine, interviene l'area lorda del serramento k-esimo ($A_{w,p}$), comprensiva sia della superficie vetrata sia del telaio.

$$A_{sol,tr} = F_{sh,gl} ggl(1-F) A_{w,p} \quad (2.20)$$

Questo approccio consente di modellare in modo semplificato, ma efficace, il comportamento energetico dei componenti trasparenti, ricorrendo a coefficienti medi analoghi a quelli utilizzati per descrivere fenomeni di trasferimento di energia in sistemi complessi.

2.9.2 Apporti solari sui componenti opachi

Oltre alle superfici vetrate, anche i componenti opachi dell'involucro contribuiscono agli apporti solari, sebbene in modo indiretto. La radiazione solare incidente viene in parte assorbita dalle superfici esterne e successivamente trasferita all'interno per conduzione attraverso le strutture.

L'entità di tale contributo dipende principalmente dal fattore di assorbimento solare della superficie, dalla trasmittanza termica del componente e dalle condizioni di scambio termico con l'ambiente esterno. In termini fisici, il fenomeno può essere interpretato come un accumulo temporaneo di energia nella struttura, seguito da un rilascio verso l'ambiente interno, processo analogo all'accumulo di calore in una parete di un'apparecchiatura industriale soggetta a irraggiamento.

La formula per il calcolo delle componenti opache è la stessa delle componenti trasparenti tranne che per l'area efficace solare.

2.9.3 Effetti dell'ombreggiatura

La presenza di elementi di ombreggiatura, naturali o artificiali, modifica in modo significativo l'entità degli apporti solari. Ostruzioni esterne, oggetti orizzontali o verticali e schermature mobili riducono la radiazione incidente sulle superfici dell'involucro, con effetti particolarmente rilevanti nel periodo estivo.

Nel modello di calcolo, l'effetto dell'ombreggiatura non viene tenuto in considerazione e verrà ipotizzato che gli edifici sono completamente colpiti dalla luce solare lungo le loro pareti esterne.

Nel complesso, gli apporti solari svolgono un ruolo ambivalente nel bilancio energetico dell'edificio. In regime invernale, essi contribuiscono positivamente alla riduzione del fabbisogno di riscaldamento.

La corretta valutazione degli apporti solari è pertanto essenziale per analizzare l'efficacia di soluzioni progettuali quali l'orientamento dell'edificio, la scelta delle superfici vetrate e l'adozione di sistemi di schermatura. In una prospettiva ingegneristica, tale analisi consente di ottimizzare l'interazione tra involucro edilizio e ambiente esterno, sfruttando in modo razionale una fonte energetica rinnovabile come la radiazione solare.

2.10 Fattori di utilizzazione degli apporti e delle dispersioni termiche

Nel metodo mensile previsto dalla UNI/TS 11300-1, i fattori di utilizzazione permettono di tenere conto, in modo semplificato, degli effetti legati alla capacità termica dell'edificio. Non tutta l'energia fornita dagli apporti interni e solari è infatti immediatamente disponibile per compensare le dispersioni, poiché una parte può essere accumulata temporaneamente nelle strutture edilizie.

Il fattore di utilizzazione modula quindi il contributo degli apporti gratuiti in funzione del rapporto tra apporti e dispersioni e della costante di tempo termica della zona. Tale formulazione consente di introdurre effetti dinamici all'interno di un modello di calcolo mensile, mantenendo una complessità computazionale contenuta.

Dal punto di vista concettuale, il fattore di utilizzazione può essere interpretato come la frazione degli apporti energetici che risulta effettivamente sfruttabile ai fini del mantenimento delle condizioni interne di progetto. Esso svolge un ruolo simile a quello di un fattore di efficienza dinamica, che quantifica quanto una sorgente di energia contribuisca realmente al bilancio complessivo del sistema in presenza di fenomeni transitori.

Nel periodo di riscaldamento, il fattore di utilizzazione degli apporti termici tiene conto del fatto che non tutta l'energia introdotta all'interno dell'edificio sotto forma di apporti interni o solari può essere immediatamente utilizzata per compensare le dispersioni verso l'esterno. Una parte di tale energia può infatti essere accumulata nelle strutture edilizie o dissipata in momenti in cui non risulta utile al mantenimento della temperatura di regolazione. Il fattore di utilizzazione consente quindi di modulare il contributo degli apporti in funzione della capacità dell'edificio di assorbirli e rilasciarli nel tempo.

I fattori di utilizzazione dipendono principalmente dal rapporto tra apporti e dispersioni e dalla costante di tempo termica dell'edificio, che rappresenta una misura della rapidità con cui il sistema risponde alle variazioni delle condizioni al contorno. Un edificio caratterizzato da elevata capacità termica tende a presentare valori dei fattori di utilizzazione differenti rispetto a un edificio leggero, poiché l'energia viene accumulata e rilasciata su scale temporali più lunghe.

L'introduzione dei fattori di utilizzazione consente quindi di incorporare, in modo semplificato ma fisicamente significativo, gli effetti dinamici nel calcolo del fabbisogno energetico mensile. Ciò permette di ottenere risultati più realistici rispetto a un bilancio puramente stazionario, mantenendo al contempo una complessità computazionale contenuta, coerente con le finalità applicative della metodologia normativa.

Questi si calcolano nel seguente modo

1. Viene calcolata la costante di tempo della zona termica

$$\tau = \frac{C_m}{H_{ve,adj} + H_{tr,adj}} = \frac{C_{atot}}{H_{ve,adj} + H_{tr,adj}} \quad (2.21)$$

Nel rapporto considerato, C_m rappresenta la capacità termica globale della zona analizzata. Il parametro c indica invece la capacità termica riferita all'unità di superficie dell'involucro edilizio, espressa in $\text{kJ/m}^2\text{K}$, $atot$ è l'area totale della zona termica in m^2 .

2. Viene calcolato il rapporto γ per il mese considerato

$$\gamma_H = \frac{Q_{sol} + Q_{int}}{Q_{H,tr} + Q_{H,ve}} \quad (2.22)$$

3. Si trova il fattore di utilizzazione degli apporti gratuiti.

$$\eta_{H,gn} = \frac{1 - \gamma_H^{a_H}}{1 - \gamma_H^{a_H+1}} \quad (2.23)$$

nel caso in cui $\gamma_H > 0$ e diverso da 1

$$\eta_{H,gn} = \frac{a_H}{a_H + 1} \quad (2.24)$$

nel caso in cui $\gamma_H < 0$

Con:

$$a_H = a_{0,H} + \frac{\tau}{\tau_{0,H}} = 1 + \frac{\tau}{15} \quad (2.25)$$

La costante di tempo τ è espressa in ore. Nell'ambito di un'analisi su base mensile, è possibile adottare, in prima approssimazione, i valori convenzionali $a_{H,0}=1$ e $\tau_{H,0}=15$ h. La determinazione della capacità termica interna degli elementi costruttivi dell'involucro deve essere condotta

conformemente alle procedure di calcolo previste dalla norma UNI EN ISO 13786 [17], che disciplina la valutazione delle prestazioni termiche dinamiche dei componenti edilizi.

Capitolo 3

Analisi delle dispersioni termiche e del fabbisogno di combustibile per il mantenimento in temperatura di serbatoi industriali

3.1 Introduzione e obiettivi del capitolo

Nel presente capitolo viene descritto l'approccio adottato per la valutazione dello scambio di calore tra serbatoi, tubazioni e ambiente esterno, con particolare riferimento alla stima delle dispersioni termiche associate al funzionamento del sistema in condizioni operative stazionarie. L'analisi è finalizzata a quantificare i flussi energetici scambiati con l'esterno e a valutarne l'impatto sul bilancio termico complessivo dell'impianto, nonché di determinare il fabbisogno energetico e di combustibile necessario al mantenimento delle condizioni operative richieste. L'attenzione è rivolta a un sistema costituito da serbatoi cilindrici verticali in acciaio, coibentati con materiale isolante e rivestimento esterno metallico e tubazioni anch'esse in acciaio e con lo stesso tipo di rivestimento dei serbatoi, scaldati alcuni mediante vapore prodotto da un sistema indiretto a olio diatermico riscaldato da caldaie a metano, altri scaldati mediante l'olio diatermico appena citato e altri ancora mediante acqua calda prodotta dalle condense del vapore utilizzaro per scaldare il primo gruppo di serbatoi.

Dal punto di vista ingegneristico, serbatoi e tubazioni possono essere modellati come superfici di scambio attraverso le quali il calore viene trasferito dall'interno del sistema verso l'ambiente circostante principalmente per conduzione attraverso le pareti, seguita da scambio convettivo e radiativo con l'aria esterna. In analogia con l'analisi termica delle apparecchiature di processo, il problema viene affrontato mediante un modello a resistenze termiche equivalenti, che consente di descrivere in modo semplificato ma fisicamente coerente i meccanismi di trasferimento di calore.

Al fine di rendere il modello applicabile e coerente con il livello di dettaglio richiesto, sono state introdotte alcune ipotesi semplificative, tra cui l'assunzione di regime stazionario, la uniformità della temperatura del fluido all'interno dei serbatoi e delle tubazioni, nonché la costanza delle proprietà termofisiche dei materiali nel campo di temperatura considerato. Inoltre, lo scambio termico viene trattato in forma monodimensionale, trascurando eventuali effetti locali tridimensionali e le variazioni temporali delle condizioni ambientali.

Sulla base di tali ipotesi, il calcolo delle dispersioni termiche viene effettuato determinando il flusso di calore disperso verso l'esterno come funzione della differenza di temperatura tra il sistema e l'ambiente, delle caratteristiche geometriche delle superfici di scambio e delle proprietà termiche dei materiali costituenti. Questo approccio consente di ottenere una stima quantitativa delle perdite

energetiche, utile sia per la valutazione dell'efficienza termica del sistema sia per l'analisi di possibili interventi di isolamento o ottimizzazione energetica

3.2 Descrizione del sistema analizzato

Il sistema in esame è costituito dai seguenti sottosistemi principali:

- serbatoi cilindrici verticali in acciaio ;
- strato di coibentazione termica realizzato in lana di roccia dello spessore di 2 cm ;
- rivestimento esterno protettivo in lamierino di alluminio;
- linee di trasporto del vapore realizzate mediante tubazioni metalliche coibentate sempre in lana di roccia di 2 cm;
- sistema di produzione del vapore basato su tre caldaie a metano che riscaldano olio diatermico, il quale alimenta due evaporatori per la produzione di vapore.

I serbatoi operano a temperatura pressoché costante, che è quella di 50 °C e sono già portati in condizioni di regime termico. Il vapore è utilizzato esclusivamente per compensare le dispersioni verso l'ambiente esterno.

Per lo sviluppo dell'analisi sono state adottate le seguenti ipotesi:

- regime stazionario di funzionamento;
- temperatura del fluido interno ai serbatoi uniforme;
- resistenza termica della parete metallica del serbatoio trascurabile rispetto a quella dello strato isolante;
- proprietà termofisiche dei materiali considerate costanti o valutate alla temperatura di film;
- trascurabilità della resistenza convettiva interna lato vapore nelle tubazioni;
- ambiente esterno a temperatura uniforme;
- irraggiamento termico valutato sulla base delle proprietà radiative della superficie esterna visibile.

Per quanto riguarda l'ipotesi sulla trascurabilità della resistenza termica da parte della parete metallica rispetto allo spessore può essere giustificata dal fatto che la conducibilità termica dell'acciaio (45–60 W/mK) risulta circa tre ordini di grandezza superiore rispetto a quella degli isolanti industriali comunemente impiegati (0.02–0.05 W/mK).

Considerando inoltre che lo spessore della parete metallica è tipicamente un ordine di grandezza inferiore rispetto allo spessore dell'isolamento, il rapporto tra le resistenze termiche risulta inferiore all'1%, rendendo trascurabile il contributo della parete metallica nel bilancio termico complessivo. Questo può essere giustificato basandosi sulla seguente formula per il calcolo della conduzione radiale in parete cilindrica

$$R = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi Lk}$$

(3.1)

Con

- r_2 il raggio esterno;
- r_1 il raggio interno;
- L l'altezza del cilindro;
- k la conducibilità termica.

Se confrontiamo 2 strati in serie, nel nostro caso acciaio e isolante, il rapporto è pari a

$$\frac{R_{metallo}}{R_{isolante}} = \frac{k_{metallo}}{k_{isolante}} \cdot \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)_{metallo}}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)_{isolante}} \quad (3.2)$$

Se $k_{metallo} \gg k_{isolante}$ e lo spessore del metallo è inferiore a quello dell'isolante

$$\frac{R_{metallo}}{R_{isolante}} \ll 1 \quad (3.3)$$

Nel nostro caso il rapporto tra le conducibilità è circa 1200 quindi anche in caso di spessore comparabili la resistenza del metallo è molto inferiore rispetto quella dell'isolante.

Mentre per quanto riguarda la trascurabilità della resistenza convettiva interna lato vapore nelle tubazioni è stato condotto uno studio più nel dettaglio. Nel presente studio si analizza lo scambio termico attraverso una tubazione in acciaio attraversata internamente da vapore saturo in condensazione alla pressione di 3 bar, l'ambiente esterno è aria con coefficiente convettivo stimato pari a $h_o \approx 10 \text{ W/m}^2\text{K}$, quest'ultimo valore verrà poi descritto adeguatamente nelle pagine successive del capitolo. E' possibile trascurare la resistenza convettiva interna lato vapore nelle tubazioni quando il coefficiente di scambio interno è molto più grande delle altre resistenze termiche presenti, oppure più semplicemente quando si realizza che

$$\frac{1}{h_i} \ll \frac{1}{h_e} \quad (3.4)$$

Il coefficiente convettivo interno viene determinato mediante la teoria classica di Nusselt per condensazione filmante su tubo orizzontale: [18]

$$h_i = 0,725 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v)ghfg k_l^3}{\mu\Delta T} \right]^{1/4} \quad (3.5)$$

mentre su tubo verticale:

$$h_i = 0,943 \left[\frac{\rho_l(\rho_l - \rho_v) g h_{fg} k_l^3}{\mu L \Delta T} \right]^{1/4}$$

(3.6)

con

- ρ_l densità liquido condensato;
- ρ_v densità vapore;
- g accelerazione di gravità;
- h_{fg} calore latente di condensazione;
- k conducibilità del liquido;
- μ viscosità liquido;
- D diametro tubo;
- L lunghezza tubo (verticale);
- $\Delta T = T_{sat} - T_{parete}$.

dai calcoli effettuati ottenimo un valore di $h_i \approx 5000 \text{ W/m}^2\text{K}$ che permette di confermare la validità della 3.4 e di conseguenza dell'ipotesi semplificativa citata precedentemente.

3.3 Calcolo delle perdite termiche dei serbatoi coibentati

Il serbatoio viene modellato come un sistema multistrato costituito da:

- superficie laterale cilindrica (mantello);
- due superfici di estremità piane (fondi);
- isolamento esterno uniforme di spessore pari a 2 cm.

Il trasferimento di calore avviene per:

1. conduzione attraverso lo strato isolante,
2. convezione (e irraggiamento lineare equivalente) dalla superficie esterna verso l'ambiente.

Le tre superfici (mantello + 2 fondi) costituiscono vie di dispersione termica in parallelo, poiché sono soggette alla stessa differenza di temperatura

$$\Delta T = T_S - T_\infty$$

(3.7)

3.3.1 Perdite attraverso il mantello cilindrico

Il procedimento del calcolo segue la procedura presente nel manuale [14]:

Resistenza per conduzione radiale

La resistenza conduttiva del mantello è:

$$R_{cond,lat} = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi Lk}$$

(3.8)

dove k è la conducibilità dell'isolante.

Resistenza convettiva esterna

L'area esterna laterale è:

$$A_{lat,est} = 2\pi r_2 L$$

(3.9)

La resistenza convettiva è:

$$R_{conv,lat} = \frac{1}{h A_{lat,est}}$$

(3.10)

dove h è il coefficiente globale esterno (convezione + radiazione).

Resistenza totale mantello

Essendo conduzione e convezione in serie:

$$R_{lat} = R_{cond,lat} + R_{conv,lat}$$

(3.11)

3.3.2 Perdite attraverso i fondi piani

I fondi vengono modellati come superfici piane isolate.

Area esterna fondo

$$A_{cond,est} = \pi r_2^2$$

(3.12)

Poiché i fondi sono due:

$$A_{cond,tot} = 2\pi r_2^2$$

(3.13)

Resistenza per conduzione

$$R_{cond,end} = \frac{t}{k A_{end,est}}$$

(3.14)

Resistenza convettiva esterna

$$R_{conv,end} = \frac{1}{k A_{end,est}} \quad (3.15)$$

Resistenza totale dei fondi

Per ciascun fondo:

$$R_{end} = R_{cond,end} + R_{conv,end} \quad (3.16)$$

Poiché i due fondi lavorano in parallelo tra loro, la loro resistenza equivalente è:

$$R_{ends} = \frac{R_{end}}{2} \quad (3.17)$$

3.3.3 Combinazione delle vie di dispersione

Il mantello e i fondi sono sottoposti alla stessa differenza di temperatura ΔT e costituiscono quindi resistenze in parallelo.

La resistenza equivalente del serbatoio è:

$$\frac{1}{R_{serbatoio}} = \frac{1}{R_{lat}} + \frac{1}{R_{ends}} \quad (3.18)$$

Il flusso termico totale disperso dal singolo serbatoio risulta:

$$Q_{serbatoio} = \frac{\Delta T}{R_{serbatoio}} \quad (3.19)$$

oppure, in forma equivalente:

$$Q_{serbatoio} = \Delta T \left(\frac{1}{R_{lat}} + \frac{1}{R_{ends}} \right) \quad (3.20)$$

3.4 Modello di scambio termico nelle linee vapore

Le dispersioni termiche lungo le tubazioni di trasporto del vapore sono modellate mediante un circuito di resistenze termiche in serie, riferite all'unità di lunghezza :

$$R' = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2\pi k_{ins}} + \frac{1}{h_{tot} 2\pi r_2}$$

(3.21)

in questo caso, la conducibilità termica k_{ins} è quella dell'isolante, mentre il coefficiente h_{tot} è riferito allo scambio con l'aria ambiente.

Il flusso termico disperso per unità di lunghezza è quindi:

$$q' = \frac{T_{vap} - T_{\infty}}{R'}$$

(3.22)

3.5 Determinazione del coefficiente di scambio termico esterno

La stima del coefficiente di scambio termico esterno h rappresenta un passaggio fondamentale per la valutazione delle dispersioni termiche dei serbatoi e delle tubazioni coibentate.

Nel caso in esame, lo scambio termico con l'ambiente esterno avviene per:

- convezione naturale o forzata
- irraggiamento verso l'ambiente circostante

Il coefficiente globale esterno viene pertanto espresso come:

$$h_{tot} = h_{cov} + h_{rad}$$

(3.23)

Dove h_{conv} è il contributo convettivo mentre h_{rad} è il contributo radiativo lineare equivalente.

3.5.1 Convezione naturale

La convezione naturale viene considerata nel caso di aria pressoché ferma.

A) Superficie cilindrica verticale

I numeri adimensionali sono il numero di Grashof e Rayleigh definiti rispettivamente come :

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_{\infty})L^3}{\nu^2}$$

(3.24)

$$Ra_L = Gr Pr$$

(3.25)

Per il calcolo del numero di Nusselt verrà usata la correlazione di Churchill & Chu valida per:

$$10^{-1} < Ra < 10^{12}$$

(3.26)

fornisce:

$$Nu = 0,68 + \frac{0,670 Ra_L^{1/4}}{[1 + (0,492/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$$

(3.27)

Il coefficiente convettivo risulta:

$$h = \frac{k Nu}{L}$$

(3.28)

B) Cilindro orizzontale

Per tubazioni o serbatoi assimilabili a cilindri orizzontali:

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)D^3}{\nu^2}$$

(3.29)

$$Ra_D = Gr Pr$$

(3.30)

La correlazione di Churchill & Chu per cilindro è:

$$Nu = 0,60 + \left[\frac{0,387 Ra_D^{1/6}}{(1 + (0,559/Pr)^{16})^{8/27}} \right]^2$$

(3.31)

Questa è valida per lo stesso intervallo di Ra precedente.

Il coefficiente convettivo è:

$$h = \frac{k Nu}{D}$$

(3.32)

3.5.2 Convezione forzata

In presenza di vento o ventilazione forzata, il meccanismo dominante diventa la convezione forzata.

A) Cilindro in flusso trasverso

Il numero di Reynolds è:

$$Re_D = \frac{U D}{\nu} \quad (3.33)$$

Questa volta per calcolare il numero di Nusselt si utilizza la correlazione di Churchill–Bernstein, pari a :

$$Nu = 0,3 + \frac{0,62 Re_D^{1/2} Pr^{1/3}}{[1 + (0,4/Pr)^{2/3}]^{1/4}} \left[1 + \left(\frac{Re_D}{282000}\right)^{5/8}\right]^{4/5} \quad (3.34)$$

Il coefficiente convettivo diventa:

$$h = \frac{k Nu}{D} \quad (3.35)$$

B) Superficie assimilabile a piastra in flusso parallelo

Per:

$$Re_L < 5 \cdot 10^5 \quad (3.36)$$

quindi per regime laminare medio si usa:

$$Nu = 0,664 Re_L^{1/2} Pr^{1/3} \quad (3.37)$$

Per regime turbolento:

$$Nu = (0,037 Re_L^{0,8} - 871) Pr^{1/3} \quad (3.38)$$

con:

$$Re_L = \frac{U D}{\nu}$$

(3.39)

3.5.3 Contributo radiativo

All'aperto, lo scambio per irraggiamento può essere significativo.

Il coefficiente radiativo lineare equivalente viene stimato come:

$$h_{rad} = 4\varepsilon\sigma T_m^3$$

(3.40)

dove:

- ε emissività della superficie;
- σ costante di Stefan–Boltzmann;
- T_m temperatura media di film (in Kelvin).

3.4 Proprietà termofisiche dei fluidi

3.4.1 Proprietà dell'aria

Le proprietà dell'aria utilizzate nei calcoli sono:

- conducibilità termica k ;
- viscosità cinematica ν ;
- numero di Prandtl Pr ;
- coefficiente di dilatazione volumetrica β .

sono valutate alla temperatura di film:

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2}$$

(3.41)

Il coefficiente di espansione termica volumetrica β per l'aria è calcolato assumendo comportamento di gas ideale:

$$\beta = \frac{1}{T_f}$$

(3.42)

3.4.2 Proprietà dell'acqua e del vapore

Le proprietà termodinamiche dell'acqua liquida e del vapore saturo (entalpia del liquido saturo, calore latente di evaporazione) sono ricavate dalle formulazioni standard IAPWS-IF97. Per l'acqua liquida, l'entalpia può essere approssimata come:

$$h_f(T) \approx cpT$$

(3.43)

con cp assunto costante nel campo di temperatura di interesse.

3.5 Calcolo del fabbisogno di vapore

Il fabbisogno di vapore necessario al mantenimento in temperatura dei serbatoi è determinato imponendo l'equilibrio energetico tra le dispersioni totali e l'energia termica ceduta dal vapore in condensazione:

$$Q = \dot{m}_V [h_{fg} + h_f(T_{sat}) - h_f(T_{rit})]$$

(3.44)

La temperatura di ritorno della condensa è assunta nota e influisce direttamente sulla quota di calore sensibile richiesta.

3.6 Catena energetica e consumo di combustibile

Il vapore è prodotto mediante un sistema indiretto costituito da:

- caldaie a metano che riscaldano olio diatermico;
- evaporatori alimentati dall'olio caldo.

Il consumo di metano è determinato considerando il rendimento complessivo del sistema:

$$\eta_{tot} = \eta_{caldaie} \eta_{evap}$$

(3.45)

Il flusso di combustibile necessario è quindi [3]:

$$V_{CH_4} = \frac{Q_{disp}}{\eta_{tot} PCI}$$

(3.46)

Il PCI, potere calorifico inferiore del metano, è assunto pari al valore standard alle condizioni normali.

Il consumo orario di metano può essere integrato nel tempo per ottenere il consumo mensile o annuale:

$$V_{mese} = V_{CH_4} N_{ore}$$

(3.47)

con numero ore pari al numero di ore di funzionamento nel periodo considerato, che nel caso dei serbatoi corrisponde a un funzionamento giornaliero h24, mentre per gli aereotermi destinati al riscaldamento degli edifici si parla di 14 ore al giorno per i periodi dell'anno citati nel capitolo precedente.

3.7 Considerazioni finali sul metodo

Il metodo presentato consente di stimare in modo coerente e riproducibile le dispersioni termiche e il fabbisogno energetico di sistemi industriali analoghi. La scelta delle correlazioni di scambio termico è stata effettuata sulla base della fisica del fenomeno, distinguendo correttamente tra convezione naturale e forzata, geometria del flusso e proprietà delle superfici esposte.

Nella seconda parte del capitolo viene analizzato il bilancio energetico di un impianto industriale complesso caratterizzato dalla presenza di più circuiti termici interconnessi, alimentati da un'unica fonte primaria di energia costituita dal gas naturale.

Come accennato in precedenza l'impianto oggetto di studio utilizza tre caldaie alimentate a metano per il riscaldamento di un circuito a olio diatermico, il quale fornisce calore sia direttamente a utenze di processo sia a due evaporatori per la produzione di vapore. Il vapore generato viene impiegato per il mantenimento in temperatura di serbatoi di processo e, tramite il recupero energetico sulla condensa, per la produzione di acqua surriscaldata destinata al riscaldamento di ulteriori serbatoi e di edifici civili mediante aereotermi.

L'obiettivo del capitolo è definire un modello di bilancio energetico coerente, basato sull'applicazione del Primo Principio della Termodinamica, in grado di:

- legare quantitativamente i tre circuiti principali (olio, vapore, acqua),
- stimare le potenze e le portate caratteristiche,
- costituire la base teorica per il calcolo dei consumi di combustibile su base istantanea, mensile e annuale.

3.8 Descrizione generale dell'impianto

L'impianto può essere schematizzato come una catena energetica composta dai seguenti sottosistemi:

1. Sistema di generazione primaria: tre caldaie a gas naturale, responsabili della conversione dell'energia chimica del combustibile in energia termica utile.

2. Circuito a olio diatermico: utilizzato come fluido termovettore ad alta temperatura, alimenta direttamente alcune utenze di processo e due evaporatori.
3. Evaporatori a olio diatermico: scambiatori di calore nei quali l'energia dell'olio viene trasferita all'acqua di alimento per la produzione di vapore saturo.
4. Circuito vapore: il vapore prodotto viene inviato a serbatoi di processo per il mantenimento in temperatura.
5. Circuito di recupero sulla condensa: la condensa proveniente dalle utenze a vapore attraversa uno scambiatore di calore dedicato, nel quale cede parte della propria energia sensibile a un circuito di acqua calda.
6. Circuito acqua calda: alimenta aerotermini per il riscaldamento di palazzine e ulteriori serbatoi di processo.

Dopo lo scambio termico, la condensa viene reimpressa nel ciclo di generazione del vapore, chiudendo il bilancio di massa del circuito.

3.9 Richiami teorici: Primo Principio della Termodinamica

Tutti i bilanci energetici sviluppati nel presente capitolo derivano dall'applicazione del Primo Principio della Termodinamica per sistemi aperti, espresso nella forma generale:

$$\sum Q + \sum \dot{m}_{in} h_{in} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} + \sum \dot{W}$$

(3.48)

dove:

- Q è la potenza termica scambiata;
- \dot{m} è la portata massica;
- h è l'entalpia specifica;
- \dot{W} è la potenza meccanica (trascurabile negli scambiatori di calore).

Nel caso di scambiatori di calore e generatori di vapore, il lavoro meccanico risulta nullo e il bilancio si riduce a un confronto tra flussi entalpici e calore scambiato.

3.10 Bilancio energetico del circuito acqua calda

Il circuito di acqua calda è alimentato tramite due scambiatori di calore in cui la condensa proveniente dalle utenze a vapore cede parte della propria energia sensibile. Inoltre l'energia mancante viene recuperata direttamente dal vapore stesso, che in prima fase passa attraverso un flash e successivamente va allo scambiatore.

3.10.1 Bilancio lato acqua

Indicando con:

- la portata massica dell'acqua;
- $T_{H_2O,in}$ la temperatura di ingresso;
- $T_{H_2O,out} = 60^\circ\text{C}$ la temperatura di uscita.

la potenza termica trasferita all'acqua è:

$$Q_{H_2O} = \dot{m}_{H_2O} c_{p,H_2O} (T_{H_2O,out} - T_{H_2O,in}) \quad (3.49)$$

dove $c_{p,H_2O} \approx 4,18 \text{ kJ}/(\text{kgK})$.

3.10.2 Bilancio lato condensa

La condensa entra nello scambiatore a temperatura:

$$T_{cond,in} = 130^\circ\text{C}$$

e ne esce a:

$$T_{cond,out} = 80^\circ\text{C}$$

La potenza ceduta dalla condensa è quindi:

$$Q_{cond} = \dot{m}_{cond} c_{p,H_2O} (T_{cond,in} - T_{cond,out}) \quad (3.50)$$

Poiché lo scambiatore è considerato adiabatico verso l'esterno, si ha:

$$Q_{H_2O} = Q_{cond} \quad (3.51)$$

da cui si ricava la portata di condensa necessaria.

Questa relazione evidenzia come il recupero energetico sia limitato al calore sensibile della condensa, per questo non sarà in grado di provvedere all'intera richiesta termica lato acqua calda.

In condizioni stazionarie, trascurando perdite di massa:

$$\dot{m}_{vap} \approx \dot{m}_{cond} \quad (3.52)$$

La portata di condensa disponibile è quindi direttamente collegata alla portata di vapore che ha condensato sulle utenze di processo.

Il legame tra potenza termica richiesta dalle utenze a vapore e portata di vapore è dato da:

$$Q_{vap,utenze} = \dot{m}_{vap}(h_{g,3bar} - h_{f,130^{\circ}C})$$

(3.53)

dove:

- $h_{g,3bar}$ è l'entalpia del vapore saturo a 3 bar;
- $h_{f,130^{\circ}C}$ è l'entalpia dell'acqua liquida a 130 °C. [2]

3.11 Bilancio energetico dell'evaporatore (olio ↔ vapore)

L'evaporatore è modellato come uno scambiatore di calore a due fluidi.

Lato olio diatermico

$$Q_{olio \rightarrow vap} = \dot{m}_{vap} c p_{olio} (T_{olio,in} - T_{olio,out})$$

(3.54)

dove $c p_{olio}$ è fornito dal produttore dell'olio diatermico.

Lato vapore

$$Q_{olio \rightarrow vap} = \dot{m}_{vap} c p_{olio} (h_{g,3bar} - h_{f,80^{\circ}C})$$

(3.55)

Introducendo un rendimento dell'evaporatore η_{evap}

$$Q_{olio \rightarrow vap} = \frac{Q_{vap}}{\eta_{evap}}$$

(3.56)

3.12 Bilancio energetico delle caldaie a gas naturale

La potenza termica ceduta all'olio è legata al consumo di gas naturale tramite:

$$Q_{olio} = \eta_{caldaia} V_{CH_4} PCI_{CH_4}$$

(3.57)

da cui:

$$V_{CH_4} = \frac{Q_{olio}}{\eta_{caldaia} PC_{ICH_4}} \quad (3.58)$$

Il recupero energetico sulla condensa consente di ridurre il fabbisogno di energia primaria, purché la potenza recuperabile:

$$Q_{rec,max} = \dot{m}_{cond,disp} c_{p_{H_2O}} (130 - 80) \quad (3.59)$$

sia sufficiente a coprire il fabbisogno del circuito acqua:

$$Q_{H_2O,tot} \leq Q_{rec,max} \quad (3.60)$$

In caso contrario, la quota mancante deve essere fornita da ulteriore produzione di vapore, con conseguente incremento dei consumi di olio e metano.

Nel presente capitolo è stato sviluppato un modello di bilancio energetico completo per un impianto industriale integrato a olio diatermico, vapore e acqua calda. Il modello evidenzia come il recupero energetico sulla condensa rappresenti un'opportunità significativa di riduzione dei consumi di combustibile, pur essendo limitato al solo calore sensibile disponibile.

Le equazioni presentate costituiscono la base teorica per:

- il dimensionamento dei componenti,
- la stima dei consumi mensili e annuali di metano,
- la valutazione di interventi di efficientamento energetico.

Capitolo 4

Nel presente capitolo vengono illustrati i risultati quantitativi derivanti dall'applicazione del modello di ottimizzazione energetica elaborato nel corso dello studio. Le grandezze ottenute tramite simulazione sono state messe a confronto con i dati di consumo effettivamente registrati nel caso studio considerato, con l'obiettivo di verificare l'attendibilità del modello e valutarne la capacità di rappresentare in modo coerente con il comportamento reale del sistema analizzato.

L'applicazione del modello di ottimizzazione ha consentito di stimare i consumi mensili di metano in termini di volume di CH₄. I risultati sono stati confrontati con le letture reali del contatore relative allo stesso periodo di analisi. Il consumo reale annuo registrato risulta pari a 1.746.489 m³ di CH₄ riportati, suddivisi in mensilità, nella tabella 4.1, mentre il consumo totale annuo stimato dal modello risulta pari a 1.478.594 m³ riportato nella tabella 4.2.

Lo scostamento percentuale annuo può essere espresso come:

$$\text{errore}\% = \frac{\text{stima} - \text{reale}}{\text{reale}} * 100$$

(4.1)

Il modello sottostima il consumo reale di circa il 15% su base annua.

	METANO SANTENA (Mc)
GENNAIO	288.886
FEBBRAIO	241.148
MARZO	220.416
APRILE	121.831
MAGGIO	89.076
GIUGNO	67.440
LUGLIO	85.102
AGOSTO	42.067
SETTEMBRE	81.352
OTTOBRE	109.854
NOVEMBRE	176.946
DICEMBRE	226.471
TOTALE	1.746.489

Tabella 4.1 : Consumi metano in m³ reali.

	METANO SANTENA (Mc)
GENNAIO	260.226
FEBBRAIO	216.662
MARZO	170.478
APRILE	85.703
MAGGIO	44.258
GIUGNO	38.669
LUGLIO	36.521
AGOSTO	37.122
SETTEMBRE	42.175
OTTOBRE	105.656
NOVEMBRE	183.441
DICEMBRE	247.720
TOTALE	1.478.594

Tabella 4.2 : Consumi metano m³ calcolati.

Il confronto con i dati reali evidenzia una buona coerenza dell'ordine di grandezza e della dinamica stagionale dei consumi. I risultati mostrano che il consumo stimato non si annulla nei mesi estivi, ma presenta un valore minimo non nullo. Tale quota è riconducibile ai consumi "di base" associati al funzionamento dei serbatoi e dei servizi ausiliari, che risultano presenti durante tutto l'anno e sono rappresentati dal modello di calcolo. Il confronto con i dati reali evidenzia tuttavia, nei mesi estivi, un consumo maggiore rispetto alla stima modellistica. Tale incremento è coerente con l'impiego del vapore anche per finalità produttive, componente non inclusa nella modellazione e caratterizzata da una variabilità operativa principalmente estiva. Ne consegue che il modello descrive adeguatamente la componente strutturale del consumo, mentre lo scostamento osservato è attribuibile a contributi di processo non contabilizzati, senza compromettere la validità dell'approccio ai fini della valutazione del potenziale di ottimizzazione energetica.

4.1 Variazione spessore dell'isolante

Verranno proposte delle soluzioni finalizzate alla riduzione delle perdite di calore e conseguentemente alla riduzione del consumo di metano, iniziando dall'aumento dello spessore del materiale isolante che è pari a 2 cm come dato di progetto. Verrà poi confrontato il consumo a pari condizioni, intervenendo sullo spessore dell'isolante aumentandolo rispettivamente a 4,6,8 e 10 cm.

Si osservi le Figure 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4, descrivono graficamente i consumi mensili, confermando la tendenza che il picco si ha nei mesi invernali, principalmente dicembre e gennaio dove le temperature esterne raggiungono valori minimi, mentre si riduce notevolmente nei mesi estivi con un calo di circa dell'86%.

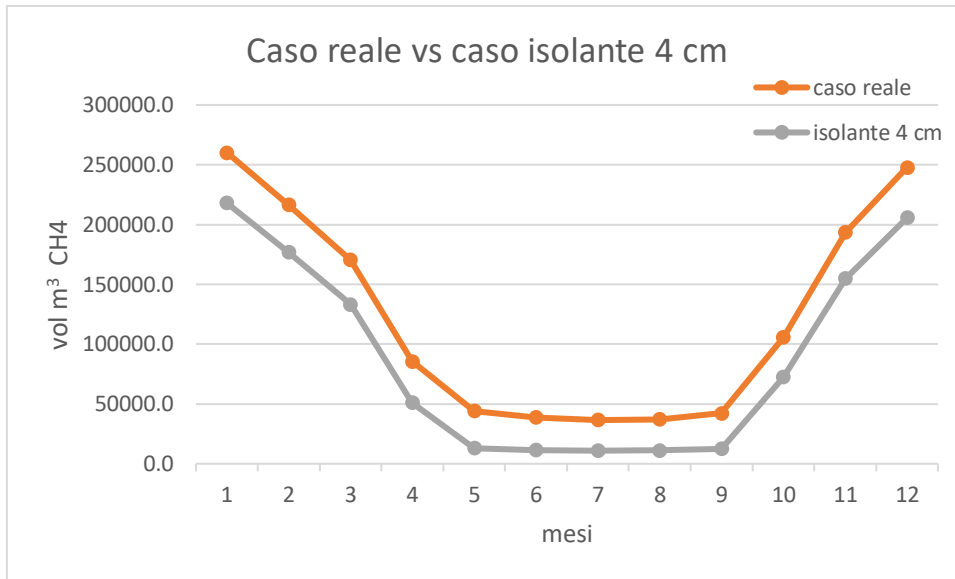


Figura 4.1: Confronto consumi caso base vs caso con aumento spessore isolante a 4 cm.

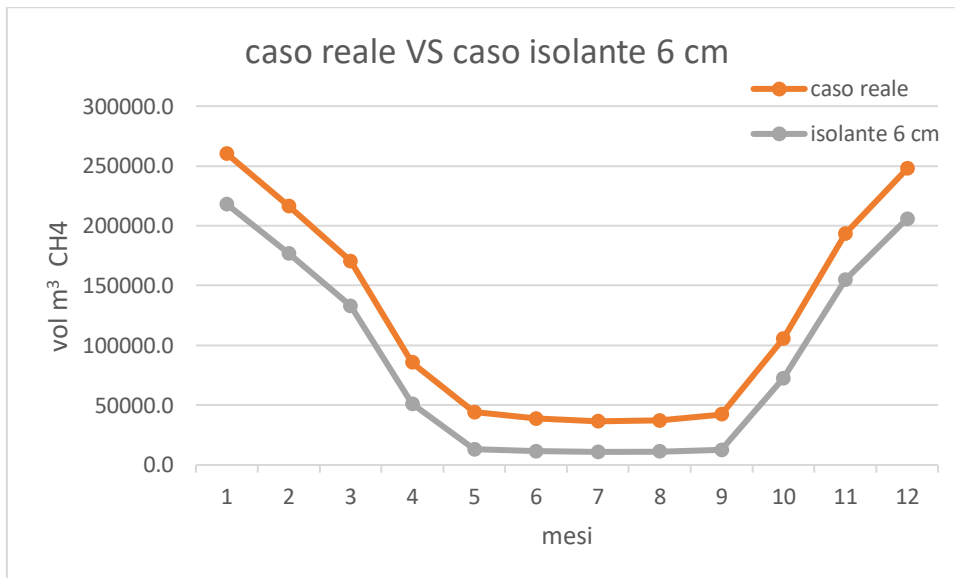


Figura 4.2: Confronto consumi caso base vs caso con aumento spessore isolante a 6 cm.

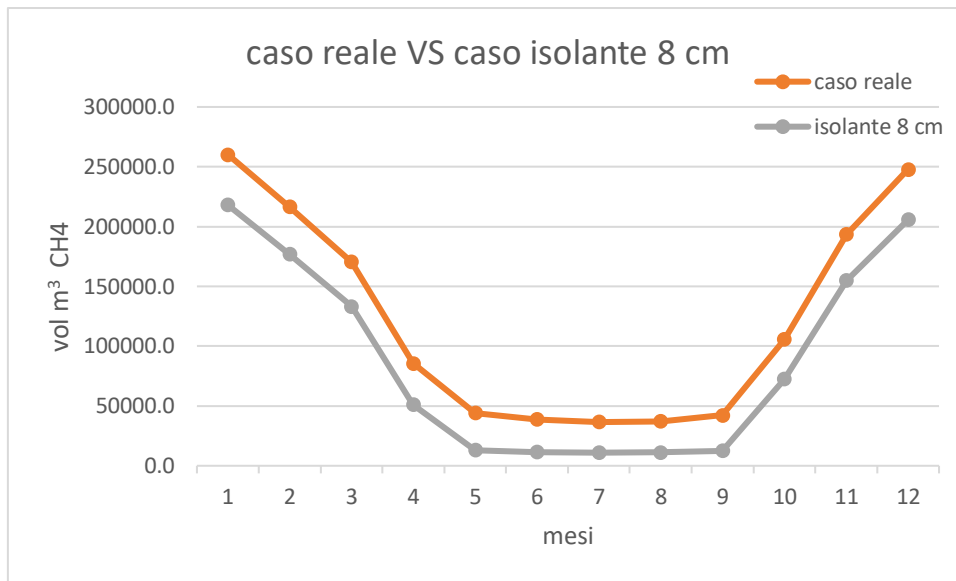


Figura 4. 3: Confronto consumi caso base vs caso con aumento spessore isolante a 8 cm

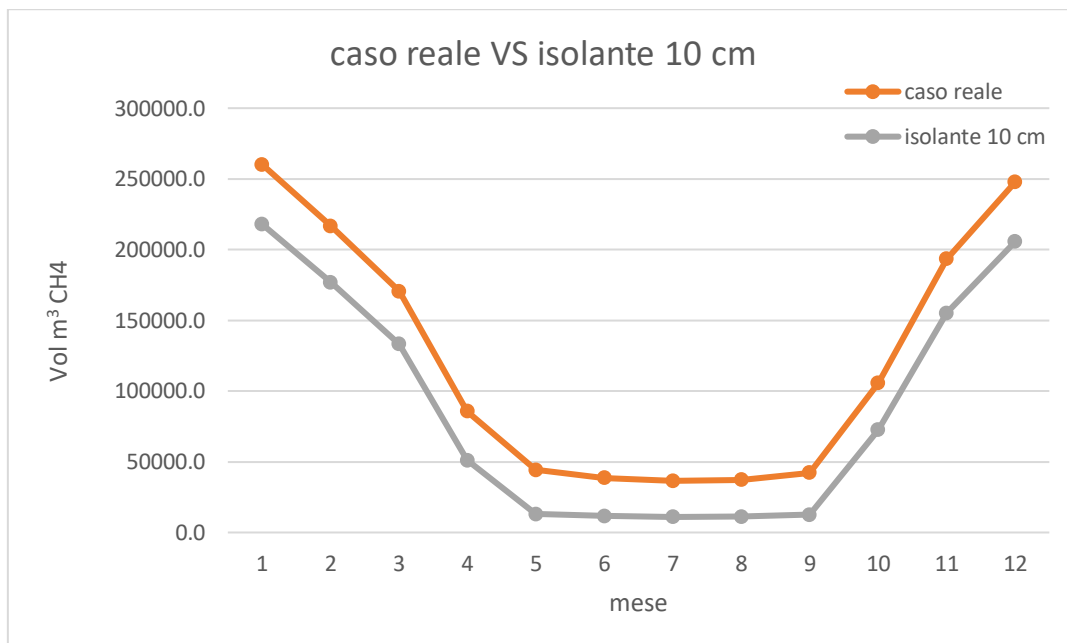


Figura 4. 4: Confronto consumi caso base vs caso con aumento spessore isolante a 10 cm

L'incremento dello spessore del materiale isolante comporta una riduzione monotona delle dispersioni termiche verso l'ambiente; tuttavia, tale riduzione non è lineare rispetto allo spessore, bensì caratterizzata da rendimenti marginali decrescenti.

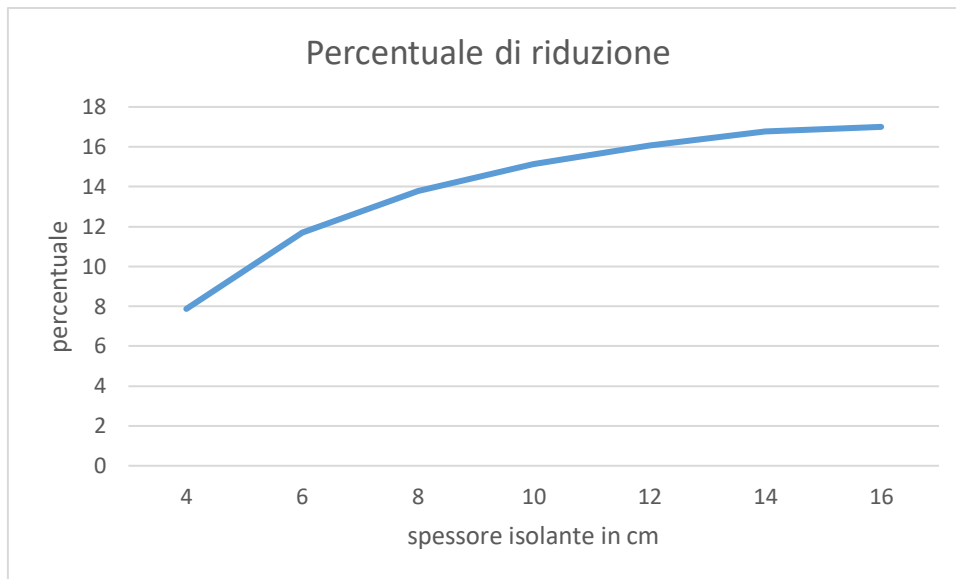


Figura 4. 5: variazione percentuale della riduzione del consumo di metano in funzione dello spessore dell'isolante

Si è analizzato il flusso termico il flusso termico disperso attraverso una superficie cilindrica (tubazione o serbatoio) che può essere espresso, in regime stazionario, mediante il modello a resistenze termiche in serie:

$$Q = \frac{\Delta T}{R_{tot}} \quad (4.2)$$

dove ΔT rappresenta il salto termico tra fluido e ambiente e R_{tot} la resistenza termica complessiva del sistema, data dalla somma dei contributi convettivi esterni e della resistenza conduttiva dell'isolante.

Per uno strato isolante di conducibilità termica k , la resistenza conduttiva è proporzionale allo spessore s (nel caso piano) o al logaritmo del rapporto tra raggi (nel caso cilindrico). In entrambi i casi, l'aumento di spessore determina un incremento della resistenza totale e quindi una riduzione del flusso disperso. Tuttavia, poiché il flusso termico è inversamente proporzionale alla resistenza complessiva, l'effetto marginale di un ulteriore incremento di spessore diminuisce progressivamente all'aumentare di R_{tot} .

In termini energetici, ciò implica che:

- il passaggio da uno spessore ridotto a uno intermedio (ad esempio da 2 cm a 10 cm) comporta una significativa riduzione delle dispersioni, poiché si interviene su un sistema inizialmente caratterizzato da bassa resistenza termica;
- incrementi successivi (ad esempio da 10 cm a 16 cm) producono ulteriori riduzioni delle perdite, ma di entità inferiore rispetto agli incrementi precedenti.

Si osserva pertanto un comportamento asintotico: all'aumentare dello spessore dell'isolante, il flusso termico tende progressivamente a un valore minimo teorico, ma il beneficio energetico per unità di spessore aggiunto decresce.

Dal punto di vista ingegneristico ed economico, tale fenomeno giustifica l'introduzione del concetto di spessore economicamente ottimale dell'isolamento. Sebbene l'aumento dello spessore determini sempre una riduzione delle dispersioni (in assenza di effetti secondari quali ponti termici o degrado dell'isolante), il costo incrementale del materiale e della posa può superare il valore attualizzato del risparmio energetico ottenibile. Ne consegue che l'ottimizzazione non consiste nel massimizzare lo spessore, bensì nel determinare il punto in cui il costo marginale dell'isolamento eguaglia il beneficio economico marginale derivante dalla riduzione dei consumi di combustibile.

In conclusione, è tecnicamente coerente e fisicamente atteso che, aumentando progressivamente lo spessore dell'isolamento, il risparmio energetico continui a essere positivo ma con entità decrescente per ciascun incremento successivo di spessore.

4.2 Emissività delle superfici

Un'altra possibile variazione è collegata al concetto di emissività delle superfici.

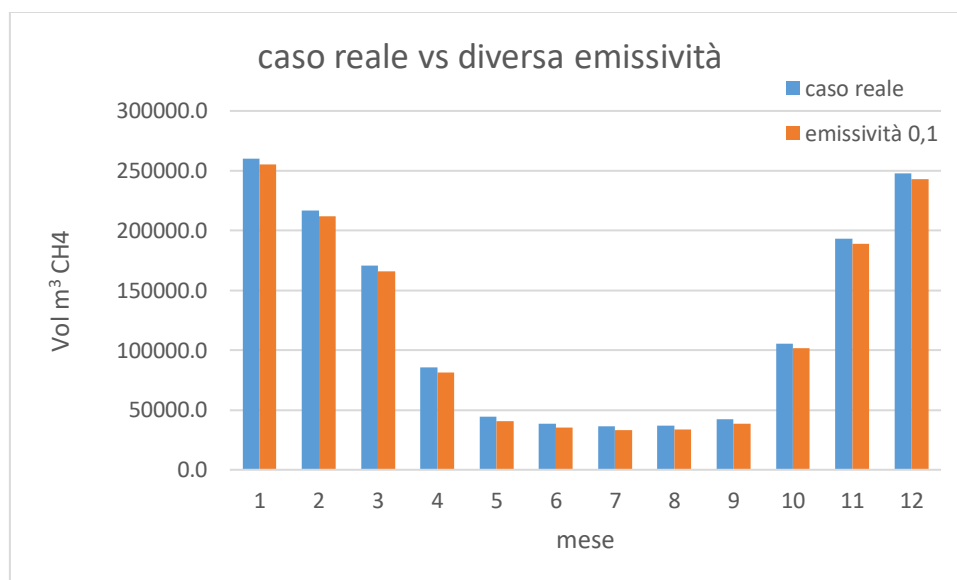


Figura 4. 6: Confronto consumi caso base vs caso con emissività 0,1

Nei calcoli di dispersione termica è stato adottato per le superfici esterne in alluminio un valore di emissività pari a $\epsilon = 0,2$. Tale scelta si discosta dai valori minimi riportati in letteratura per alluminio lucidato a specchio ($\epsilon \approx 0,03-0,10$), in quanto tali dati si riferiscono a condizioni ideali di laboratorio, caratterizzate da superfici perfettamente lisce, pulite e prive di ossidazione.

Nel contesto applicativo oggetto di studio, le superfici considerate sono costituite da alluminio commerciale impiegato come rivestimento di tubazioni e serbatoi coibentati, installato in ambiente industriale. In tali condizioni, l'alluminio sviluppa spontaneamente uno strato superficiale di ossido (Al_2O_3) già nelle prime fasi di esposizione all'aria; tale film, sebbene di spessore micrometrico, modifica significativamente le proprietà radiative del materiale, incrementandone l'assorbimento nell'infrarosso e quindi l'emissività effettiva.

Ulteriori fattori quali la finitura non speculare (laminazione industriale), la micro-rugosità superficiale, l'eventuale presenza di graffi, polveri o contaminanti ambientali contribuiscono ad

aumentare l'emissività rispetto ai valori teorici del metallo perfettamente lucidato. In condizioni operative reali, valori compresi tra 0,15 e 0,25 risultano comunemente riscontrabili per superfici in alluminio non trattate con finitura a specchio e non mantenute in ambiente controllato. Pertanto, l'adozione di $\varepsilon = 0,2$ rappresenta una scelta tecnicamente coerente e cautelativa, idonea a descrivere in modo realistico il comportamento radiativo delle superfici in esame nel bilancio termico complessivo.

Al fine di ridurre ulteriormente le dispersioni termiche per irraggiamento, si propone l'applicazione di un rivestimento superficiale a bassa emissività costituito da fogli di alluminio lucido ("bright foil") posti in opera sopra la lamieratura esistente. Tale soluzione consente di ottenere valori di emissività prossimi a $\varepsilon \approx 0,1$, migliorando il comportamento radiativo della superficie esterna senza necessità di sostituire integralmente il rivestimento metallico.

L'impiego di fogli sottili consente di sfruttare le proprietà riflettenti del metallo con un quantitativo minimo di materiale, risultando economicamente vantaggioso rispetto alla sostituzione completa della lamiera esterna. Dal punto di vista tecnico, la riduzione dell'emissività comporta una diminuzione della quota di scambio termico radiativo, particolarmente rilevante nel caso di superfici operanti a temperature medio-alte.

Affinché il valore di emissività effettivo si mantenga prossimo a quello nominale, è necessario garantire adeguate condizioni di posa in opera, quali: superficie liscia e priva di ondulazioni, corretta sigillatura dei giunti, assenza di discontinuità e protezione da infiltrazioni di umidità e deposito di polveri. Tali accorgimenti risultano fondamentali per limitare l'aumento dell'emissività dovuto a ossidazione, rugosità o contaminazione superficiale nel tempo.

La soluzione proposta rappresenta pertanto un intervento tecnicamente coerente ed economicamente sostenibile, idoneo a migliorare le prestazioni radiative del sistema senza modificare in modo sostanziale la configurazione strutturale dell'isolamento esistente anche se come possiamo vedere dalla tabella 4.6 la riduzione del consumo di metano non è così marcata quindi bisogna valutare se tale risparmio giustifica economicamente l'intervento.

4.3 L'ottimo dei parametri

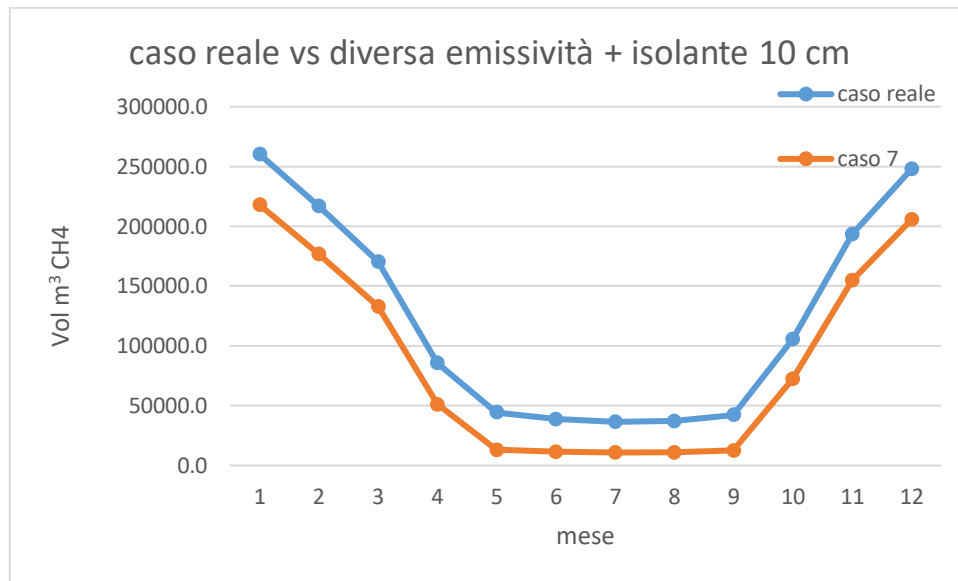


Figura 4. 7: Confronto consumi caso base vs caso con aumento spessore isolante a 10 cm ed emissività a 0,1

Dall'analisi termo-energetica condotta emerge che la configurazione caratterizzata da uno spessore di isolamento pari a 10 cm, abbinato a una superficie esterna con emissività ridotta a $\epsilon = 0,1$, rappresenta la soluzione in grado di garantire il massimo risparmio di metano nel caso in esame.

Lo spessore di 10 cm consente infatti di abbattere in maniera significativa la componente di dispersione per conduzione attraverso l'isolante, raggiungendo un livello di resistenza termica tale da rendere marginali ulteriori incrementi di spessore in termini di beneficio energetico. Oltre tale valore, pur permanendo una riduzione delle perdite, il contributo aggiuntivo risulta progressivamente decrescente rispetto all'incremento di materiale impiegato.

Parallelamente, la riduzione dell'emissività superficiale a $\epsilon = 0,1$ consente di minimizzare la quota di scambio radiativo verso l'ambiente, che assume un peso non trascurabile alle temperature operative considerate. L'adozione congiunta di un adeguato spessore isolante e di una superficie a bassa emissività permette quindi di intervenire simultaneamente sulle due principali modalità di scambio termico verso l'esterno — conduzione e irraggiamento — riducendo il flusso termico complessivo disperso.

La combinazione delle due strategie determina pertanto la configurazione energeticamente più performante tra quelle analizzate, traducendosi nel minimo fabbisogno di energia termica per il mantenimento delle condizioni operative e, conseguentemente, nel massimo risparmio di metano nel sistema di generazione del vapore

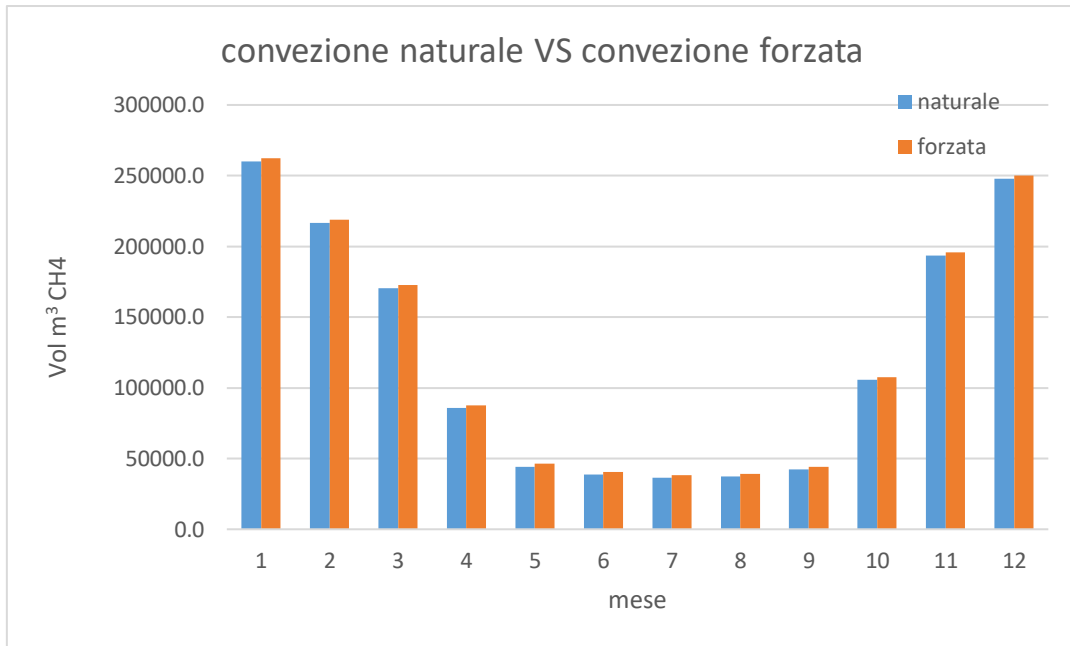


Figura 4. 8: Confronto consumi convezione naturale vs caso convezione forzata

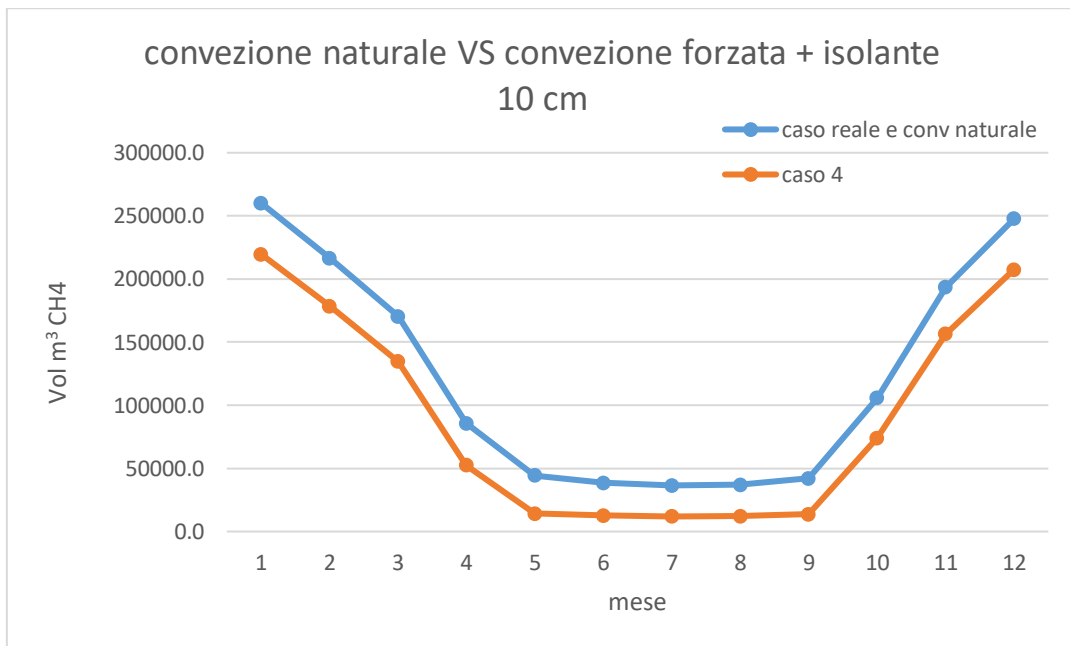


Figura 4. 9: Confronto consumi convezione naturale vs caso convezione forzata e spessore isolante a 10 cm

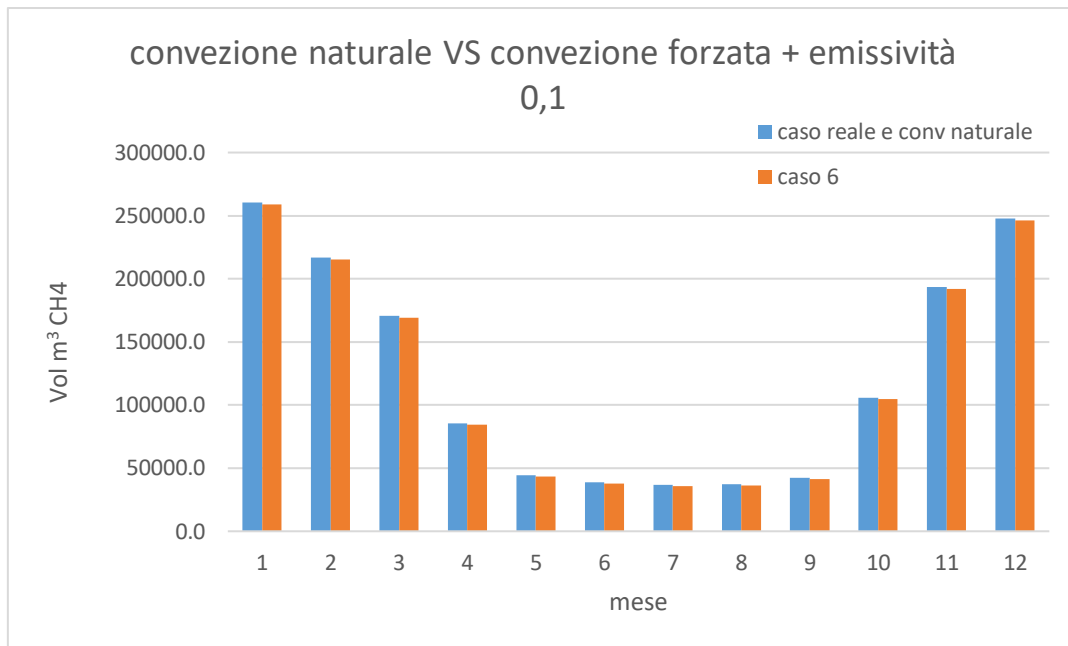


Figura 4. 10: Confronto consumi convezione naturale vs caso convezione forzata ed emissività a 0,1

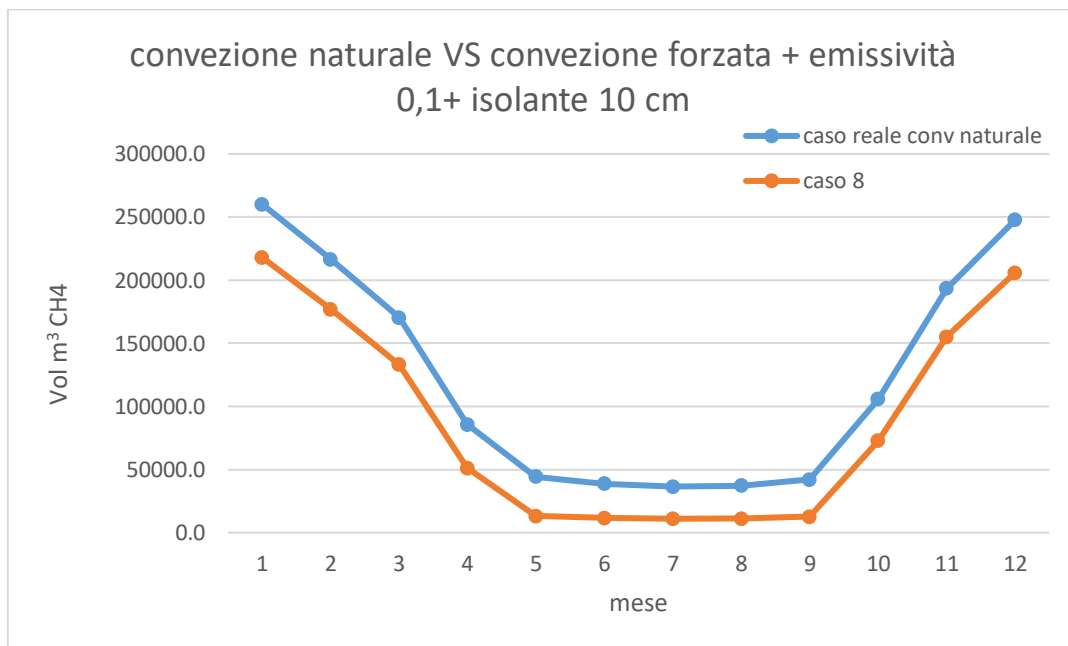


Figura 4. 11: Confronto consumi convezione naturale vs caso convezione forzata, spessore isolante a 10 cm ed emissività a 0,1

Il caso iniziale è stato analizzato assumendo condizioni di convezione naturale all'esterno delle superfici coibentate, ipotesi coerente con un ambiente interno privo di ventilazione significativa. In tale configurazione, il coefficiente di scambio termico convettivo esterno risulta relativamente contenuto e le dispersioni sono determinate principalmente dalla resistenza conduttiva dell'isolante e dalla componente radiativa.

Al fine di rendere l'analisi più rappresentativa di possibili condizioni operative reali, è stato successivamente ipotizzato un regime di convezione forzata, associato alla presenza di ventilazione o moto d'aria indotto. L'incremento del coefficiente di scambio convettivo esterno comporta, come

atteso, un aumento del flusso termico disperso verso l'ambiente e, conseguentemente, un incremento del fabbisogno energetico per il mantenimento delle condizioni di esercizio. Tale aumento dei consumi di metano risulta tuttavia contenuto, in quanto la resistenza termica dell'isolamento continua a rappresentare il contributo dominante nel bilancio complessivo delle dispersioni.

Sono state inoltre confrontate, anche in regime di convezione forzata, le configurazioni caratterizzate da maggiore spessore dell'isolante (10 cm) e da ridotta emissività superficiale ($\varepsilon = 0,1$). I risultati evidenziano che, pur in presenza di un incremento assoluto dei consumi rispetto al caso in convezione naturale, le soluzioni migliorative mantengono un vantaggio energetico significativo rispetto alla configurazione di riferimento. In altre parole, la convezione forzata determina un aumento generalizzato delle dispersioni per tutti i casi analizzati, ma l'effetto combinato di maggiore resistenza termica e minore emissività continua a garantire una riduzione relativa del fabbisogno di metano.

Ne consegue che, anche considerando uno scenario più gravoso dal punto di vista convettivo, le soluzioni adottate risultano economicamente vantaggiose, in quanto il minor consumo di combustibile rispetto al caso base compensa l'incremento dovuto alla ventilazione, preservando un beneficio economico complessivo nel medio-lungo periodo.

4.4 Analisi economica

Si confrontano i 7 scenari proposti:

- caso 2: diverso isolante;
- caso 3: convezione forzata;
- caso 4: diverso isolante + convezione forzata;
- caso 5 : diversa emissività;
- caso 6: diversa emissività + convezione forzata;
- caso 7: diverso isolante + diversa emissività;
- caso 8: diverso isolante + diversa emissività+ convezione forzata.

	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6	Caso 7	Caso 8
differenza	-381050,1	24739,7	-356709,4	-49129,1	-13119,7	-408136,3	-405109,7
euro	146704	-9524	137333	18914	5051	157132	155973

Tabella 4.3: variazioni consumo m^3 metano e quantità di denaro perso o risparmiato annualmente nel caso di uno spessore di 10 cm.

La Tabella 4.3 riporta il confronto tra i diversi scenari analizzati, esprimendo per ciascun caso la variazione di consumo di metano rispetto alla configurazione di riferimento e il corrispondente impatto economico, calcolato assumendo un costo unitario del metano pari a $0,38 \text{ €/m}^3$.

Dall'analisi emerge che:

- Caso 2 e Caso 4 presentano una riduzione significativa dei consumi ($-381050,1 \text{ m}^3$ e $-356709,4 \text{ m}^3$), corrispondente a un risparmio economico annuo di circa 146704 € e 137333 € .

- Caso 7 e Caso 8 mostrano riduzioni ancora più marcate visto che in questi 2 casi andiamo ad unire entrambe le strategie, con risparmi rispettivamente pari a circa 157132 € e € 155973 annui.
- Caso 5 produce un lieve aumento di consumo, con un impatto economico di circa 18914 €.
- Caso 6 evidenzia un miglioramento più contenuto, ma comunque positivo (≈ 5051 € annui).

Al contrario:

- Caso 3 determina un incremento di consumo ($+24739, \text{m}^3$), generando una perdita economica pari a circa 9524, €. Questo è il caso in cui non vengono apportate migliorie e viene considerata la convezione forzata.

L'analisi evidenzia che non tutte le strategie di ottimizzazione conducono a un miglioramento effettivo. In particolare, alcuni scenari risultano controproducenti, determinando un aumento del fabbisogno energetico. I casi più performanti risultano essere Caso 7 e Caso 8, che garantiscono il maggiore risparmio economico e la più elevata riduzione di metano consumato. L'analisi non è stata costruita per forzare un risultato positivo. È stata effettuata una valutazione oggettiva degli scenari, il metodo consente di discriminare tra soluzioni efficaci e inefficaci.

Nel caso analizzato, l'applicazione dell'isolante con spessore pari a 10 cm risulta essere la soluzione più efficace dal punto di vista energetico, in quanto consente di ottenere il massimo risparmio di metano, pari a 157132 m^3 , rispetto agli altri spessori considerati. Tuttavia, ai fini di una valutazione più completa, non è sufficiente considerare esclusivamente il risparmio di metano, ma è necessario analizzare anche l'aspetto economico complessivo dell'intervento, includendo i costi di materiale e di installazione.

Dall'analisi dei dati economici emerge infatti che, nonostante lo spessore di 10 cm garantisca il maggiore risparmio energetico, esso comporta anche il costo di investimento più elevato, pari a 95200 euro per materiale e posa. Considerando il risparmio economico netto, definito come la differenza tra il valore del metano risparmiato e il costo dell'isolamento, si osserva che la soluzione economicamente più vantaggiosa è quella con spessore di 6 cm. In questo caso, infatti, a fronte di un costo di installazione pari a 61600 euro, si ottiene un risparmio economico pari a 67275 euro, valore superiore rispetto a quelli ottenuti con gli altri spessori analizzati. Pertanto, mentre lo spessore di 10 cm rappresenta la soluzione ottimale dal punto di vista energetico, lo spessore di 6 cm risulta essere l'opzione più conveniente dal punto di vista economico, in quanto offre il miglior compromesso tra costo di investimento e benefici economici derivanti dalla riduzione dei consumi di metano.

spessore isolante (cm)	risparmio lordo	costo materiale e posa	risparmio netto
4	97185	56000	41185
6	128875	61600	67275
8	146174	81200	64974
10	157132	95200	61932

Tabella 4. 4: confronto risparmio economico netto.

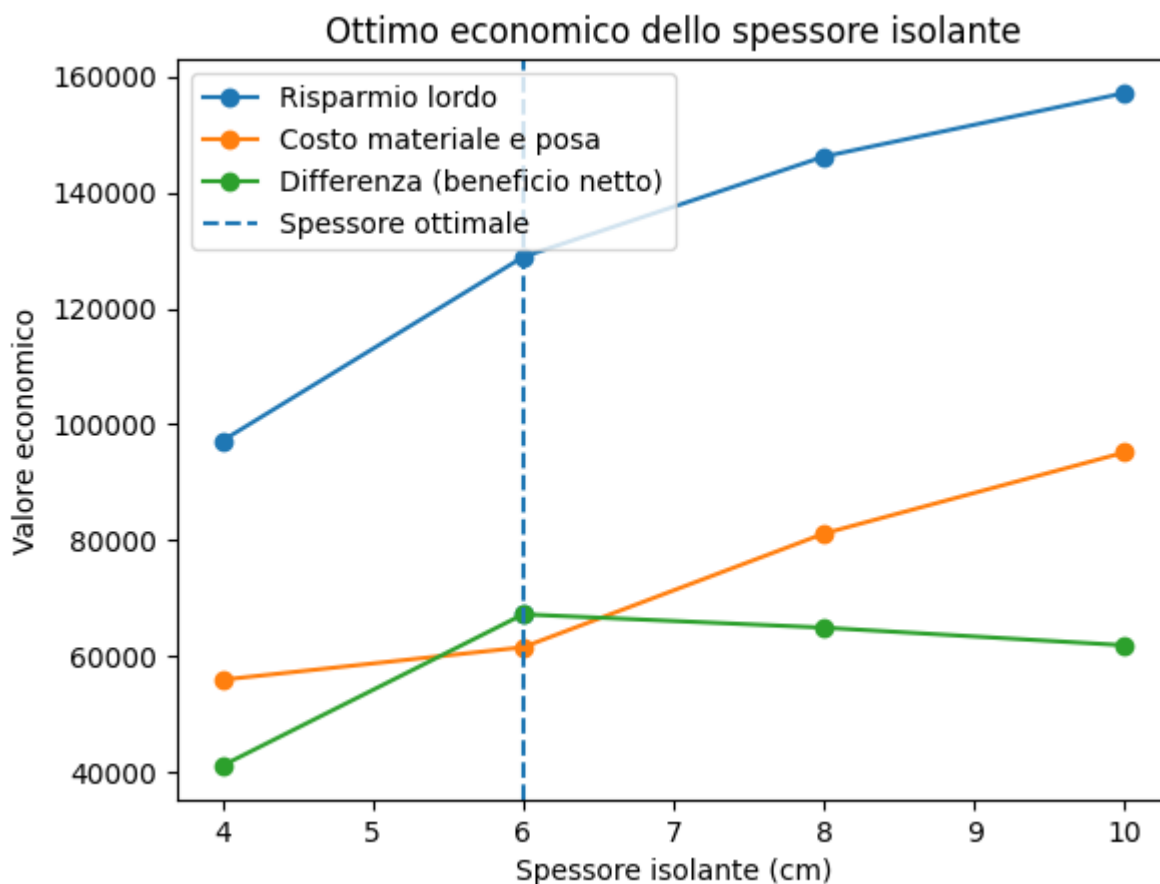


Figura 4. 12: Ottimo economico dello spessore di isolante.

Per quanto riguarda lo scenario dal punto di vista ambientale rispetto al consumo reale annuo (1.746.489 m³), gli scenari analizzati evidenziano un potenziale di riduzione compreso tra ~0,75% e ~19,17%. I casi più performanti risultano il Caso 7 e il Caso 8 (in questo caso però considerando lo spessore di 6 cm e non più quello di 10 cm), con un risparmio di metano prossimo a 0,33 milioni di m³/anno, corrispondente a circa 650–660 tCO₂/anno risparmiate. Al contrario, il Caso 3 determina un incremento dei consumi (+1,42%) e quindi un aumento delle emissioni (\approx +50 tCO₂/anno), evidenziando che non tutte le strategie portano a un miglioramento effettivo

	Riduzione emissioni CO ₂ (t/anno)
Caso 2	607,8 tCO ₂ /anno
Caso 3	+50,1 tCO ₂ /anno
Caso 4	513 tCO ₂ /anno
Caso 5	99,5 tCO ₂ /anno
Caso 6	26,6 tCO ₂ /anno
Caso 7	678,3 tCO ₂ /anno
Caso 8	667,1 tCO ₂ /anno

Tabella 4.5 : Riduzione emissioni CO₂ (t/anno).

Per le emissioni, è stato usato il fattore standard nazionale per gas naturale 2,026 tCO₂ / 1000 Sm³

PARAMETRI STANDARD ¹ - COMBUSTIBILI/MATERIALI					
Combustibile/Materiale	Unità di misura utilizzata per consumo di combustibile	Fattore Emissione ² (tCO ₂ /Un. di misura quantità)	Coefficiente Ossidazione	PCI	Unità di Misura PCI
Gas naturale (metano)	1000 Stdm ³	2.026	1	8.519	Mcal/Stdm ³
	TJ	56.791	1	35.667	GJ/1000 Stdm ³

Figure 4.12 : Fattore emissione standard nazionale.

Conclusioni

L'analisi comparativa degli scenari di ottimizzazione evidenzia un potenziale di riduzione del consumo di metano compreso tra lo 0,75% e il 19,17% rispetto alla configurazione di riferimento. In particolare, i Casi 7 e 8 risultano i più performanti, con una diminuzione annua di circa 330.000 m³ di metano, corrispondente a una riduzione percentuale prossima al 19%.

Dal punto di vista economico, tali configurazioni consentono un risparmio annuo sdi circa 70.000 €, assumendo un costo del metano pari a 0,38 €/m³. Questo dato conferma la sostenibilità finanziaria delle strategie proposte e ne evidenzia la rilevanza in termini di riduzione dei costi operativi.

All'interno di questo contesto di ottimizzazione energetica si inserisce anche l'analisi relativa all'isolamento termico mediante lana di roccia, valutato per diversi spessori (4, 6, 8 e 10 cm). I risultati mostrano come l'aumento dello spessore dell'isolante comporti una progressiva riduzione dei consumi di metano, con il valore massimo ottenuto nel caso dello spessore di 10 cm, che garantisce il maggiore risparmio energetico. Tuttavia, considerando anche i costi di materiale e installazione, emerge che la soluzione economicamente più vantaggiosa è quella con spessore pari a 6 cm, che consente di ottenere il maggior risparmio economico netto tra i casi analizzati.

Questo risultato evidenzia come la scelta della configurazione ottimale non debba basarsi esclusivamente sul massimo risparmio energetico, ma richieda una valutazione integrata tra prestazioni energetiche e convenienza economica. In tale prospettiva, mentre lo spessore di 10 cm rappresenta la soluzione ottimale in termini di riduzione dei consumi di metano, lo spessore di 6 cm risulta essere il compromesso più equilibrato dal punto di vista economico, offrendo il miglior rapporto tra investimento richiesto e benefici derivanti dalla riduzione dei consumi energetici

Parallelamente, considerando un fattore di emissione pari a 2,026 kgCO₂/Sm³, le soluzioni più efficaci consentono un abbattimento delle emissioni di anidride carbonica superiore a 670 tCO₂/anno. Tale valore rappresenta un contributo significativo alla riduzione dell'impatto ambientale dello stabilimento, rafforzando la valenza delle soluzioni individuate non solo sotto il profilo energetico ed economico, ma anche in termini di sostenibilità ambientale.

È inoltre rilevante osservare come non tutte le configurazioni analizzate conducano a un miglioramento delle prestazioni: il Caso 3, ad esempio, determina un incremento dei consumi e delle emissioni. Questo risultato dimostra l'importanza di un'analisi quantitativa rigorosa nella valutazione delle strategie di ottimizzazione, evitando l'adozione di soluzioni non efficaci.

Appendice

N°Serbatoio	R _{condlat}	R _{condbase}	R _{convlat}	R _{convbase}	Nu	h _{conv}	h _{rad}	ho	U	Q
36-42										
gen	0,006	0,069	0,003	0,031	1190,299	3,216	1,214	4,430	137,829	6607,5
feb	0,006	0,069	0,003	0,032	1142,910	3,121	1,233	4,354	137,092	6130,7
mar	0,006	0,069	0,003	0,032	1096,204	3,025	1,254	4,279	136,340	5649,9
apr	0,006	0,069	0,003	0,033	1044,681	2,917	1,277	4,195	135,475	5110,1
mag	0,006	0,069	0,003	0,034	982,337	2,784	1,306	4,090	134,368	4450,3
giu	0,006	0,069	0,003	0,035	907,853	2,617	1,342	3,959	132,933	3666,3
lug	0,006	0,069	0,003	0,035	878,836	2,550	1,356	3,906	132,333	3366,6
ago	0,006	0,069	0,003	0,035	887,002	2,569	1,352	3,921	132,505	3450,4
set	0,006	0,069	0,003	0,034	954,658	2,723	1,319	4,042	133,851	4157,4
ott	0,006	0,069	0,003	0,033	1016,085	2,857	1,290	4,147	134,977	4807,8
nov	0,006	0,069	0,003	0,032	1115,970	3,066	1,245	4,311	136,661	5854,6
dic	0,006	0,069	0,003	0,031	1186,407	3,208	1,215	4,424	137,770	6568,8
135-136- 137-138- 146										
gen	0,009	0,069	0,005	0,040	834,106	2,254	1,214	3,467	85,922	4119,1
feb	0,009	0,069	0,005	0,040	800,906	2,187	1,233	3,420	85,493	3823,2
mar	0,009	0,069	0,006	0,041	768,185	2,120	1,254	3,374	85,060	3524,9
apr	0,009	0,069	0,006	0,041	732,088	2,045	1,277	3,322	84,568	3189,9
mag	0,009	0,069	0,006	0,042	688,412	1,951	1,306	3,257	83,944	2780,2
giu	0,009	0,069	0,006	0,043	636,230	1,834	1,342	3,176	83,142	2293,1
lug	0,009	0,069	0,006	0,044	615,901	1,787	1,356	3,143	82,808	2106,6
ago	0,009	0,069	0,006	0,044	621,621	1,801	1,352	3,153	82,903	2158,8
set	0,009	0,069	0,006	0,043	669,020	1,908	1,319	3,227	83,654	2598,3
ott	0,009	0,069	0,006	0,042	712,055	2,002	1,290	3,292	84,286	3002,3
nov	0,009	0,069	0,006	0,041	782,032	2,148	1,245	3,394	85,245	3651,9
dic	0,009	0,069	0,005	0,040	831,379	2,248	1,215	3,464	85,887	4095,1
161										
gen	0,010	0,069	0,004	0,028	822,919	3,638	1,214	4,852	94,554	4532,9
feb	0,010	0,069	0,004	0,029	790,164	3,531	1,233	4,764	94,049	4205,8
mar	0,010	0,069	0,004	0,029	757,883	3,422	1,254	4,676	93,531	3875,9
apr	0,010	0,069	0,004	0,030	722,271	3,301	1,277	4,578	92,935	3505,5
mag	0,010	0,069	0,004	0,031	679,180	3,149	1,306	4,455	92,168	3052,6
giu	0,010	0,069	0,004	0,032	627,699	2,961	1,342	4,303	91,172	2514,5
lug	0,010	0,069	0,004	0,032	607,643	2,885	1,356	4,241	90,754	2308,8
ago	0,010	0,069	0,004	0,032	613,286	2,907	1,352	4,259	90,873	2366,3
set	0,010	0,069	0,004	0,031	660,049	3,080	1,319	4,400	91,809	2851,6
ott	0,010	0,069	0,004	0,030	702,506	3,232	1,290	4,522	92,590	3298,1

nov	0,010	0,069	0,004	0,029	771,544	3,468	1,245	4,714	93,753	4016,4
dic	0,010	0,069	0,004	0,028	820,229	3,630	1,215	4,845	94,514	4506,4
172-173-174										
gen	0,011	0,069	0,004	0,028	766,195	3,726	1,214	4,940	88,284	4232,3
feb	0,011	0,069	0,004	0,028	735,700	3,616	1,233	4,849	87,812	3926,9
mar	0,011	0,069	0,004	0,029	705,645	3,505	1,254	4,759	87,330	3618,9
apr	0,011	0,069	0,004	0,030	672,490	3,381	1,277	4,658	86,773	3273,1
mag	0,011	0,069	0,005	0,030	632,372	3,225	1,306	4,532	86,057	2850,2
giu	0,011	0,069	0,005	0,032	584,442	3,033	1,342	4,375	85,125	2347,7
lug	0,011	0,069	0,005	0,032	565,770	2,955	1,356	4,311	84,735	2155,6
ago	0,011	0,069	0,005	0,032	571,024	2,977	1,352	4,329	84,846	2209,4
set	0,011	0,069	0,005	0,031	614,560	3,155	1,319	4,474	85,721	2662,5
ott	0,011	0,069	0,005	0,030	654,089	3,310	1,290	4,600	86,451	3079,4
nov	0,011	0,069	0,004	0,029	718,364	3,552	1,245	4,797	87,536	3750
dic	0,011	0,069	0,004	0,028	763,690	3,717	1,215	4,933	88,246	4207,6

Tabella appendice 1. 1: Specifiche serbatoi riscaldati a vapore.

N°Serbatoio	R _{condlat}	R _{condbase}	R _{convlat}	R _{convbase}	Nu	h _{conv}	h _{rad}	h _o	U	Q
43-162										
gen	0,007	0,059	0,002	0,014	954,095	3,463	4,855	8,318	138,448	6637,2
feb	0,007	0,059	0,002	0,014	916,115	3,360	4,934	8,294	138,371	6187,9
mar	0,007	0,059	0,002	0,014	878,684	3,257	5,015	8,272	138,301	5731,2
apr	0,007	0,059	0,002	0,014	837,390	3,141	5,108	8,250	138,227	5213,9
mag	0,007	0,059	0,002	0,014	787,425	2,997	5,225	8,222	138,138	4575,1
giu	0,007	0,059	0,002	0,014	727,730	2,818	5,368	8,186	138,019	3806,6
lug	0,007	0,059	0,002	0,014	704,475	2,746	5,424	8,170	137,966	3509,8
ago	0,007	0,059	0,002	0,014	711,019	2,766	5,408	8,175	137,981	3593
set	0,007	0,059	0,002	0,014	765,241	2,932	5,278	8,209	138,096	4289,2
ott	0,007	0,059	0,002	0,014	814,472	3,076	5,161	8,237	138,187	4922,2
nov	0,007	0,059	0,002	0,014	894,525	3,301	4,980	8,281	138,330	5926,1
dic	0,007	0,059	0,002	0,014	950,976	3,454	4,861	8,316	138,442	6600,9
178-179-180-181										
gen	0,010	0,071	0,002	0,017	822,919	3,638	4,855	8,493	105,858	5074,8
feb	0,010	0,071	0,002	0,017	790,164	3,531	4,934	8,465	105,790	4730,9
mar	0,010	0,071	0,002	0,017	757,883	3,422	5,015	8,438	105,726	4381,3
apr	0,010	0,071	0,002	0,017	722,271	3,301	5,108	8,409	105,657	3985,4
mag	0,010	0,071	0,002	0,017	679,180	3,149	5,225	8,374	105,573	3496,6
giu	0,010	0,071	0,002	0,017	627,699	2,961	5,368	8,329	105,463	2908,7

lug	0,010	0,071	0,002	0,017	607,643	2,885	5,424	8,309	105,415	2681,8
ago	0,010	0,071	0,002	0,017	613,286	2,907	5,408	8,315	105,429	2745,4
set	0,010	0,071	0,002	0,017	660,049	3,080	5,278	8,358	105,534	3277,9
ott	0,010	0,071	0,002	0,017	702,506	3,232	5,161	8,393	105,619	3762,1
nov	0,010	0,071	0,002	0,017	771,544	3,468	4,980	8,449	105,752	4530,4
dic	0,010	0,071	0,002	0,017	820,229	3,630	4,861	8,491	105,853	5047,1

Tabella appendice 1. 2: Specifiche serbatoi riscaldati ad acqua.

N°Serbatoio	R _{condlat}	R _{condbase}	R _{convlat}	R _{convbase}	Nu	h _{conv}	h _{rad}	h _o	U	Q
17-22-111-112-116										
gen	0,005	0,031	0,001	0,007	1017,439	3,389	4,855	8,244	218,988	10498,3
feb	0,005	0,031	0,001	0,008	976,936	3,289	4,934	8,223	218,876	9788,1
mar	0,005	0,031	0,001	0,008	937,017	3,188	5,015	8,203	218,774	9066
apr	0,005	0,031	0,001	0,008	892,980	3,075	5,108	8,183	218,668	8248,1
mag	0,005	0,031	0,001	0,008	839,696	2,933	5,225	8,158	218,540	7238
giu	0,005	0,031	0,001	0,008	776,035	2,758	5,368	8,126	218,370	6022,6
lug	0,005	0,031	0,001	0,008	751,234	2,688	5,424	8,112	218,292	5553,3
ago	0,005	0,031	0,001	0,008	758,213	2,708	5,408	8,116	218,315	5684,9
set	0,005	0,031	0,001	0,008	816,038	2,869	5,278	8,147	218,480	6786
ott	0,005	0,031	0,001	0,008	868,540	3,010	5,161	8,172	218,610	7786,8
nov	0,005	0,031	0,001	0,008	953,911	3,231	4,980	8,211	218,816	9374
dic	0,005	0,031	0,001	0,007	1014,113	3,381	4,861	8,242	218,978	10440,8
113-114										
gen	0,002	0,025	0,001	0,006	1613,093	2,906	4,855	7,761	402,082	19275,7
feb	0,002	0,025	0,001	0,006	1548,861	2,819	4,934	7,753	402,004	17977,6
mar	0,002	0,025	0,001	0,006	1485,557	2,733	5,015	7,748	401,949	16656,7
apr	0,002	0,025	0,001	0,006	1415,722	2,636	5,108	7,744	401,905	15159,8
mag	0,002	0,025	0,001	0,006	1331,221	2,515	5,225	7,740	401,859	13309,5
giu	0,002	0,025	0,001	0,006	1230,266	2,364	5,368	7,732	401,781	11081,1
lug	0,002	0,025	0,001	0,006	1190,936	2,304	5,424	7,728	401,732	10220
ago	0,002	0,025	0,001	0,006	1202,003	2,321	5,408	7,729	401,747	10461,4
set	0,002	0,025	0,001	0,006	1293,704	2,460	5,278	7,738	401,836	12481
ott	0,002	0,025	0,001	0,006	1376,963	2,581	5,161	7,742	401,884	14315,1
nov	0,002	0,025	0,001	0,006	1512,348	2,770	4,980	7,750	401,970	17220,4
dic	0,002	0,025	0,001	0,006	1607,818	2,899	4,861	7,760	402,074	19170,9

Tabella appendice 1. 3: Specifiche serbatoi riscaldati ad olio diatermico.

Nota: tutte le grandezze delle Tabella appendice 1. 1, Tabella appendice 1. 2, Tabella appendice 1. 4 sono espresse in K/W per $R_{condlat}$, $R_{convlat}$, $R_{condbase}$, $R_{convbase}$, mentre è W/m^2K per h_{conv} , h_{rad} e h_o , W/K per U ed infine W per Q .

Edificio	Perdite per trasmissione (W/K)	Perdite per ventilazione (W/K)	Potenza termica per mantenimento (W)	$Q_{interno}$ (W)	fi sol (W)	Q (W)
Lavorazioni speciali 1						
gen	327,3	262,1	9395,2	1564,8	378,3	7452,1
feb	333,7	262,1	7579,2	1564,8	378,3	5636,0
mar	344,8	262,1	5729,2	1564,8	378,3	3786,1
apr	372,7	262,1	3631,1	1564,8	378,3	1688,0
ott	413,8	262,1	2446,7	1564,8	378,3	503,6
nov	339,3	262,1	6518,8	1564,8	378,3	4575,7
dic	327,7	262,1	9248,6	1564,8	378,3	7305,5
Lavorazioni speciali 2						
gen	494,7	464,4	15287,8	2772,6	571,6	11943,6
feb	504,7	464,4	12327,5	2772,6	571,6	8983,3
mar	522,0	464,4	9312,0	2772,6	571,6	5967,8
apr	565,6	464,4	5891,9	2772,6	571,6	2547,7
ott	629,9	464,4	3961,3	2772,6	571,6	617,1
nov	513,4	464,4	10599,1	2772,6	571,6	7254,9
dic	495,3	464,4	15048,8	2772,6	571,6	11704,6
Manutenzione						
gen	1153,1	1866,8	48136,3	6687	1084,3	40365,1
feb	1174,1	1866,8	38679,8	6687	1084,3	30908,5
mar	1210,2	1866,8	29047,0	6687	1084,3	21275,8
apr	1301,4	1866,8	18122,1	6687	1084,3	10350,8
ott	1435,6	1866,8	11954,8	6687	1084,3	4183,5
nov	1192,1	1866,8	33158,6	6687	1084,3	25387,3
dic	1154,4	1866,8	47372,8	6687	1084,3	39601,5
Magazzino ausiliari						
gen	957,7	1502,1	39209,7	5380,8	471,4	33357,4
Feb	961,6	1502,1	31338,5	5380,8	471,4	25486,2
Mar	968,3	1502,1	23320,6	5380,8	471,4	17468,4
Apr	985,1	1502,1	14227,1	5380,8	471,4	8374,9
Ott	1009,9	1502,1	9093,7	5380,8	471,4	3241,5
Nov	964,9	1502,1	26742,8	5380,8	471,4	20890,6
Dic	957,9	1502,1	38574,1	5380,8	471,4	32721,9
Locale mensa						
gen	1200,9	1699,1	52027,0	6086,4	589,3	45351,3
Feb	1240,4	1699,1	43269,3	6086,4	589,3	36593,6
Mar	1303,4	1699,1	34348,4	6086,4	589,3	27672,7
Apr	1439,6	1699,1	24230,7	6086,4	589,3	17555,1

Ott	1596,1	1699,1	18519,2	6086,4	589,3	11843,5
Nov	1272,5	1699,1	38156,1	6086,4	589,3	31480,4
Dic	1203,6	1699,1	51319,9	6086,4	589,3	44644,2
Magazzino 50						
gen	1770,6	3358,0	81750,8	12028,8	1626,4	68095,6
Feb	1796,0	3358,0	65558,9	12028,8	1626,4	51903,7
Mar	1839,5	3358,0	49065,2	12028,8	1626,4	35410,0
Apr	1949,5	3358,0	30359,0	12028,8	1626,4	16703,8
Ott	2111,3	3358,0	19799,0	12028,8	1626,4	6143,8
Nov	1817,7	3358,0	56105,2	12028,8	1626,4	42450,0
Dic	1772,3	3358,0	80443,4	12028,8	1626,4	66788,2
Imballi vuoti						
gen	6060,5	14996,2	335643,9	44764,8	6014,1	284865,0
Feb	6190,4	14996,2	269493,4	44764,8	6014,1	218714,5
Mar	6413,8	14996,2	202110,4	44764,8	6014,1	151331,4
Apr	6977,2	14996,2	125688,1	44764,8	6014,1	74909,1
Ott	7806,7	14996,2	82546,5	44764,8	6014,1	31767,5
Nov	6301,9	14996,2	230871,4	44764,8	6014,1	180092,5
Dic	6069,0	14996,2	330302,6	44764,8	6014,1	279523,6
Tettoia promozionale						
gen	421,6	425,2	15191,7	2343	459,6	12389,0
Feb	430,3	425,2	12593,0	2343	459,6	9790,4
Mar	444,2	425,2	9945,9	2343	459,6	7143,3
Apr	474,3	425,2	6943,8	2343	459,6	4141,1
Ott	508,8	425,2	5249,0	2343	459,6	2446,3
Nov	437,4	425,2	11075,8	2343	459,6	8273,1
Dic	422,2	425,2	14981,8	2343	459,6	12179,2
Magazzino prodotti finiti						
gen	8748,9	25409,5	544484,3	70014,6	4773,1	469696,6
Feb	8952,0	25409,5	437078,4	70014,6	4773,1	362290,7
Mar	9301,5	25409,5	327671,1	70014,6	4773,1	252883,4
Apr	10182,7	25409,5	203587,3	70014,6	4773,1	128799,5
Ott	11480,0	25409,5	133539,9	70014,6	4773,1	58752,2
Nov	9126,5	25409,5	374369,4	70014,6	4773,1	299581,6
Dic	8762,2	25409,5	535811,8	70014,6	4773,1	461024,1
Reparto grassi						
gen	2106,0	4691,9	108357,2	12928,2	1378,9	94050,1
feb	2143,5	4691,9	86945,3	12928,2	1378,9	72638,2
mar	2208,0	4691,9	65134,5	12928,2	1378,9	50827,4
apr	2370,7	4691,9	40397,9	12928,2	1378,9	26090,8
ott	2610,3	4691,9	26433,7	12928,2	1378,9	12126,6
nov	2175,7	4691,9	74444,0	12928,2	1378,9	60136,9
dic	2108,4	4691,9	106628,3	12928,2	1378,9	92321,2
Confezionamento oli						
gen	3648,1	9572,1	210728,9	26375,4	735,4	183618,1
feb	3724,6	9572,1	169133,5	26375,4	735,4	142022,7
mar	3856,2	9572,1	126763,0	26375,4	735,4	99652,2

apr	4188,2	9572,1	78708,7	26375,4	735,4	51597,9
ott	4676,9	9572,1	51581,3	26375,4	735,4	24470,5
nov	3790,3	9572,1	144848,0	26375,4	735,4	117737,2
dic	3653,1	9572,1	207370,3	26375,4	735,4	180259,4
Miscelazione						
gen	1974,1	3485,0	87019,0	4623,6	3054,8	79340,6
feb	1990,9	3485,0	69653,8	4623,6	3054,8	61975,4
mar	2019,7	3485,0	51965,0	4623,6	3054,8	44286,6
apr	2092,5	3485,0	31903,4	4623,6	3054,8	24225,0
ott	2199,6	3485,0	20578,3	4623,6	3054,8	12899,9
nov	2005,3	3485,0	59515,1	4623,6	3054,8	51836,7
dic	1975,2	3485,0	85616,8	4623,6	3054,8	77938,4
laboratori						
gen	1915,4	2419,5	69098,6	9630	3064,2	56404,4
feb	1948,8	2419,5	55564,6	9630	3064,2	42870,4
mar	2002,1	2419,5	41739,9	9630	3064,2	29045,6
apr	2117,3	2419,5	25950,9	9630	3064,2	13256,7
ott	2249,8	2419,5	16903,0	9630	3064,2	4208,8
nov	1976,0	2419,5	47647,4	9630	3064,2	34953,1
dic	1917,6	2419,5	68006,7	9630	3064,2	55312,5
Palazzina centrale						
gen	803,6	1001,1	32376,7	3586,2	1390,7	27399,8
feb	816,9	1001,1	26761,5	3586,2	1390,7	21784,6
mar	838,2	1001,1	21041,7	3586,2	1390,7	16064,8
apr	884,2	1001,1	14554,5	3586,2	1390,7	9577,6
ott	937,0	1001,1	10892,4	3586,2	1390,7	5915,6
nov	827,8	1001,1	23483,1	3586,2	1390,7	18506,2
dic	804,5	1001,1	31923,3	3586,2	1390,7	26946,4
Palazzina direzionale						
gen	698,9	754,4	26072,0	3603	1072,5	21396,5
feb	712,3	754,4	21589,3	3603	1072,5	16913,9
mar	733,7	754,4	17023,1	3603	1072,5	12347,7
apr	779,9	754,4	11844,4	3603	1072,5	7168,9
ott	833,0	754,4	8920,9	3603	1072,5	4245,4
nov	723,2	754,4	18972,1	3603	1072,5	14296,6
dic	699,8	754,4	25710,1	3603	1072,5	21034,6

Tabella appendice 1. 5: Specifiche edifici.

Per ragioni di tutela della privacy e della riservatezza, gli edifici analizzati sono indicati mediante codici identificativi (Edificio A, Edificio B, ecc.) senza riportarne l'indirizzo o la denominazione reale.



Figura appendice 1. 1: Pianta reparti produttivi A,B,C e reparto civile da modello CAD.

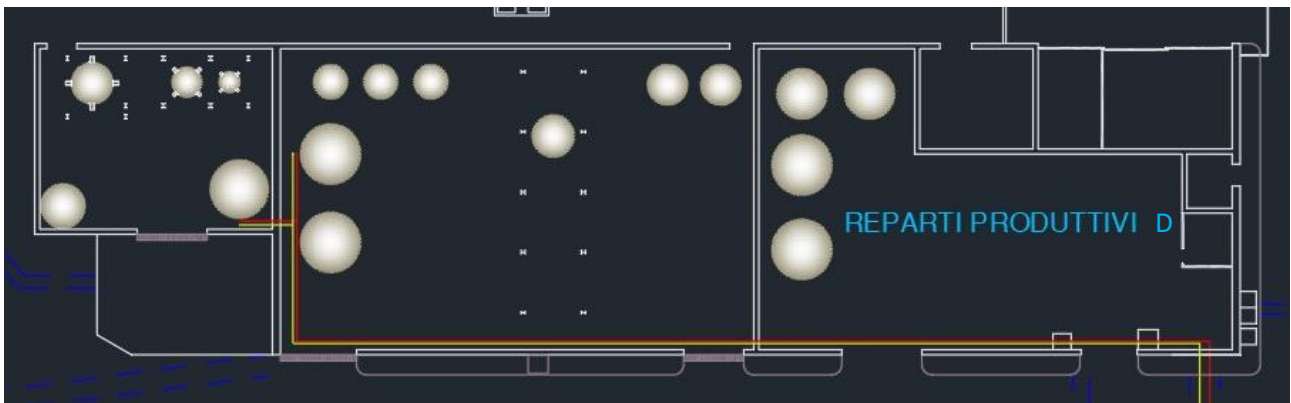


Figura appendice 1. 2: Pianta reparti produttivi D da modello CAD.

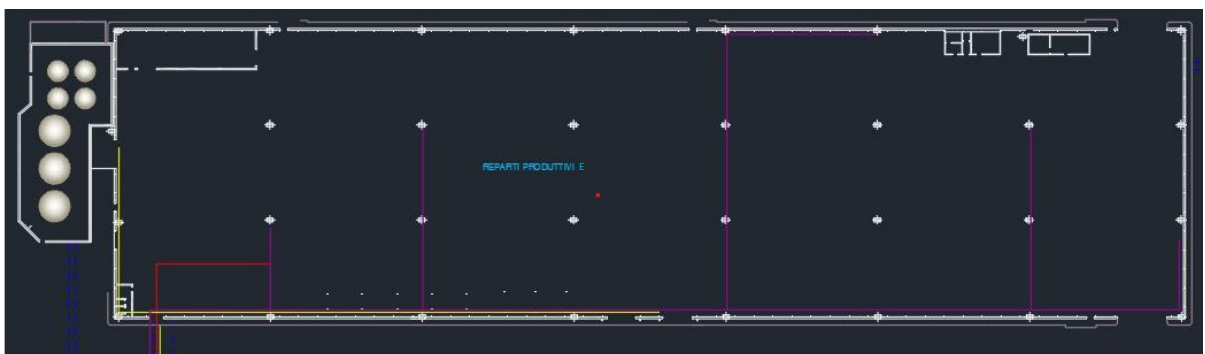


Figura appendice 1. 3: Pianta reparti produttivi E da modello CAD.

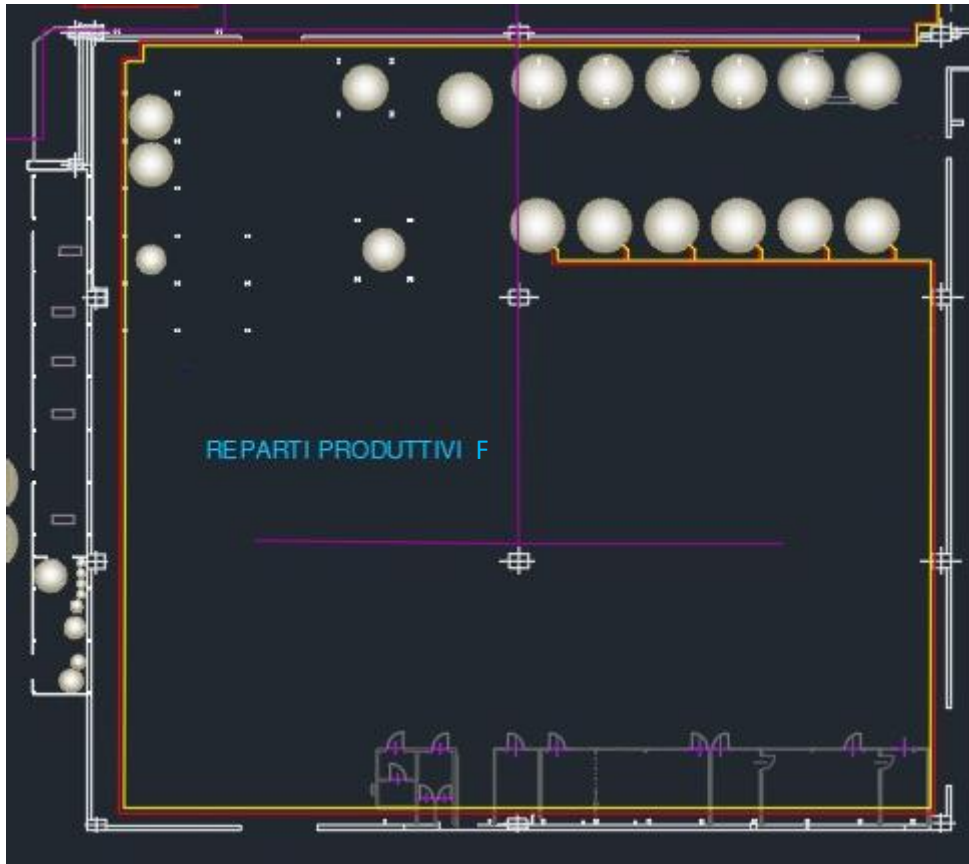


Figura appendice 1. 4: Pianta reparto produttivo F da modello CAD.

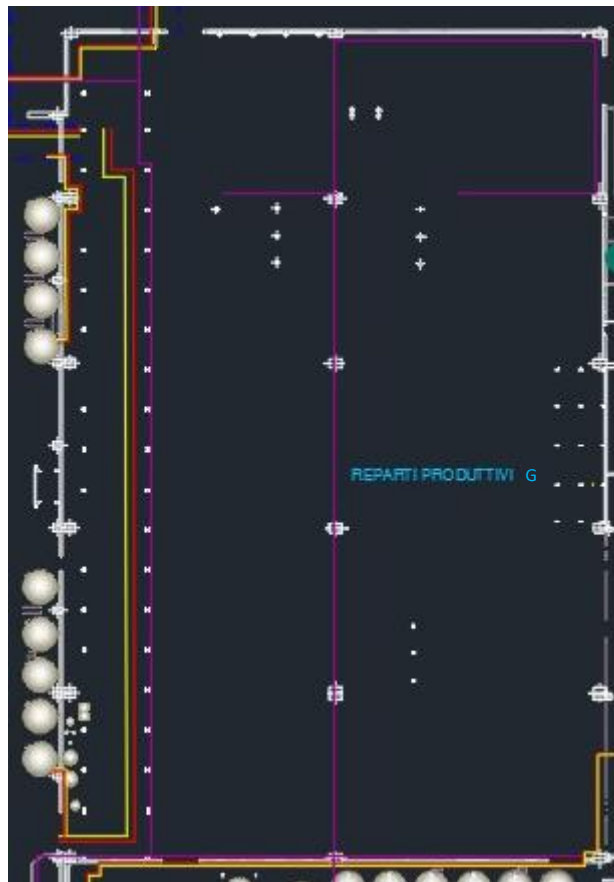


Figura appendice 1. 5: Pianta reparto produttivo G da modello CAD.

Riferimenti bibliografici

[1] Babcock & Wilcox, *Steam: Its Generation and Use*, 42nd ed., Barberton, OH: Babcock & Wilcox Company, 2015.

[2] R. H. Perry and D. W. Green, *Perry's Chemical Engineers' Handbook*, 8th ed., New York: McGraw-Hill, 2008.

[3] Y. A. Çengel and M. A. Boles, *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 9th ed., New York: McGraw-Hill, 2019.

[4] Sabiana S.p.A., *Atlas – Atlas ECM. Aeroterme elicoidale. Brochure tecnica*, Sabiana S.p.A., Corbetta (MI), 06/2021

[5] UNI, *UNI/TS 11300-1:2014 – Prestazioni energetiche degli edifici – Parte 1: Determinazione del fabbisogno di energia termica dell'edificio per la climatizzazione estiva ed invernale*, Milano: Ente Nazionale Italiano di Unificazione, 2014.

[6] UNI, *UNI EN ISO 13790:2008 – Energy performance of buildings – Calculation of energy use for space heating and cooling*, Milano: UNI, 2008.

[7] Ministero dello Sviluppo Economico, *D.M. 26 giugno 2015 – Applicazione delle metodologie di calcolo delle prestazioni energetiche e definizione delle prescrizioni e dei requisiti minimi degli edifici*, G.U. n. 162, 15 luglio 2015. Allegato B – Descrizione dell'edificio di riferimento e parametri di verifica.

[8] Repubblica Italiana, *D.P.R. 26 agosto 1993, n. 412 – Regolamento per la progettazione, installazione, esercizio e manutenzione degli impianti termici*, G.U. n. 242, 14 ottobre 1993.

[9] “Decreto requisiti minimi: tipologie di interventi e classificazione degli edifici”, *Biblus Acca*, 2 luglio 2015

[10] Repubblica Italiana, *D.P.R. 16 aprile 2013, n. 74 – Regolamento recante definizione dei criteri generali in materia di esercizio, conduzione, controllo, manutenzione e ispezione degli impianti termici*, G.U. n. 149 del 27 giugno 2013

[11] Contri, A. (2022). *Riqualificazione energetica di un edificio plurifamiliare nel comune di Castel Maggiore (BO) con applicazione del Superbonus 110%* (Tesi di Laurea Magistrale). Alma Mater Studiorum – Università di Bologna

[12] F. P. Incropera, D. P. DeWitt, T. L. Bergman and A. S. Lavine, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 7th ed., Hoboken, NJ: Wiley, 2011.

[13] UNI, *UNI EN 12831:2006 – Impianti di riscaldamento negli edifici – Metodo di calcolo del carico termico di progetto*, Milano: UNI, 2006.

[14] UNI, *UNI 10349-1:2016 – Riscaldamento e raffrescamento degli edifici – Dati climatici*, Milano: UNI, 2016.

[15] UNI, *UNI EN ISO 6946:2018 – Componenti ed elementi per edilizia – Resistenza termica e trasmittanza termica – Metodo di calcolo*, Milano: UNI, 2018.

[16] UNI EN 12831, Tabella UNI EN 12831 appendice D.4.2.

[17] UNI, *UNI EN ISO 13786:2008 – Thermal performance of building components – Dynamic thermal characteristics – Calculation methods*, Ente Nazionale Italiano di Unificazione

[18] *Transport Phenomena* R.B. Bird, W.E. Stewart, E.N. Lightfoot 2nd Edition, John Wiley & Sons, 2002