

ALMA MATER STUDIORUM – UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI

BOLOGNA

FACOLTÀ DI INGEGNERIA

D I S T A R T

Dipartimento di Ingegneria delle Strutture, dei Trasporti, delle Acque, del
Rilevamento, del Territorio

TESI DI LAUREA IN IDROLOGIA SOTTERRANEA

**ANALISI DELLE FOGNATURE E
RELATIVE APPLICAZIONI
ENERGETICHE**

Presentata da:

**SIMONE DI DOMENICO
MAGLIONICO**

Relatore:

Prof. Ing. **MARCO**

Anno Accademico 2009-2010

Sessione I

INDICE

Introduzione	1
Capitolo 1	5
Acque di scarico come una risorsa di energia	
1.1 Caratteristiche dell'acqua (temperatura, portata, potenziale e possibili usi)	5
1.2 Recupero del calore su scala locale	9
1.3 Recupero del calore in fognatura (su scala intermedia)	11
1.4 Esempi di installazione: il caso di Lucerna e Oslo	14
1.5 Recupero del calore su larga scala	16
1.6 Raffreddamento attraverso le acque di scarico	19
1.7 Implicazioni economiche ed ecologiche	20
1.8 Uso sistematico del potenziale	22
1.9 Aspetti legali	24
1.10 Aspetti di pianificazione e messa in atto	25
Capitolo 2	27
Le pompe di calore	
2.1 Generalità	27
2.1.1 Funzionamento di una pompa di calore	29
2.1.2 Exergia ed anergia	32
2.2 Considerazioni di carattere exergetico sul riscaldamento di locali	33
2.3 I rendimenti reali delle pompe di calore	36
2.4 Convenienza delle pompe di calore	37
2.5 Tipologie delle pompe di calore	40
2.6 Potenza di progetto delle pompe di calore	44
2.7 Altri tipi di pompe di calore	46

2.8	Analisi energetica del comportamento reale di una p.d.c.	49
-----	--	----

Capitolo 3		53
-------------------	--	----

Bilancio termico in fognatura

3.1	Influenza sulla temperatura dal recupero di calore	
		53
3.2	Modello matematico del bilancio del calore nei tubi fognari	
		55
3.2.1	Temperatura delle acque reflue	
		55
3.2.2	Temperatura dell'aria fognaria	
		56
3.2.3	L'umidità dell'aria fognaria	
		57
3.3	Calcoli del modello per una situazione di clima secco invernale	
		58
3.3.1	Scelta dei valori dei parametri del modello	
		58
3.3.2	Influenza dei valori dei parametri del modello	
		59
3.3.3	Esempio numerico	
		66
3.4	Conclusioni	
		67

Capitolo 4		69
-------------------	--	----

Influenza della sottrazione del calore sul funzionamento del depuratore

4.1	Temperatura delle acque di scarico e funzionamento del depuratore	
		69
4.2	Regimi di temperatura nel depuratore di Zurigo	
		70

4.2.1	Temperature delle acque di scarico nei periodi di tempo secco	70
4.2.2	Temperature delle acque di scarico nei periodi di pioggia	71
4.2.3	Variazione della temperatura delle acque di scarico nel depuratore	72
4.3	Influenza sul processo di nitrificazione e sull'eliminazione dell'azoto	73
4.3.1	Età del fango, crescita dei nitrificanti e sicurezza della nitrificazione	73
4.3.2	Fattore di sicurezza	74
4.3.3	Crescita dei nitrificanti ed età del fango necessaria	76
4.4	Calcolo del modello per il caso stazionario	77
4.4.1	Ipotesi per il calcolo del modello	77
4.4.2	Temperatura delle acque reflue ed età del fango necessaria	78
4.4.3	Rapporto tra età del fango aerobica e anossica	80
4.4.4	Efficienza della rimozione dell'azoto	81
4.5	Conclusioni	82

Capitolo 5

87

L'inquinamento dello scambiatore di calore

5.1	Inquinamento e prestazione dello scambiatore di calore	87
-----	--	----

5.2	Banco di prova per l'esame dell'inquinamento sullo s.d.c.	88
5.2.1	Sviluppo del lavoro	88
5.2.2	Relazione tra inquinamento e prestazione	92
5.3	Fattori d'inquinamento	94
5.3.1	Idraulica	94
5.3.2	Composizione delle acque reflue	97
5.4	Misure per la riduzione dell'inquinamento	99
5.4.1	Qualità della superficie	100
5.4.2	Rivestimento della superficie	101
5.4.3	Variazione della velocità di flusso	103
5.4.4	Perturbazioni di flusso	105
5.5	Conclusioni	106

Capitolo 6	Analisi di software per la modellazione della temperatura	107
6.1	Tempest	107
6.1.1	Equazioni di bilancio e processi di trasferimento	108
6.1.2	Nodi	109

6.1.3 Risolutore PDE	112
6.2 Influenza dei parametri	113
6.2.1 Esempio di 2 scenari relativi a una variazione di recupero del calore	117
6.2.2 Esempio di due scenari relativi a una variazione di alcuni parametri	119
Capitolo 7	125
Scambiatore di calore	
7.1 Scambiatori di calore Tubo in Tubo	125
7.2 Fognatura multifunzione con s.d.c. integrato tipo “Slinky”	134
7.2.1 Altri tipi di scambiatori di calore	135
Capitolo 8	137
Indagine semplificata di recupero energetico	
8.1 Analisi dei valori di portata, temperatura e potenza	137
8.2 Applicazione	152
8.2.1 Acqua calda sanitaria	152
8.2.2 Riscaldamento e fabbisogno energetico totale	156
Conclusioni	159
Bibliografia	163
Ringraziamenti	167

INTRODUZIONE



Figura A.1: dettaglio calore uscente dalla fognatura

Acque di scarico: interessante fonte di calore.

L'acqua di scarico è una potenziale sorgente di energia che può essere utilizzata per il riscaldamento e il raffreddamento degli edifici attraverso l'impiego di pompe di calore. La tecnologia è semplice e dimostrata.

La prima installazione è stata effettuata oltre 20 anni fa, mentre oggi sono in funzione oltre 500 pompe di calore per acque di scarico in tutto il mondo. L'affidabilità termica varia da 10 kW a 20 MW. Studi effettuati in Svizzera e Germania mostrano che il 3% di tutti gli edifici potrebbero essere autonomi dal punto di vista energetico grazie a questo sistema di recupero di calore dalle acque di scarico. In virtù del fatto che le temperature che si possono registrare da una fonte ideale variano da 10C° a 25C° durante tutto il corso dell'anno, si possono ottenere notevoli prestazioni dalle pompe di calore delle acque di scarico. Inoltre, queste installazioni presentano eccezionali caratteristiche dal punto di vista ecologico, in quanto sono volte a diminuire i consumi di risorse non rinnovabili.

Nel 1993 la Swiss Federal Office of Energy ha istituito la SwissEnergy Agency for Infrastructure Plants, la quale ha il compito di promuovere lo sviluppo e la distribuzione di questa nuova tecnologia, che consiste nell'utilizzare le acque di scarico come una fonte di energia per il riscaldamento e il raffreddamento delle abitazioni. In seguito all'attuazione di questo programma, la Svizzera attualmente ha ottenuto il titolo di pioniera nel campo del recupero di calore dalle fognature.

Negli ultimi 30 anni si sono fatti enormi progressi per quanto concerne l'isolamento termico degli edifici. In Svizzera, la domanda di energia termica attua ad alimentare riscaldamento e acqua calda nelle nuove costruzioni è diminuita di circa il 30% rispetto agli anni Ottanta. Questo successo si deve in primo luogo alla riduzione del calore disperso all'esterno degli edifici (a causa di serramenti poco efficienti) e alla vestizione dell'edificio con un vero e proprio "cappotto" isolante. Inoltre, sono stati effettuati importanti progressi riguardo altre forme di calore disperso, come ad esempio le perdite di gas attraverso i camini e il calore disperso attraverso la ventilazione. Grazie a più precise regolamentazioni e più efficaci tecniche di messa a punto, la maggior parte dell'energia dispersa può, oggi, essere recuperata.

La situazione è diversa nel caso di dreni e fognature. Nonostante circa il 15% dell'energia termica, fornita agli edifici di nuova costruzione, venga dispersa o inutilizzata, andando poi a finire nella rete fognaria, per una costruzione a basso consumo l'energia termica dispersa risulta maggiore del 30%. Ciò conduce al fatto che, oggi, le fognature rappresentano la più grande fonte di calore fuoriuscito dagli edifici. Secondo le proiezioni di "SwissEnergy Agency for Infrastructure Plants", in Svizzera vengono dispersi annualmente circa 6000 GWh di energia termica solo attraverso il sistema di rete fognario. Questo corrisponde, in Svizzera, a circa il 7% della domanda di energia termica per riscaldamento e acqua calda.

La Swiss Federal Office of Energy si è imposta l'obiettivo di minimizzare queste enormi perdite di energia attraverso le fognature nell'ambito della sua strategia di sostenibilità per un uso efficiente dell'energia in linea con i tentativi nazionali e internazionali e le regolamentazioni inerenti la protezione climatica del pianeta. Per questa ragione venne attivato in Svizzera già negli anni Novanta un programma di recupero di energia dalle acque di scarico. L'obiettivo di questa campagna era appunto il recupero e quindi lo sfruttamento di questo potenziale termico delle acque di scarico per il riscaldamento e il raffreddamento degli edifici.

Secondo alcune stime questo sistema di recupero di calore dalle acque di scarico potrebbe avere un potenziale eccellente per aiutare a ridurre i consumi energetici; un'implementazione ottimale di questo sistema può ridurre l'energia termica utilizzata per generare acqua calda fino a un valore massimo del 50%, che potrebbe incrementare grazie all'integrazione con un sistema di riscaldamento dell'acqua che sfrutti ad esempio l'energia termica solare. Alcuni sistemi preriscaldano l'acqua in ingresso alle tubature domestiche prima che raggiunga il boiler, riducendo così il delta T e la maggior necessità di gas naturale per alimentare il boiler.

Il primo capitolo è volto a descrivere il sistema di recupero del calore, portando alla luce esempi nei quali si è applicata questa tecnica sia su scala locale che su larga scala (Oslo, Berna, Lucerna).

Il secondo capitolo è concentrato esclusivamente sul funzionamento delle pompe di calore, grazie alle quali è possibile la realizzazione di tale recupero.

Nel terzo capitolo si è voluto esprimere, attraverso un bilancio termico, quali parametri influenzano i processi di scambio termico all'interno delle fognature; volgendo particolare attenzione ai valori della temperatura e i relativi mutamenti lungo la condotta fognaria.

Nel quarto capitolo si è cercato di approfondire quelle che sono le ripercussioni di un eccessivo abbassamento di temperatura a monte del depuratore sui processi di nitrificazione e denitrificazione, andando a imporre dei limiti oltre i quali l'efficienza della depurazione viene decisamente meno.

Il quinto capitolo argomenta il fenomeno del biofilm che si viene a creare sull'interfaccia scambiatore di calore e tubo fognario, nonché le varie tecniche di rimozione dello stesso; tale prova è stata commissionata dall'istituto federale dell'energia (BFE) ed è stata effettuata dall'istituto federale di tecnologie e scienze ambientali (Eidgenössische Anstalt für Wasserversorgung Abwasserreinigung und Gewässerschutz (EAWAG)).

Nel sesto capitolo si è voluto affrontare una simulazione, attraverso un programma di calcolo Tempest, di quello che potrebbe essere l'andamento della temperatura delle acque reflue T_w e dell'aria T_A all'interno di un impianto fognario, partendo da valle di un ipotetico recupero di calore in fognatura fino all'ingresso dell'impianto di depurazione; volgendo particolare attenzione alla temperatura di ingresso al depuratore, che, secondo le normative dei paesi cui si pratica questa tecnica di recupero di calore, deve essere di almeno 10 °C.

Infine, nel settimo capitolo si è svolto uno studio semplificato sul recupero energetico di una fognatura bolognese ubicata in via Zanardi; si è cercato di porre un'attenzione particolare sul risparmio economico che può fornire questa singolare tecnica.

Capitolo 1

ACQUE DI SCARICO COME UNA RISORSA DI ENERGIA

1.1 Caratteristiche dell'acqua (temperatura, portata, potenziale e possibili usi)

I dati raccolti dalla SwissEnergy Agency for Infrastructure Plants riportano le attività, i risultati e gli obiettivi raggiunti nell'ambito dello studio delle potenzialità delle acque di scarico come risorsa di energia.

Rispetto ad altre fonti di energia di tipo tradizionale per pompe di calore (come ad esempio fonti geotermiche, falde acquifere), le acque di scarico, provenienti dalle abitazioni, drenano attraverso i sistemi fognari a diverse temperature a seconda della stagione dell'anno; in particolare presentano elevate temperature durante le stagioni più calde: infatti valori sotto i 10C° si presentano raramente (vedi figura 1), perciò queste acque si prestano bene per essere sfruttate come

fonte di calore. In estate le acque presenti nelle fognature raggiungono valori oltre i 20°C; questo permette loro di poter essere usate per sistemi di raffreddamento come generare aria condizionata. Le suddette acque presentano variazioni di temperatura e delle proprie caratteristiche sia durante le ore del giorno che durante la settimana. Queste variazioni giornaliere sono determinate dal variare del rapporto di acqua inquinata presente in fognatura. Di notte, il rapporto di acqua inquinata è minore e le temperature si abbassano di 2 o 3 gradi Kelvin rispetto al giorno.

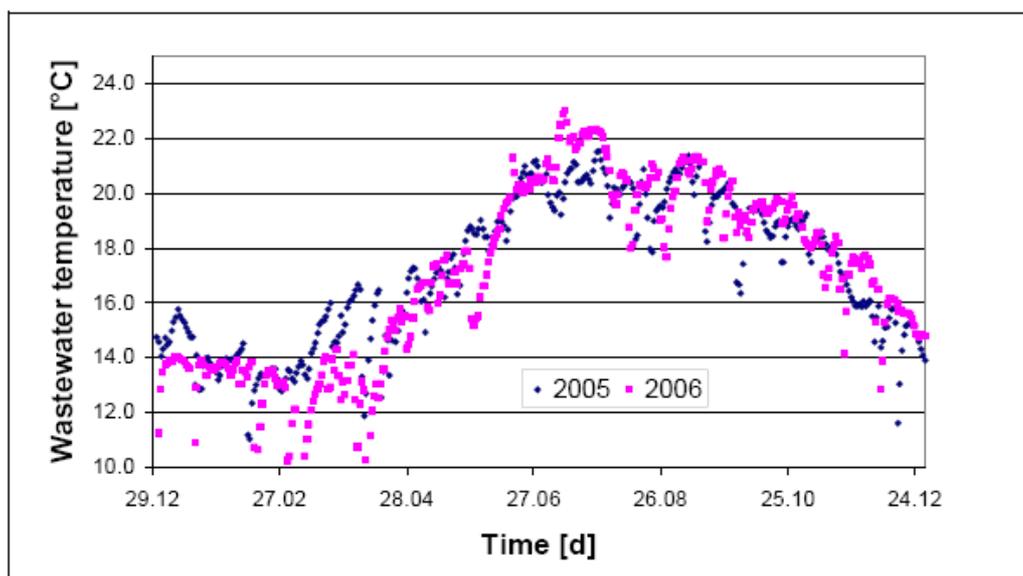


Figura 1.1: Temperature delle acque fognarie in entrata al depuratore di Zurigo (EAWAG 2006).

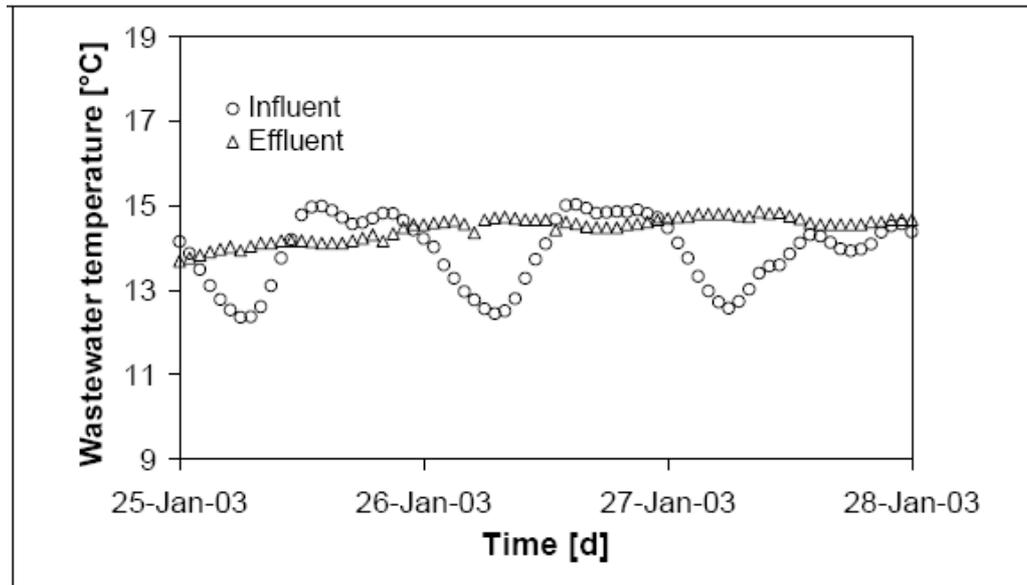


Figura 1.2: Variazione giornaliera in entrata e in uscita dal depuratore di Zurigo (EAWAG 2006).

Le variazioni durante la settimana possono essere attribuite all'influenza climatica; durante i periodi di pioggia la temperatura delle acque di scarico è solita diminuire di pochi gradi, in quanto l'acqua di pioggia (più fredda) va a mescolarsi con quella della fognatura (più calda). Questo fatto è valido solamente per fognature di tipo misto.

Una seconda caratteristica importante da considerare riguarda le variazioni di portata d'acqua all'interno delle fognature. In un sistema di fognatura di tipo misto, la proporzione delle acque di scarico varia da un minimo notturno secco a un massimo diurno di 10 volte superiore accompagnato da pioggia intensa; bisogna perciò tenerne conto nella progettazione e nel dimensionamento della rete fognaria. E' necessario prendere in considerazione che l'acqua calda scaricata in fognatura tende ad aumentare durante il giorno; perciò è indispensabile ragionare in termini di conservazione del calore e quindi di isolamento termico delle fognature al fine di recuperarne il più possibile.

L'acqua di scarico tuttavia è una limitata fonte di energia, in quanto la quantità disponibile è in funzione dell'uso che se ne fa. Mentre la quantità d'acqua

richiesta sta crescendo nei paesi caratterizzati da un forte sviluppo economico e da un elevato standard di vita, l'acqua disponibile sta già drasticamente calando nelle nazioni industrializzate come risultato degli sforzi che si stanno facendo in direzione di un utilizzo efficiente delle risorse acquifere. Perciò, quando si va a progettare un sistema di recupero di calore dalle acque di scarico, è necessario analizzare attentamente i consumi e portate d'acqua presenti in fognatura; in quanto la quantità d'acqua fluente è un fattore non trascurabile sul recupero di energia.

Per poter considerare le acque di scarico come una fonte di calore è necessario che questa si presenti in forma continua; perciò se si vuole recuperare energia per ricoprire un territorio su larga scala, entrando nell'ottica di massimo rendimento dell'impianto e dal punto di vista economico, è necessario considerare, oltre la quantità, la presenza in forma continua di acqua di scarico in fognatura. Questo sistema perciò si può applicare laddove i consumi sono importanti: edifici come ospedali, industrie, quartieri residenziali, o anche siti in prossimità della tubazione principale della rete fognaria, del depuratore, etc.

Malgrado queste restrizioni, la quantità di energia disponibile è elevata; infatti uno studio ha dimostrato che, solo in Svizzera, circa 2TWh di energia sotto forma di calore usata annualmente per i sistemi di riscaldamento residenziale e dell'acqua potrebbe essere ottenuta attraverso il recupero di calore dalle acque di scarico (Hp. Eicher, 2008).

L'acqua di scarico viene utilizzata sia come risorsa di energia per produrre calore, sia come risorsa per il condizionamento. Risulta particolarmente interessante dal punto di vista economico utilizzare un sistema che combini riscaldamento e refrigerazione. L'uso di energia ottenuta da queste acque può inoltre essere suddiviso in tre categorie in base al luogo dove viene estratta l'energia: recupero di energia dalle case (su scala locale), recupero di energia dalle fognature principali (su scala intermedia), recupero di energia dalle acque di scarico dopo il trattamento (su larga scala).

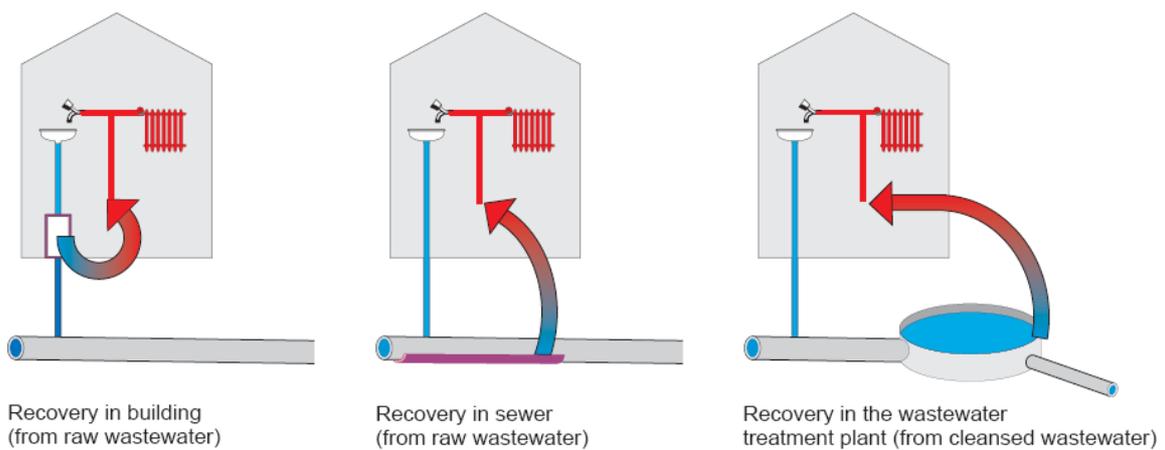


Figura 1.3: Varie possibilità di recupero dell'energia dalle acque di scarico (EAWAG 2006).

1.2 Recupero del calore su scala locale

Il recupero di calore dalle acque di scarico su scala locale viene attuato in Svizzera in più di 200 edifici: industrie, piscine, palestre, ospedali e abitazioni. L'utilizzo di energia dalle acque di scarico in tali impianti su scala locale viene concentrato sul riscaldamento dell'acqua. Per le installazioni con costanti quantità di acque di scarico, come ad esempio nei processi industriali, vengono normalmente utilizzati scambiatori di calore a fascio di tubi che sottraggono calore alla fognatura attraverso condotti di tubi posti attorno alla sede di scolo. Per installazioni caratterizzate da flussi di acque di scarico non costante vengono utilizzati sistemi di filtri e di accumulo con scambiatori di calore a tubi a spirale integrati.



Figura 1.4: Collettore delle acque di scarico con integrato uno scambiatore di calore (EAWAG 2006).

Come dimostrano esperienze operate su varie installazioni, la contaminazione degli scambiatori di calore rappresenta una grande sfida a questo metodo di recupero del calore delle acque di scarico. Esistono impianti che funzionano senza alcuna problematica, mentre per alcuni si è reso necessario lo smantellamento a causa di gravi problemi incorsi. La qualità delle acque di scarico ha una larga influenza sulla contaminazione, a tal punto che tali impianti dovrebbero essere installati solamente da progettisti esperti. Mentre finora gli impianti per l'energia, ottenuta dalle acque di scarico, sono stati principalmente utilizzati in edifici con larghe quantità di acque di scarico, attualmente in Svizzera si stanno sviluppando sistemi per le abitazioni monofamiliare (figura 1.5).

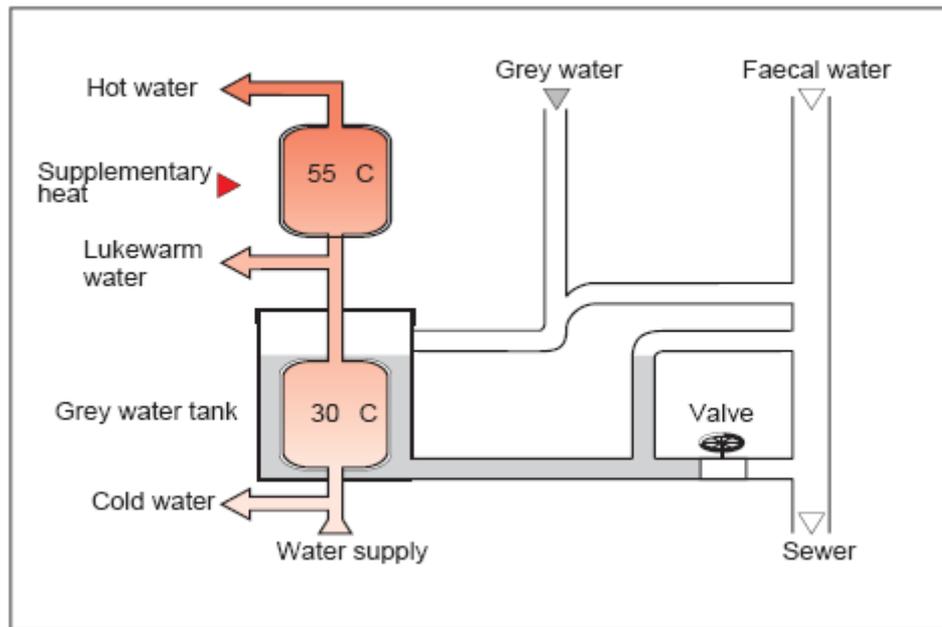


Figura 1.5: Sistema per il recupero di calore in scala locale (EAWAG 2006).

Si riporta a seguire un esempio di questo sistema: nel 2004 una residenza per anziani in Svizzera con cento letti venne attrezzata con un sistema centrale per il recupero di calore per le acque di scarico, il cui scambiatore di calore venne collocato in una cava esterna. L'energia ottenuta dalle acque di scarico venne poi utilizzata per il riscaldamento dell'acqua. La pompa di calore a 30kW ha ottenuto un coefficiente annuale di prestazione (COP) di 3,8 (misurato); nonostante l'alto livello di contaminazione delle acque di scarico, gli impianti hanno funzionato senza problemi, e non si è resa ancora necessaria finora la pulizia dello scambiatore di calore.

1.3 Recupero del calore in fognatura (su scala intermedia)

La più importante condizione per lo sfruttamento di energia dalle acque di scarico consiste nella verifica dell'impianto di trattamento da parte degli operatori; il raffreddamento delle acque di scarico è un fattore particolarmente delicato nel processo di depurazione. La ragione può essere individuata nel fatto

che l'efficienza durante la nitrificazione del trattamento biologico dipende dalla temperatura: se la temperatura delle acque di scarico scende troppo, i valori limite della concentrazione inquinante nelle acque di scarico trattate non possono più essere garantiti. Per questa ragione ciascun operatore dell'impianto di trattamento delle acque di scarico acconsentirà solamente all'uso delle acque di scarico in particolari condizioni: se le temperature delle acque di scarico sono relativamente basse, l'uso delle acque di scarico per il riscaldamento può essere assolutamente rifiutato. Il grado di raffreddamento delle acque di scarico utilizzate al fine di estrarre calore deve sempre essere verificato da un esperto, poiché il fattore decisivo consiste nella definizione della temperatura dell'impianto di trattamento della fogna. In Svizzera il processo di purificazione di molti depuratori è stabilito a partire da 10C°. Per questa ragione, gli esperti dell'associazione Swiss Wastewater and Water Protection hanno definito insieme alla SwissEnergy i seguenti valori raccomandati per l'uso termico delle acque di scarico: la temperatura media giornaliera delle acque di scarico in entrata al depuratore non deve essere inferiore ai 10C° e il raffreddamento totale deve essere non superiore a 0,5 Kelvin (VSA 2004).

Esistono due diverse modalità per recuperare energia dalle fognature: l'installazione di uno scambiatore di calore sul letto della fogna o uno scambiatore di calore esterno con una pompa situata a monte e l'installazione di un filtro (figura 1.6).

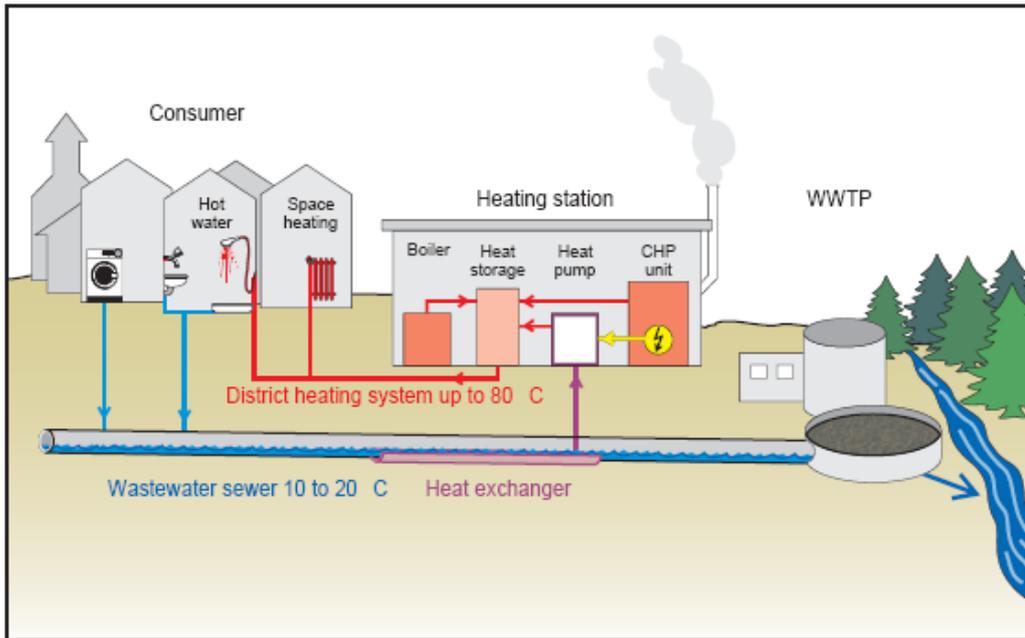


Figura 1.6: Sistema di recupero di energia mediante scambiatore di calore (SwissEnergy 2005).

Esempi di entrambe le varianti sono stati operativi per più di vent'anni (Bischofberger 1984).

Nel primo caso, vengono utilizzati scambiatori di calore costituiti da elementi in acciaio inossidabile (figura 1.7), che vengono connessi idraulicamente in modo parallelo o seriale ad una pompa di calore tramite un circuito intermedio. I fattori preliminari per questo metodo di recupero di calore sono un diametro fognario non inferiore a 800mm, una portata d'acqua in tempo secco non inferiore a 30 l/s e una superficie d'acqua nel letto di fogna di almeno 0,8 mq per metro di lunghezza della fognatura.

Nella seconda variante l'acqua di scarico viene pompata attraverso un'apertura nel letto della fognatura, subisce un pretrattamento in un impianto di filtraggio e successivamente viene condotta o mediante un circuito intermedio ad uno scambiatore di calore oppure direttamente ad un evaporatore della pompa di calore. Per queste applicazioni vengono utilizzati scambiatori di calore a fascio di tubi o di lastre speciali. Entrambi i sistemi per il recupero di energia dal sistema fognario presentano vantaggi e svantaggi, quindi è necessario decidere su base

individuale quale variante sia più raccomandabile. La prima variante ha il vantaggio di consumare meno energia ausiliaria e, inoltre, i tubi prefabbricati con scambiatori di calore integrati (figura 1.8) possono essere trasportati agevolmente e utilizzati per nuove installazioni fognarie.

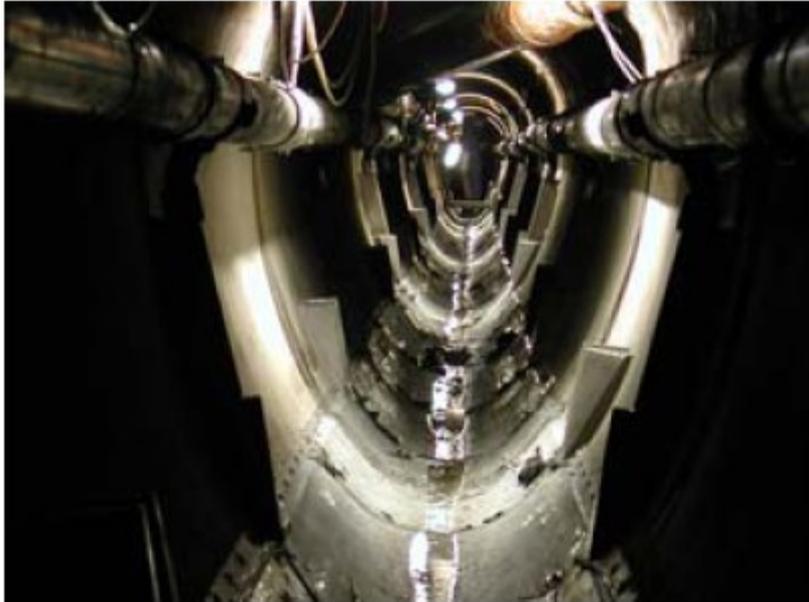


Figura 1.7: Scambiatore di calore in una rete fognaria (SwissEnergy 2005).



Figura 1.8: Elemento fognario con integrato un fascio di tubi di calore (SwissEnergy 2005).

La seconda variante è caratterizzata da una maggiore flessibilità dal punto di vista tecnico: i raccordi e la pendenza della fogna non sono fattori determinanti, poiché possono essere utilizzati prodotti standardizzati. L'installazione è molto più semplice rispetto alla prima variante, in quanto non è necessario il drenaggio della fogna e l'area attiva in superficie e l'energia dello scambiatore di calore non sono limitati dalla geometria del canale di scolo. L'impianto più importante di questo tipo esistente al mondo ha un potere di trasferimento di calore di più di 50MW. Come nel sistema di recupero di calore su scala locale, la contaminazione degli scambiatori di calore rappresenta una sfida per lo sfruttamento energetico delle acque di scarico. Le varie problematiche possono essere evitate grazie alla pianificazione gestita dagli esperti e attraverso l'uso di una strategia operativa efficace (vedi paragrafo 1.9).

1.4 Esempi di installazione: il caso di Lucerna e Oslo

L'ufficio principale della compagnia di assicurazioni sulla salute della Swiss Concordia di Lucerna è stato attrezzato nel 2007 di un impianto di riscaldamento basato sulle acque di scarico. L'energia viene ottenuta da una fognatura lunga 60 metri utilizzando uno scambiatore di calore con una portata, durante il tempo di secca, di 50 l/s. Oltre all'energia necessaria per il riscaldamento durante l'inverno, l'edificio avanza una costante richiesta di energia per il condizionamento dei dispositivi informatici dell'EDP. Inoltre in estate, il condizionamento degli edifici determina picchi di domanda, quindi l'energia ricavata dalle acque di scarico può essere utilizzata sia per riscaldare che per raffreddare (figura 1.9).

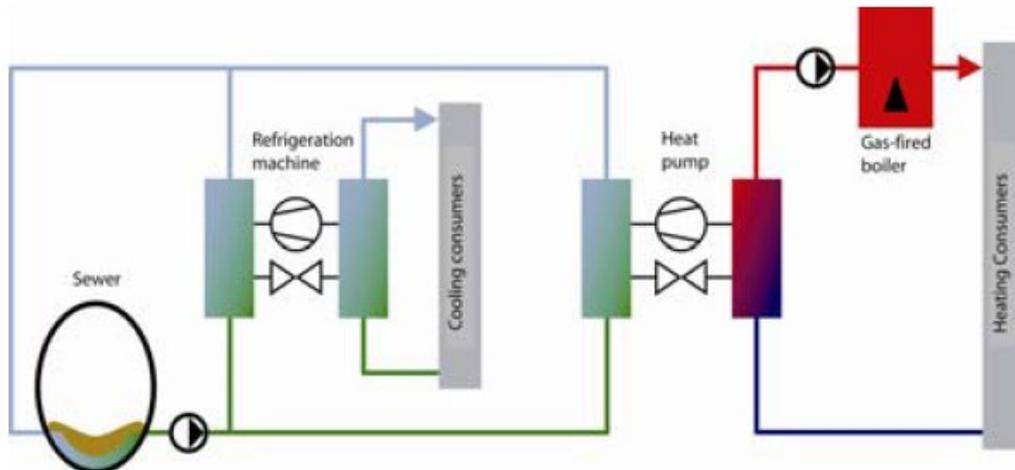


Figura 1.9: Schema rappresentante l'installazione dell'impianto a Lucerna (EBM 2007).

Il surplus di calore viene trasferito a un hotel confinante, che ha forti esigenze di calore durante l'intero periodo dell'anno sia per il riscaldamento che per l'acqua calda; per far fronte a questa necessità è stato predisposto un boiler alimentato a gas utilizzato durante i picchi di domanda durante il periodo invernale.

Per quanto riguarda il caso della capitale norvegese Oslo, un intero quartiere è stato rifornito di energia ottenuta dalle acque di scarico per più di vent'anni. Il punto di partenza per la pianificazione di questo sistema fu rappresentato da uno studio energetico nel quale venivano confrontate diverse varianti per il rifornimento di energia; i costi più bassi risultavano dalla variante che proponeva l'utilizzo di pompe di calore per le acque di scarico. La ragione di questo risultato positivo deriva dalla combinazione di raffreddamento e riscaldamento: utilizzando un sistema a quattro tubi, uffici, scuole, impianti sportivi ed edifici residenziali connessi al sistema vengono riforniti sia di calore che di freddo per il condizionamento. Ne risulta che impianti decentralizzati per il condizionamento così come installazioni individuali non sono più necessarie, e inoltre gli investimenti e i costi di mantenimento sono ridotti. Il rifornimento di energia avviene tramite tre diversi centri: la stazione di base per il riscaldamento con due

pompe di calore e impianti di refrigerazione è collocata direttamente a fianco della fognatura delle acque di scarico in una cavità sottoterra (figura 1.10).



Figura 1.10: Sandvika Wastewater centrale energetica a Oslo (Friothersm 2007).

Per far fronte ai picchi di portata viene collegata alla rete energetica una centrale di calore con tre boiler alimentati a gasolio e un impianto tradizionale a raffreddamento; le due pompe di calore, ciascuna delle quali con una potenza di 6,5 MW (operazioni di raffreddamento 4,5 MW), sostengono l'80% della produzione di energia.

1.5 Recupero del calore su larga scala

Il potenziale energetico dell'acqua purificata è sensibilmente più elevato rispetto all'acqua non ancora trattata; il motivo consiste nel fatto che, a valle del depuratore, l'acqua di scarico può essere raffreddata molto di più che a monte, fino a raggiungere gli 8 Kelvin. Per la fauna acquifera tale raffreddamento delle acque di scarico è assai positivo; purtroppo il grande potenziale energetico delle

acque di scarico purificate non può essere utilizzato in molti luoghi poiché gli impianti di trattamento delle fognature si trovano fuori dalle aree residenziali, dove non vi è utenza.

Idealmente, l'energia che si trova nell'acqua di scarico purificata può essere utilizzata nello stesso impianto di trattamento delle acque, per esempio per riscaldare la caldaia o le acque di scolo a bassa temperatura. Entrambe le applicazioni consentono l'utilizzo di energia dalle acque di scarico a un livello di temperatura che risulta interessante per le pompe di calore; esistono comunque solamente pochi esempi di utilizzo di calore dalle acque di scarico negli impianti di trattamento delle acque, poiché molti impianti dispongono di grandi quantità di calore disperso. In futuro quest'idea potrebbe sollevare un grande interesse se gli impianti di depurazione lavorassero per un miglioramento del gas delle fognature al fine di avvicinarlo agli standard di qualità del gas naturale, e così si sarebbe in grado di convogliarlo nelle condutture pubbliche di gas.

In Svizzera esistono circa venti impianti di trattamento delle acque di scarico che utilizzano il calore delle acque di scarico purificate esternamente. Si distinguono due sistemi di rifornimento di calore: uno riguardante il raffreddamento, l'altro il riscaldamento (figura 1.11).

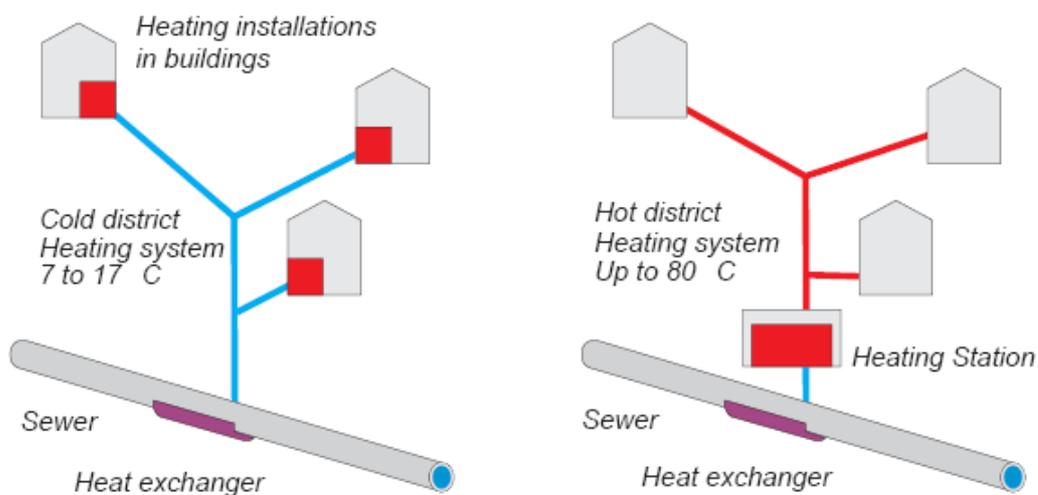


Figura 1.11: A sinistra sistema di raffreddamento, a destra sistema di riscaldamento (SwissEnergy 2005).

Nel primo caso, l'acqua di scarico purificata viene raccolta dal deflusso dell'impianto di depurazione e viene pompato attraverso una conduttura principale del freddo all'utenza. La generazione del calore, utilizzando le pompe di calore, avviene in maniera decentralizzata: dopo l'estrazione del calore, l'acqua di scarico raffreddata viene restituita all'impianto di trattamento della fogna oppure viene direttamente incanalata al ricettore (Deiss 2007). Nel caso del sistema di riscaldamento, il calore utilizzabile è generato centralmente in seno all'impianto di trattamento o in un edificio adiacente.

Facendo riferimento al caso della capitale svizzera Berna, si osserva che l'impianto di trattamento delle acque di scarico è progettato per circa 350.000 abitanti; nelle acque di scarico purificate si rileva un potenziale di calore recuperabile di più di 30 MW. Parte di questo potenziale ovvero 1400 kW viene condotto nel sistema di riscaldamento del quartiere adiacente di Bremgarten (figura 1.12); il collettivo di calore di questo quartiere vende un totale di 5 GWh di calore all'anno, circa il 60% del quale è originato dalle acque di scarico. Il coefficiente annuale di prestazione del sistema delle pompe di calore delle acque di scarico è 3.0.



Figura 1.12: Scambiatore di calore al depuratore di Berna; Potenza: 2x 700 kilowatt. (Wellstein J. 2007)

Il villaggio olimpico di Vancouver ha utilizzato il sistema di recupero di calore dalle acque di scarico. Dopo aver considerato una serie di alternative, la città di Vancouver ha scelto di seguire l'esempio dettato dalla città di Oslo, e ha implementato il primo sistema di recupero di calore dalle fognature in nord America in occasione dei giochi olimpici invernali 2010. Un'enorme quantità di energia termica viene dispersa quando i fluidi derivanti dagli impianti di trattamento dalle acque di scarico vengono riversati in superficie per alimentare i corsi d'acqua. Le tecnologie esistenti per recuperare calore dalle fogne riescono a catturare questa energia dispersa e a farne un utilizzo produttivo trasformandola in calore o raffreddandola per gli edifici domestici o ancora gli rifornisci di acqua calda ad uso domestico. Alcune città europee costituiscono un ottimo esempio: il progetto di Oslo estrae calore dalle acque di scarico utilizzando grossi impianti collocati alla fine di un tunnel lungo 300 metri. Tali impianti conducono il calore dalle fognature e lo trasferiscono alla rete di condutture dell'acqua calda che alimenta migliaia di radiatori nella città; infatti la pompa di calore, insieme al sistema di compressori e condensatori produce 18 MW, una quantità sufficiente per riscaldare 9000 abitazioni. In un altro Progetto implementato in Svezia è stata utilizzata una pompa di calore più grande con una capacità di 160 MW per ottenere calore dal trattamento delle fognature. Un ulteriore esempio è costituito dalla Finlandia, dove un impianto di 90 MW ha permesso di sfruttare le acque di scarico.

1.6 Raffreddamento attraverso le acque di scarico

Come già sottolineato, le acque di scarico possono essere sfruttate sia per il riscaldamento che per il raffreddamento; numerosi esempi hanno dimostrato che l'uso combinato delle acque di scarico per produrre riscaldamento e

raffreddamento costituisce un metodo estremamente economico di fornitura di energia. Tali sinergie risultano evidenti nell'acquisto di impianti di raffreddamento, e ulteriori risparmi possono essere ottenuti ridimensionando i sistemi di controllo e manutenzione.

Il condizionamento attraverso le acque di scarico viene normalmente attuato utilizzando un sistema refrigerante di compressione tradizionale. È comunque possibile anche l'utilizzo diretto delle acque di scarico fredde nei casi in cui la temperatura dell'acqua non cresca eccessivamente durante il periodo estivo. Esistono numerosi esempi di implementazione di sistemi di condizionamento sfruttando le acque di scarico; se vengono utilizzate per raffreddare, tali acque dovranno essere riscaldate. Infatti in molti luoghi le stipulazioni sulla protezione dell'acqua vietano l'introduzione di acqua refrigerata nei canali ricettori; in questi casi l'utilizzo combinato delle acque di scarico per produrre calore e condizionamento non è possibile. In caso venga pianificata un'attività di condizionamento tramite le acque di scarico, è innanzitutto necessario verificare l'approvazione dell'autorità responsabile della protezione dell'acqua.

1.7 Implicazioni economiche ed ecologiche

Come dimostra uno studio elaborato dallo Swiss Federal Office of Energy, l'autosufficienza economica del sistema dello sfruttamento del calore dalle acque di scarico dipende da tre fattori decisivi: i prezzi delle risorse tradizionali di energia, le dimensioni del sistema (i requisiti dell'energia di riscaldamento) e la intensità del calore durante il suo utilizzo (come passa il calore in relazione alla lunghezza della condotta). Considerando i prezzi del gasolio (secondo questa ricerca del 2009) di 90\$ per 100 litri e una tipica intensità di calore di 2,5MWh per metro di distribuzione, il costo di installazione di un impianto di trattamento delle acque di scarico corrisponde approssimativamente a 1MW (Eicher Hp.

2008). Questo valore è valido per gli impianti che forniscono energia bivalente soddisfacendo la domanda per una quota tra il 60÷80% grazie alle pompe di calore; se l'impianto non è solo utilizzato per il riscaldamento ma anche per il condizionamento, il valore limite della domanda di calore crolla drasticamente. Come dimostra lo studio, i costi della produzione energetica per le installazioni di recupero di calore dalle acque di scarico variano da un minimo di 0.07\$ a 0.22\$ per kWh.

Le pompe di calore delle acque di scarico lavorano con efficienza: il consumo di energia primaria in relazione all'energia utile prodotta risulta notevolmente inferiore rispetto ai sistemi tradizionali di generazione di caldo e di freddo. In confronto a un impianto di riscaldamento a condensazione a gas, una pompa di calore di acque di scarico (con boiler per i picchi di portata) utilizza il 10% in meno di energia primaria, e rispetto a un impianto a riscaldamento a gasolio consuma persino il 23% in meno. Inoltre, facendo il confronto con altri sistemi a pompe di calore, gli impianti di acque di scarico funzionano efficientemente; la ragione consiste nel fatto che la risorsa di calore presenta temperature favorevoli durante tutto l'anno. I sistemi delle acque di scarico, quando correttamente installati e perfettamente operanti, ottengono alti coefficienti annuali di prestazione: il più alto valore misurato in Svizzera, rilevato in un impianto di Basilea, ammonta a più di 7.

Gli impianti per ottenere energia dalle acque di scarico sono compatibili con l'ambiente; rispetto a un sistema di calore alimentato a gasolio, una pompa di calore bivalente, per il trattamento delle acque di scarico alimentata principalmente con elettricità dalle centrali elettriche svizzere, determinano solamente il 22% delle emissioni di CO₂. Se l'energia necessaria per il funzionamento per la pompa di calore viene fornita da una pompa combinata alimentata a gas e da un'unità di energia, le emissioni si riducono ulteriormente al 41% (tab.1.1). Nell'eco-bilancio di una pompa di calore con l'utilizzo di calore disperso dalle acque di scarico, commissionato dalla città di Zurigo, gli autori concludono che le pompe di calore degli impianti delle acque di scarico

funzionano meglio che i boiler alimentati a gas naturale per un fattore tra i 2÷5 (Faist M. 2004).

Tabella 1.1: Emissioni di CO₂ relativi a diversi sistemi di produzione di energia.

Waste water heat pump, bivalent	22%
Combination heat pump - combined heat and power unit	41%
Gas heater with condensation	63%
Oil-fired heating	100%

Assumptions: Annual coefficient of performance of heat pump 3.5; heat production split: heat pump 80%, gas-fired peak-load boiler 20%, efficiency of the combined heat and power unit: power 35%, heat 55%; share of heat production: heat pump 50%, CHP unit 30%, gas-fired peak-load boiler 20% (EnergieSchweiz 2005).

1.8 Uso sistematico del potenziale

Al fine di poter utilizzare sistematicamente l'energia potenziale delle acque di scarico, sono necessari alcuni dati fondamentali per i progettisti e costruttori che dimostrino dove e con quale volume sia disponibile l'energia dalle acque di scarico.

Diverse città svizzere hanno compilato le cosiddette mappe d'uso delle acque di scarico, nelle quali vengono indicate le fognature adatte per l'estrazione di calore e l'energia sfruttabile. La raccolta e la preparazione dei dati avviene normalmente nell'ambito delle consuete operazioni di pianificazione territoriale locale (Schmid F. 2007).

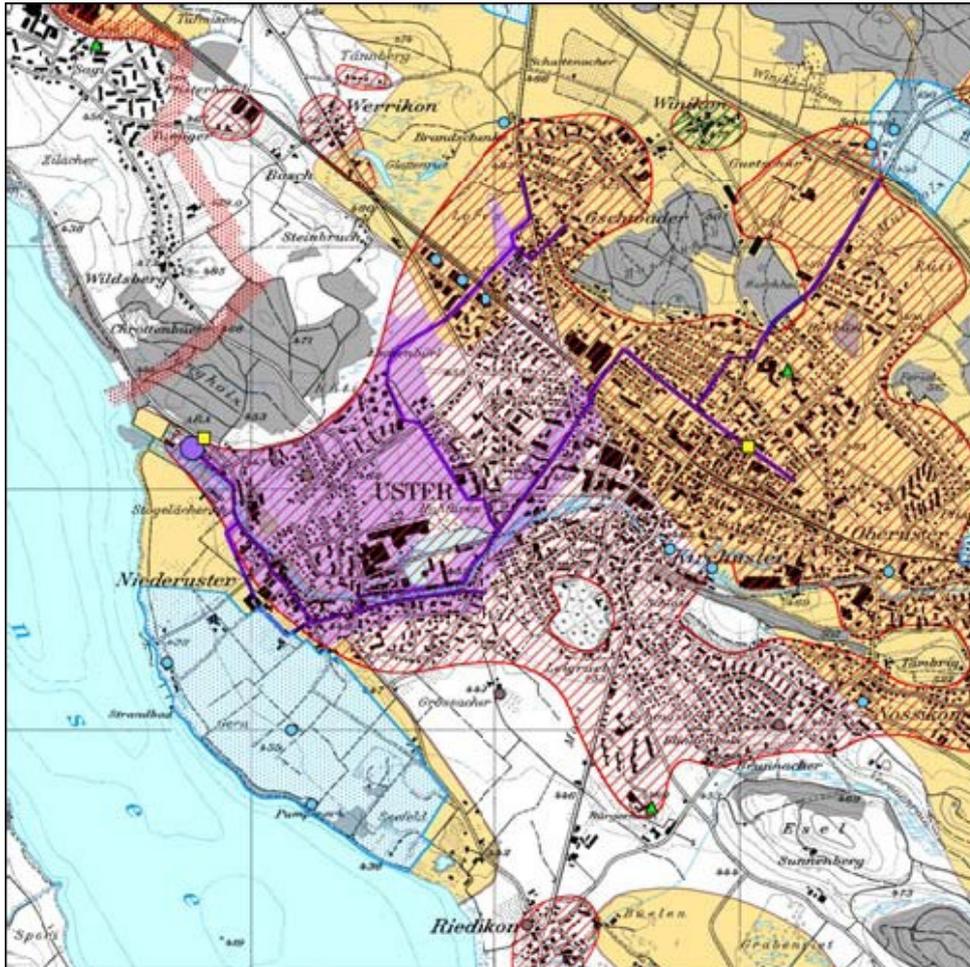


Figura 1.13: Mappa di fornitura energetica della città di Uster (Svizzera): l'area prioritaria per l'utilizzo di energia dalle acque di scarico è marcata in viola lungo i larghi drenaggi e vicino all'impianto di depurazione. L'area di fornitura del gas è indicata in rosso sfumato (SwissEnergy 2004).

Una volta raccolti i dati, in merito all'energia delle acque di scarico, possono anche essere utilizzati per la pianificazione regionale di forniture energetiche; diverse municipalità svizzere dispongono di un piano di fornitura energetica che determina la priorità delle varie risorse energetiche nei diversi quartieri. Oltre a zone con forniture di gas e zone che consentono l'uso del calore geotermico o delle acque del sottosuolo, vengono anche determinate delle aree che, grazie alla

loro vicinanza a una grande rete fognaria o all'impianto di depurazione, sono adatte per l'utilizzo di energia dalle acque di scarico (figura 1.13).

Se una costruzione avviene in questa determinata area, l'utilizzo di una pompa di calore per le acque di scarico è obbligatorio, a condizione che l'impianto possa essere implementato in modo economicamente accettabile. Poiché l'utilizzo di energia dalle acque di scarico contribuisce all'implementazione di obiettivi locali in ambito ambientale ed energetico, numerose città in Svizzera sono oggi attive nel diffondere questa nuova tecnologia. Possibili attività sono il supporto finanziario di ricerche preliminari, l'implementazione e l'installazione di impianti di recupero di energia dalle acque di scarico negli edifici pubblici come scuole e uffici, la presa in appalto da parte delle funzioni pubbliche degli impianti di depurazione, così come è importante fornire informazioni ai costruttori in merito al quadro di procedure di approvazione degli edifici.

1.9 Aspetti legali

Gli impianti per la fornitura di energia sfruttando le acque di scarico necessitano di permessi legali inerenti la protezione dei canali e dei fiumi, oltre che la normale approvazione edilizia. Inoltre, è necessario un contratto con l'operatore delle fognature sull'utilizzo dell'impianto di trattamento della fogna; questo può significare che sia necessario ottenere una licenza. Il refrigeramento o il riscaldamento delle acque di scarico potrebbe non risultare in linea con gli obblighi legali ai quali è sottoposto l'impianto di trattamento delle acque; allo stesso modo la protezione dei canali e dei fiumi deve essere garantita dopo l'introduzione del sistema di sfruttamento energetico delle acque di scarico. Per questa ragione viene sempre richiesta un'approvazione legale dall'autorità responsabile per la protezione dell'acqua, la quale decide se il raffreddamento o il riscaldamento delle acque di scarico pianificato in precedenza è regolare o

meno. Tutte le responsabilità e gli obblighi connessi alla costruzione, alla messa in atto e al mantenimento degli impianti per la generazione di energia dalle acque di scarico vengono definite in un contratto per l'utilizzo tra il proprietario dell'impianto e delle fognature e l'utente dell'energia. Al fine di escludere ogni contestazione legale derivante da una caduta del potenziale energetico prodotto, il contratto per l'utilizzo è solito vincolare l'operatore dell'impianto con una licenza d'uso; di solito si concorda che la tassa di licenza dovuta sia di puro valore simbolico, in quanto una tassa consistente sarebbe svantaggiosa per l'autosufficienza economica del sistema di sfruttamento energetico ecosostenibile delle acque di scarico.

1.10 Aspetti di pianificazione e messa in atto

La contaminazione degli scambiatori di calore può compromettere seriamente l'efficienza degli impianti per recuperare energia dalle acque di scarico; questo rischio costituisce una grave minaccia per la pianificazione e la messa in atto dei suddetti impianti. La formazione di un biofilm sulla superficie dei materiali che entrano in contatto con le acque di scarico non può infatti mai essere completamente esclusa; nel peggiore dei casi la prestazione di trasmissione di calore di uno scambiatore di calore può ridursi sino a un fattore massimo di 2. Perciò la questione da porsi è come poter controllare questo fenomeno. Essenzialmente esistono tre strategie:

- la prevenzione della formazione del biofilm attraverso un trattamento preliminare delle acque di scarico (filtraggio e setacciamento) impiegando materiali e superfici speciali, e ottimizzando i tassi di flusso;
- pulizia periodica dello scambiatore di calore;
- allargamento delle superfici dello scambiatore di calore.

Quale di queste tre strategie porti al miglior risultato deve essere chiarito di caso in caso in base alla qualità delle acque di scarico e ad altre condizioni rilevanti.

Un' efficiente operatività degli impianti di recupero di energia dalle acque di scarico si basa su strategie di controllo appropriate e su un concetto idraulico innovativo al fine di poter gestire al meglio le variazioni energetiche (caratteristiche del flusso delle acque di scarico). La progettazione e il controllo del circuito primario rappresenta una grande sfida: una possibilità per ottimizzarlo è evidente quando l'acqua di scarico può essere condotta direttamente nell'evaporatore della pompa di calore al fine di ottenere temperature di evaporazione più elevate. In generale, si può dire che la concezione e il controllo di tale impianto è più semplice quando viene utilizzata l'acqua di scarico purificata piuttosto che l'acqua non ancora trattata. Infatti, quando si utilizza acqua non trattata, diventa necessaria una soluzione speciale, nel caso che l'operatore dell'impianto richieda l'interruzione dell'estrazione di energia non appena che la temperatura delle acque di scarico crolli al di sotto della temperatura limite dell'impianto.

La progettazione e il dimensionamento degli impianti di calore delle acque di scarico richiede una conoscenza specifica della tecnologia riguardante le acque di scarico; in particolare è necessaria una grande cautela quando la quantità delle acque di scarico e la loro temperatura vengono determinate, così come quando viene definita la prestazione della trasmissione dello scambiatore di calore. È dunque raccomandabile fare sempre affidamento a un progettista specializzato; l'associazione tedesca per l'economia delle acque di scarico, le fognature e le perdite (DWA) ha pubblicato nel 2008 una brochure che fornisce consigli per la pianificazione degli impianti di recupero dell'energia dalle acque di scarico.

Capitolo 2

LE POMPE DI CALORE

2.1 Generalità

Una pompa di calore è un dispositivo che “sposta” calore da un luogo in bassa temperatura (sorgente) a uno in alta temperatura (utenza), utilizzando dell’energia. Fondamentalmente, la pompa di calore (p.d.c.) utilizza lo stesso principio dei condizionatori d’aria ma operando in maniera opposta. Si è definito come ciclo frigorifero quello nel quale attraverso la somministrazione di lavoro un fluido assorbe calore da una sorgente a temperatura bassa e cede calore a una sorgente a temperatura più elevata; inoltre si considera fase utile quella dell'assorbimento di calore a bassa temperatura. Il calore ceduto alla sorgente a temperatura elevata è disperso all'aria o all'acqua e non è utilizzato; ma ci si può proporre di utilizzare questo calore a scopo di riscaldamento.

Quando un ciclo risponde a questo scopo, esso è detto «ciclo a pompa di calore» per l'analogia dell'operazione del trasporto del calore da un livello più basso ad un livello più elevato di temperatura, con quella di una pompa che solleva un fluido da una quota inferiore ad una quota superiore. Perciò un ciclo a pompa di calore dal punto di vista termodinamico non differisce affatto da un ciclo frigorifero: cambia soltanto l'organo utilizzatore.

Si dice indice o coefficiente di effetto utile di una pompa di calore (indicato sovente con il simbolo c.o.p. - coefficient of performance) il rapporto fra il calore utilizzato alla «sorgente calda» e il lavoro speso.

Si consideri il ciclo a compressione di vapore.

Si ha:

$$\varepsilon_p = \frac{Q_1}{L} = \frac{Q_0 + L}{L} = \varepsilon_f + 1 \quad (2.1)$$

e in termini di flusso:

$$\varepsilon_p = \frac{q_1}{P} = \frac{q_0 + P}{P} = \varepsilon_f + 1 \quad (2.2)$$

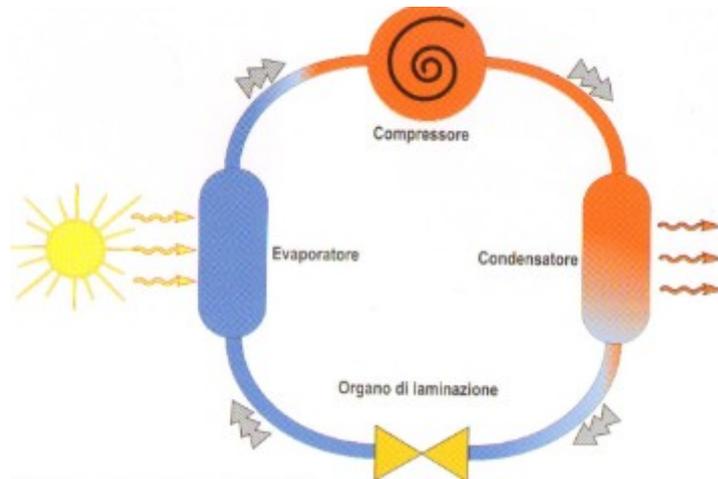


Figura 2.1: Schema di un impianto a pompa di calore a compressione di vapore (Hidros. 2010).

Il c.o.p. di una pompa di calore è quindi sempre maggiore di uno ed è eguale al c.o.p. dello stesso ciclo considerato come ciclo frigorifero, aumentato di una unità. È chiaro che, come per i cicli frigoriferi, si possono avere pompe di calore a compressione di vapore, a compressione di gas e pompe di calore ad assorbimento.

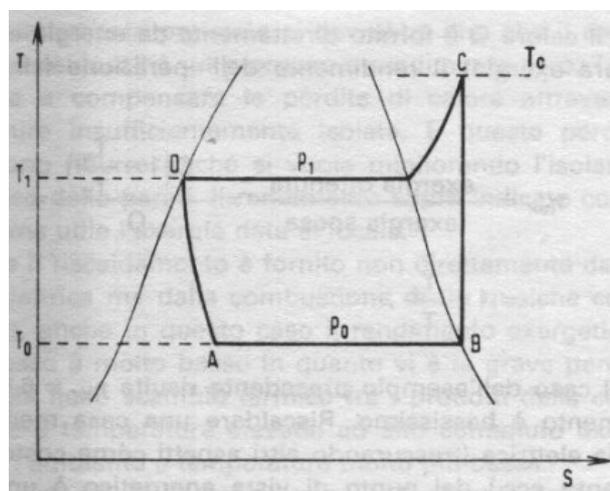


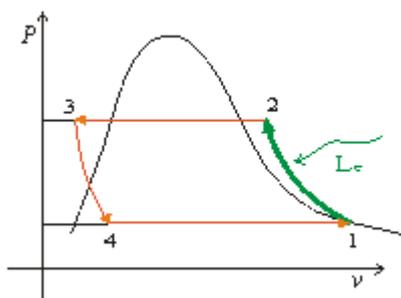
Figura 2.2: Ciclo di una pompa di calore nel diagramma p-h (Riello, 1989).

2.1.1 Funzionamento di una pompa di calore

La pompa di calore utilizza un circuito frigorifero ed uno speciale fluido (chiamato fluido frigorifero) che, a seconda della temperatura e della pressione a cui si trova nelle condizioni di utilizzo può presentarsi sotto forma di stato gassoso o liquido. Dalla figura 2.1 si può osservare che il circuito frigorifero è costituito da:

- il compressore;
- il condensatore (chiamato anche scambiatore utenze);
- la valvola di espansione;
- l'evaporatore (chiamato anche scambiatore sorgente).

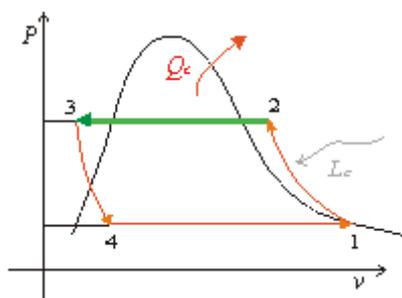
All'inizio il liquido viene compresso adiabaticamente nel compressore, che necessita però, di una certa energia esterna (lavoro L_c), per essere mosso:



questo azionamento è effettuato nella maggior parte dei casi tramite motori elettrici (anche se non mancano esempi di accoppiamento con motori a combustione interna o macchine alternative a vapore). Come si evince chiaramente dal ciclo termodinamico, l'energia

Figura 2.3: Compressione adiabatica del compressore nel grafico $P V$ (Geotermica Saval, 2010).

spesa dal compressore si trasferisce nel gas evolvente, che, per effetto di questo lavoro, si surriscalda rispetto alla temperatura di saturazione che compete alla pressione raggiunta a valle del compressore.

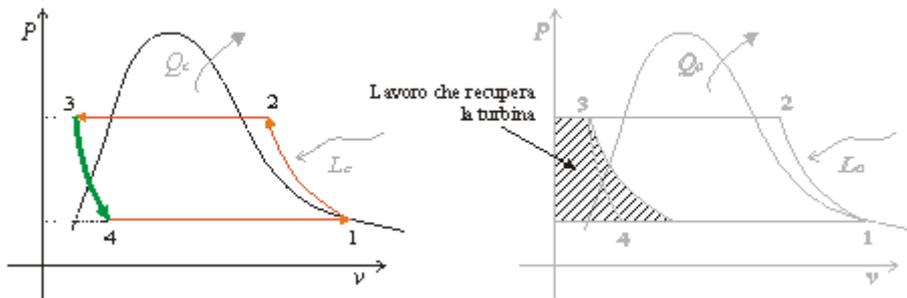


Il vapore surriscaldato giunge ad alta pressione dal compressore. Con una trasformazione isobara, viene raffreddato, fino ad una temperatura

Figura 2.4: Trasformazione isobara del condensatore nel grafico $P V$ (Geotermica Saval, 2010).

ottenibile tramite un semplice raffreddamento ad aria o acqua, che in alcuni casi può essere anche forzato. Il refrigerante dunque, mantenendo costante la sua pressione si condensa totalmente, passando dallo stato gassoso a quello liquido, ad una temperatura inferiore, e rilasciando perciò una certa quantità di calore (Q_c) dal sistema.

Nella valvola di laminazione il fluido refrigerante effettua una espansione

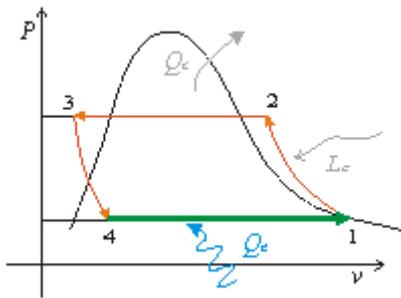


isoentalpica, che in questo caso, non avviene in un organo meccanico,

Figura 2.5: Espansione adiabatica della valvola di laminazione nel grafico P V e grafico P V dell'espansione della turbina con Lavoro che sarebbe potuto essere recuperato (Geotermica Saval, 2010).

come lo era la turbina nel ciclo della macchina a vapore, capace anche di scambiare lavoro con l'esterno. Infatti, a causa del ridotto volume specifico che il fluido ha durante la sua trasformazione, il lavoro ottenibile nell'espansione, sarebbe solamente una piccola frazione di quello speso nel compressore, e non giustificherebbe l'uso di un espansore meccanico, delicato e costoso. Per questi motivi, è favorito l'impiego di un organo di laminazione statico, che può essere costituito da una valvola (valvola di strozzatura), o da un tubo di piccolo diametro (tubo capillare). Da questo deriva che bisogna tener conto dell'irreversibilità di questa espansione, perfino nei cicli inversi standard ideali.

Nell'evaporatore il liquido completa il cambiamento di fase vaporizzando, e passa dallo stato liquido a quello gassoso. La vaporizzazione è isoterma e isobara e il refrigerante assorbe una grande quantità di calore (Q_e) dall'ambiente circostante, raffreddandolo. Lo scopo della macchina frigorifera,



come abbiamo visto, è di trasformare l'energia entrante sotto forma di lavoro (L_c), in assorbimento di calore (Q_c), uscente.

Per riassumere, il fluido refrigerante, nel suo stato gassoso, viene compresso e messo in circolazione nel circuito dal compressore.

Figura 2.6: Vaporizzazione isoterma e isobara dell'evaporatore in $P V$ (Geotermica Saval, 2010).

Nel processo di compressione il gas aumenta di pressione e temperatura e viene inviato nel condensatore (o scambiatore utenze) dove si raffredda e si condensa, a pressione costante utilizzando un fluido esterno che è, normalmente, acqua. All'uscita del condensatore il fluido refrigerante si trova ad alta pressione, a temperatura media ed in fase liquida e viene inviato alla valvola di espansione attraverso la quale il fluido refrigerante subirà una drastica riduzione della pressione di lavoro. A questo punto il fluido refrigerante (sempre sotto forma liquida) passa attraverso un secondo scambiatore, l'evaporatore dove subirà il passaggio di stato verso la fase gassosa "assorbendo" energia dal fluido esterno all'evaporatore che, a seconda del tipo di pompa di calore può essere aria o acqua. Oltre l'evaporatore il fluido refrigerante passa nel compressore e il ciclo viene ripetuto.

In questi sistemi è essenziale che il fluido refrigerante raggiunga una temperatura sufficientemente alta quando compresso in modo che possa condensare completamente nel condensatore, allo stesso modo, raggiunga una temperatura sufficientemente bassa dopo l'espansione in modo da poter evaporare completamente nell'evaporatore. Tuttavia, maggiore è la differenza di temperatura tra i due stati del fluido refrigerante, maggiore sarà anche la differenza di pressione che, per avere efficienze elevate, dovrà invece essere la più contenuta possibile. Infatti, maggiore è la differenza di pressione, maggiore sarà l'energia che il compressore dovrà assorbire per comprimere il

gas. L'efficienza di una pompa di calore si misura dividendo la potenza termica al condensatore per la potenza elettrica assorbita al compressore, e diminuisce all'aumentare della differenza di temperatura (e pressione) tra i due scambiatori.

Le pompe di calore sono disponibili anche nella versione reversibile; nel periodo invernale producono acqua calda, nel periodo estivo possono produrre acqua fredda. Questo processo viene effettuato tramite l'attivazione di una valvola di inversione ciclo a 4 vie la quale commuta tra la modalità riscaldamento e la modalità raffreddamento mediante un segnale elettrico inviato dal pannello di controllo a microprocessore dell'unità stessa. Attivando la valvola, il fluido refrigerante viene inviato in una direzione per produrre acqua calda e nella direzione opposta per produrre acqua fredda.

2.1.2 Exergia ed anergia

L'exergia di un sistema è il massimo lavoro meccanico che può essere estratto da tale sistema quando lo si porta in equilibrio con l'ambiente di riferimento (che si ipotizza mantenga temperatura, pressione, composizione chimica costante durante il processo).

Per il primo principio della termodinamica l'energia dell'universo rimane costante, pur passando da una forma all'altra. Tuttavia non tutte le forme di energia possono essere ugualmente sfruttate per produrre lavoro utile; il concetto di exergia è stato formulato proprio per fornire una valutazione qualitativa dell'energia. Al contrario dell'energia, l'exergia dell'universo non si conserva, bensì si riduce in ogni trasformazione irreversibile, in maniera direttamente proporzionale all'incremento di entropia dell'universo. La differenza tra energia ed exergia è anche definita anergia. L'exergia di un sistema può essere ricavata dalla seguente formula:

$$Ex = E - T_a S \quad (2.3)$$

Dove Ex rappresenta l'exergia, E l'energia, T_a la temperatura ambiente e S l'entropia. Per fare un esempio si consideri una caldaia a metano: l'energia

chimica contenuta nel metano potrebbe essere impiegata anche per produrre energia meccanica attraverso un motore, mentre la stessa quantità di energia chimica, una volta avvenuta la combustione e che si è trasformata in calore per scaldare l'acqua, potrà essere impiegata per produrre una assai minore quantità di energia meccanica. Evidentemente nella caldaia c'è stata una "degradazione" dell'energia, ossia una riduzione di exergia ed un aumento di entropia. A parità di energia termica fornita, inoltre, una sorgente più calda fornisce una maggiore quantità di exergia rispetto ad una più fredda. Questo concetto può essere espresso matematicamente con la seguente formula:

$$Ex = Q \left(1 - \frac{T_a}{T_{sorgente}} \right) \quad (2.4)$$

dove Q rappresenta il calore fornito dalla sorgente calda (www.wikipedia.org).

2.2 Considerazioni di carattere exergetico sul riscaldamento di locali

Le pompe di calore sono impiegate di norma per il riscaldamento di locali, per scaldare acque destinate al consumo e per scopi particolari per i quali occorra calore a temperatura non elevata. Si fornisce calore Q per mantenere il locale a temperatura T_1 superiore di pochi gradi, al massimo qualche decina, rispetto alla temperatura dell'ambiente esterno T_a . L'exergia fornita al locale è pertanto:

$$E = Q \left(1 - \frac{T_a}{T_1} \right) \quad (2.4)$$

ed ha un valore molto piccolo rispetto alla quantità di calore Q. Per esempio se la temperatura esterna di riferimento è 0 °C e la temperatura interna del locale è + 20°C, si ottiene:

$$E = Q \left(1 - \frac{273}{293} \right) = 0,068Q . \quad (2.5)$$

Se il calore Q è fornito direttamente da energia elettrica (pura exergia) il rendimento dell'operazione è:

$$\eta_{ex} = \text{exergia ottenuta} / \text{exergia spesa} = \frac{Q \left(1 - \frac{T_a}{T_1}\right)}{Q} = 1 - \frac{T_a}{T_1} \quad (2.6)$$

Nel caso dell'esempio precedente risulta $\eta_{ex} = 6,8\%$. Il rendimento è bassissimo. Riscaldare una casa mediante energia elettrica (trascurando altri aspetti come costo dell'impianto ecc.) dal punto di vista energetico non avrebbe senso. La cosa è rappresentata dal diagramma di flusso di fig. 2.7, nel quale con E si indica l'exergia e con A l'anergia. Strettamente parlando si dovrebbe dire che il riscaldamento dei locali è un processo a rendimento zero. Tutto si riduce a compensare le perdite di calore attraverso le strutture insufficientemente isolate.

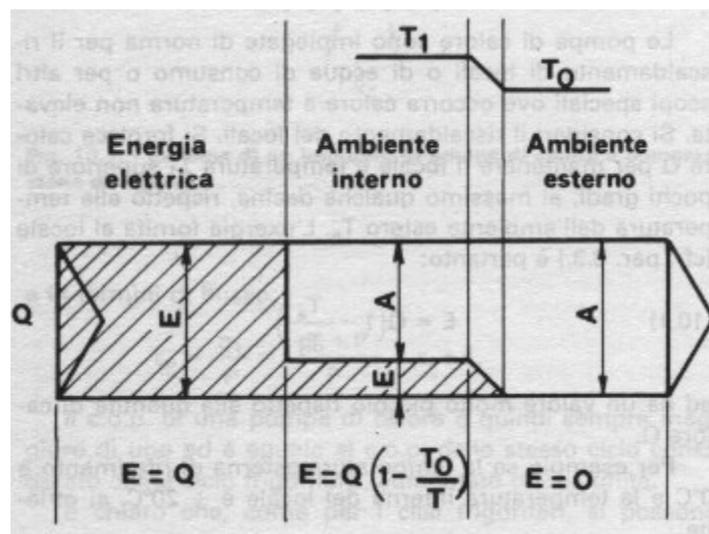


Figura 2.7: Flusso di calore e flusso di exergia nel riscaldamento di un ambiente mediante energia elettrica (Riello, 1989).

Queste perdite si possono ridurre finché si vuole migliorando l'isolamento termico delle pareti. Il rendimento sopra indicato considera come utile l'exergia data al locale. Se il riscaldamento è fornito non direttamente da energia elettrica ma dalla combustione di un qualche combustibile, anche in questo caso il rendimento exergetico del processo è molto basso, in quanto vi

è la grave perdita di exergia nello scambio termico fra i prodotti della combustione a temperatura elevata e l'ambiente a temperatura molto più bassa. È razionale quindi nei processi di riscaldamento, dove si richiede calore solo a pochi gradi o a poche decine di gradi al di sopra della temperatura dell'ambiente esterno di riferimento, somministrare “energia povera”, ossia a basso contenuto exergetico. La pompa di calore risponde proprio a questo presupposto; essa consente di somministrare una quantità di calore:

$$Q_1 = Q_0 + L \quad (2.7)$$

alla sorgente calda. E questo calore è formato dalla frazione Q_0 , calore sottratto all'ambiente esterno, che è pura anergia e solo in più piccola parte da exergia L . La fig. 2.8. è chiaramente indicativa. Il rendimento exergetico di una pompa di calore è dato da:

$$\eta_{ex} = \frac{Q_1 \left(1 - \frac{T_a}{T_1} \right)}{L} = \frac{e_{ott}}{e_{sp}} \quad (2.8)$$

e si può scrivere anche:

$$\eta_{ex} = \varepsilon_p \left(1 - \frac{T_a}{T_1} \right). \quad (2.9)$$

Si ricorda che il valore massimo di ε_p nel caso si riuscisse ad eliminare ogni irreversibilità (ciclo di Carnot inverso) è dato da:

$$\varepsilon_p = \left(\frac{T_1}{T_1 - T_a} \right) \quad (2.10)$$

Si vede quindi come in questo caso il valore del rendimento exergetico η_{ex} sarebbe eguale all'unità. In ogni caso comunque la (2.8) consente di confrontare realmente le varie pompe di calore indipendentemente dalle temperature di funzionamento.

2.3 I rendimenti reali delle pompe di calore

In una pompa di calore che funzioni fra una temperatura esterna $t_a = 0^\circ\text{C}$ e una temperatura interna $t_1 = + 20^\circ\text{C}$ raramente si riesce ad avere un coefficiente pratico maggiore di 3. Ciò corrisponde ad un rendimento exergetico per la (10.4) pari a:

$$\eta_{ex} = 3 \cdot 0,068 = 0.204 \quad (2.11)$$

È questo l'ordine di grandezza dei rendimenti che si hanno nelle comuni pompe di calore per il riscaldamento domestico. La fig. 2.8 che rappresenta il comportamento teorico si trasforma nella figura 2.9. Si deve somministrare energia elettrica al compressore (exergia) in misura molto maggiore del teorico per sopperire alle perdite localizzate.

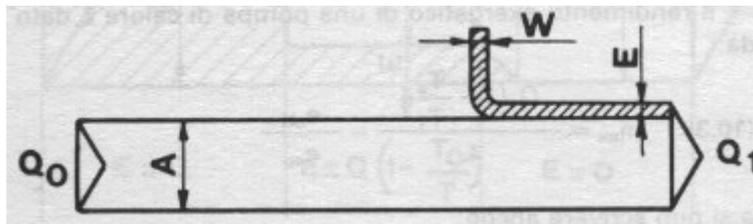


Figura 2.8: Flusso di calore e flusso di exergia nel funzionamento di una pompa di calore (caso teorico senza irreversibilità) (Riello, 1989).

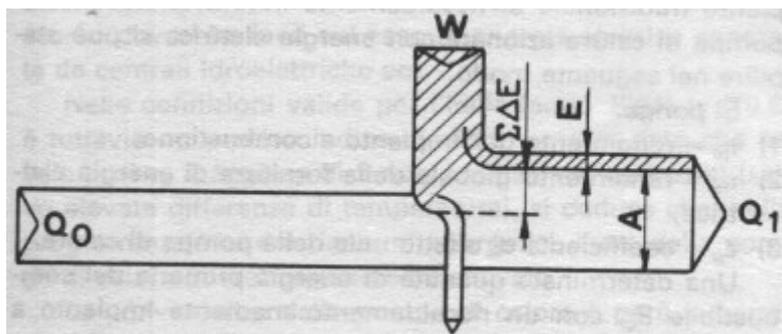


Figura 2.9: Flusso di calore e flusso di exergia nel funzionamento pratico di una pompa di calore (Riello, 1989).

2.4 Convenienza delle pompe di calore

Si può considerare la pompa di calore dal punto di vista del risparmio energetico. Nei riguardi del riscaldamento elettrico la convenienza della pompa di calore è indiscutibile, per quanto detto sopra (il coefficiente ε_p è per definizione maggiore di uno). Nei riguardi di un impianto tradizionale di riscaldamento il confronto con una pompa di calore azionata con energia elettrica si può stabilire nel modo seguente. Si ponga:

- 1) η_c = rendimento dell'impianto a combustione;
 - 2) η_e = rendimento globale della fornitura di energia elettrica;
 - 3) ε_p = coefficiente di effetto utile della pompa di calore.
- Una determinata quantità di energia primaria del combustibile E_c , con un riscaldamento mediante impianto a combustione tradizionale dà la quantità di calore utile:

$$Q_c = \eta_c E_c. \quad (2.12)$$

La stessa quantità di energia primaria E_c spesa per generare energia elettrica, in una centrale termoelettrica dà, attraverso la pompa di calore, la quantità di calore:

$$Q_p = \eta_e \varepsilon_p E_c. \quad (2.13)$$

La pompa di calore è conveniente se:

$$Q_p > Q_c, \quad (2.14)$$

ossia se:

$$\varepsilon_p > \frac{\eta_c}{\eta_e} \quad (2.15)$$

Valutato per esempio $\eta_c = 0,7$ il rendimento di una comune caldaia di riscaldamento domestico, ed $\eta_e = 0,35$ il rendimento globale per l'energia elettrica, risulta che deve essere:

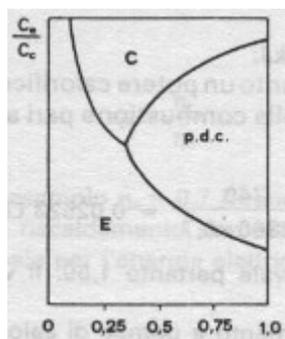
$$\varepsilon_p > 2. \quad (2.16)$$

Per questo esempio si prescinde da altri vantaggi, quali l'impiego nella centrale termoelettrica di combustibili meno pregiati (carbone al posto di gasolio) o la generazione di energia elettrica mediante centrali nucleari. E altro discorso dovrebbe farsi nel caso di energia elettrica generata da centrali idroelettriche ecc. Nelle condizioni valide per l'Italia (anno 1981) la (2.16) è tuttavia un preciso indice di riferimento e, dato che un valore di ε_p maggiore di 2 non è difficile a realizzarsi (salvo elevate differenze di temperatura), si deduce che, nella programmazione dei risparmi energetici, l'uso della pompa di calore dovrebbe essere incentivato. La convenienza della pompa di calore è però subordinata anche ad un esame dal punto di vista economico. Detto C_c il costo dell'unità di calore ottenuta per combustione in un impianto di riscaldamento tradizionale e detto C_e il costo dell'unità di calore fornita dalla rete elettrica, si ha un vantaggio a far funzionare la pompa di calore (azionata sempre ad energia elettrica) se:

$$\varepsilon_p > \frac{C_e}{C_c}. \quad (2.17)$$

Attualmente si può indicare che l'utilizzo della pompa di calore sostitutiva della caldaia, determina certamente un risparmio nei costi di esercizio; tuttavia il maggior costo di impianto richiede un tempo per il rientro del capitale superiore a 10 anni. Un'analisi più dettagliata, invece, richiede quei casi in cui si debba realizzare un impianto di climatizzazione estivo; è opportuno verificare la convenienza economica dell'impiego della pompa di calore, in quanto il maggior costo dell'impianto è rappresentato quasi esclusivamente dalla differenza tra il costo della pompa di calore reversibile e il gruppo predisposto per la climatizzazione estiva. La pompa di calore può essere scelta per sopperire esclusivamente i carichi estivi e pertanto può non essere in grado di coprire totalmente i carichi invernali; al di sotto di una certa temperatura esterna la pompa di calore può essere disattivata e subentra

il riscaldamento tradizionale. Anche in tali casi, tuttavia, il risparmio in esercizio anche se limitato nella durata nella stagione invernale, può compensare il maggior costo di impianto. si deve dire, a parte motivi politici e contingenti che dettano i costi delle differenti forme di energia, che il confronto economico non può prescindere dalle spese di installazione. Queste sono piccole, quasi trascurabili per un impianto a riscaldamento elettrico diretto; notevoli per un impianto a riscaldamento con caldaia; molto notevoli per un impianto a pompa di calore. Una conclusione, di tipo solo qualitativo, è rappresentata nella figura 2.10, dove in ascissa è indicato il tempo di funzionamento della pompa di calore (in frazione di anno) e in ordinata il rapporto C_e/C_c sopra considerato. La figura è riferita a un ben determinato valore del coefficiente ε_p . Il piano è diviso in tre zone: E, C e p.d.c., rispettivamente indicanti la convenienza del riscaldamento elettrico, del riscaldamento a combustibile e del riscaldamento a pompa di calore. Si constata che il riscaldamento elettrico conviene ovviamente se C_e/C_c è piccolo, oppure anche per elevati costi dell'energia elettrica, se il riscaldamento si attua solo per una frazione piccola di un anno. Il



riscaldamento a combustibile conviene per rapporti C_e/C_c elevati. Il riscaldamento a pompa di calore conviene a partire da un minimo di utilizzo durante l'anno e si impone, per valori ragionevoli del rapporto C_e/C_c , quanto più lungo è il periodo di riscaldamento.

Figura 2.10: Zone di convenienza di tre sistemi di riscaldamento (Riello, 1989).

2.5 Tipologie delle pompe di calore

I più comuni tipi di pompe di calore per il riscaldamento dei locali possono avere come sorgente fredda e come sorgente calda o l'aria o l'acqua. Si hanno quindi le quattro combinazioni:

- a) p.d.c. aria - aria;
- b) p.d.c. acqua - aria;
- c) p.d.c. aria - acqua;
- d) p.d.c. acqua - acqua.

Inoltre esistono:

- e) p.d.c. geotermiche
- f) p.d.c. ibride

Dato che lo scopo delle p.d.c. è di riscaldare l'aria di un ambiente, i due tipi c) e d) nei quali il fluido condensante cede calore all'acqua che a sua volta, mediante altri scambiatori, cede calore all'aria, comportano un doppio salto termico e, in genere, una più elevata temperatura di condensazione, con abbassamento di rendimento. Ma altri motivi (es.: la preesistenza di ventilconvettori) possono suggerire queste soluzioni. Più attenzione deve farsi nel confronto fra i tipi a) e c) in cui la sorgente esterna fredda è l'aria e i tipi b) e d) in cui la sorgente fredda è l'acqua. La prima soluzione, e in particolare il tipo a), è la più adottata per i piccoli impianti, di tipo monofamiliare. Una batteria di tubi alettati costituisce l'evaporatore della p.d.c. che assorbe il calore dell'aria esterna; una analoga batteria di tubi alettati costituisce il condensatore che cede calore all'aria interna. Si può avere il tipo monoblocco (fig. 2.11.) oppure il tipo a due corpi (fig. 2.12.).

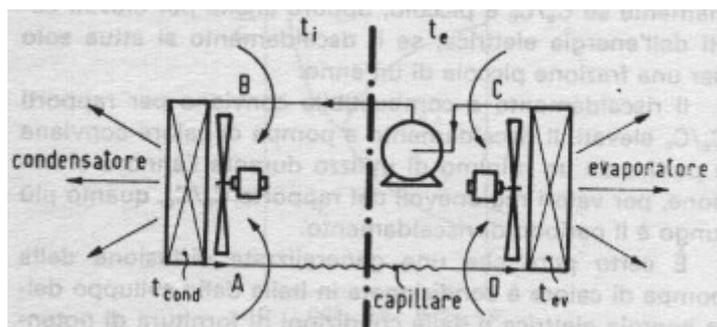


Figura 2.11: Schema di p.d.c. aria-aria di tipo monoblocco (Riello, 1989).

Il tipo di pompa di calore avente come sorgente esterna l'aria presenta nella batteria esterna il problema del brinamento. Se la superficie della batteria ha una temperatura inferiore a zero gradi, il vapor acqueo dell'aria si deposita sotto forma di ghiaccio che, a lungo andare, ostruisce completamente la batteria stessa.

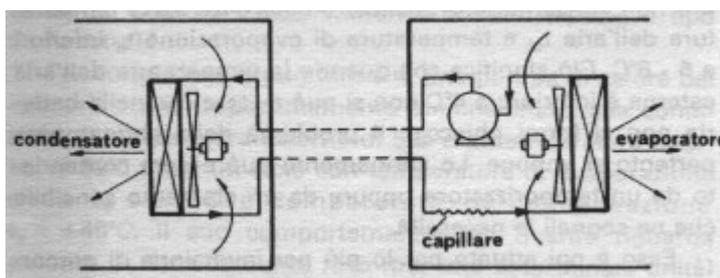


Figura 2.12: Schema di p.d.c. aria-aria a due corpi (Riello, 1989).

Il flusso termico nella batteria si esprime:

$$q_e = A K (t_{am} - t_e) \quad (2.18)$$

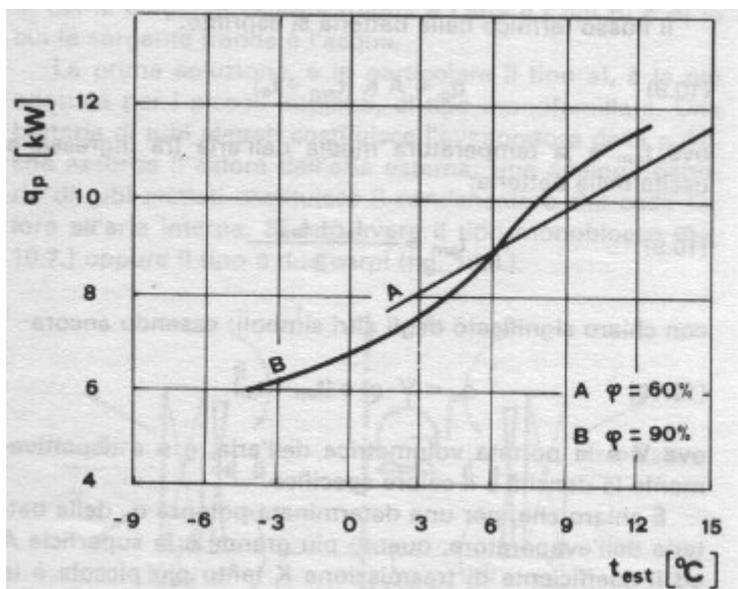
ove t_{am} è la temperatura media dell'aria fra ingresso e uscita della batteria;

$$t_{am} = \frac{t_{ai} + t_{au}}{2} \quad (2.19)$$

essendo ancora:

$$q_e = \dot{V} \cdot \rho \cdot c \cdot (t_{au} - t_{ai}) \quad (2.20)$$

ove \dot{V} è la portata volumetrica dell'aria, ρ e c rispettivamente la densità e il calore specifico. È chiaro che, per una determinata potenza q_e della batteria dell'evaporatore, quanto più grande è la superficie A ed il coefficiente di trasmissione K tanto più piccola è la differenza $t_{am} - t_e$. E ancora, a parità di temperatura di ingresso dell'aria t_{ai} , quanto più grande è la portata volumetrica \dot{V} , tanto più elevata sarà la temperatura media t_{am} , e conseguentemente la temperatura di evaporazione t_e . Conviene quindi abbondare nella superficie della batteria e nella portata dell'aria. Ma ragioni di economia e di ingombro non consentono di realizzare differenze fra la temperatura dell'aria t_{ai} e temperatura di evaporazione t_e inferiori a $5 \div 6$ °C. Ciò significa che quando la temperatura dell'aria esterna è inferiore a 4 °C non si può evitare che nella batteria non si formi ghiaccio. Pertanto si impone il problema dello sbrinamento, che può essere comandato da un temporizzatore oppure da un elemento sensibile che ne segnali la necessità;



esso è poi attuato per lo più per inversione di percorrenza del fluido frigorifero nel circuito in modo che per un certo breve intervallo l'evaporatore funzioni da condensatore.

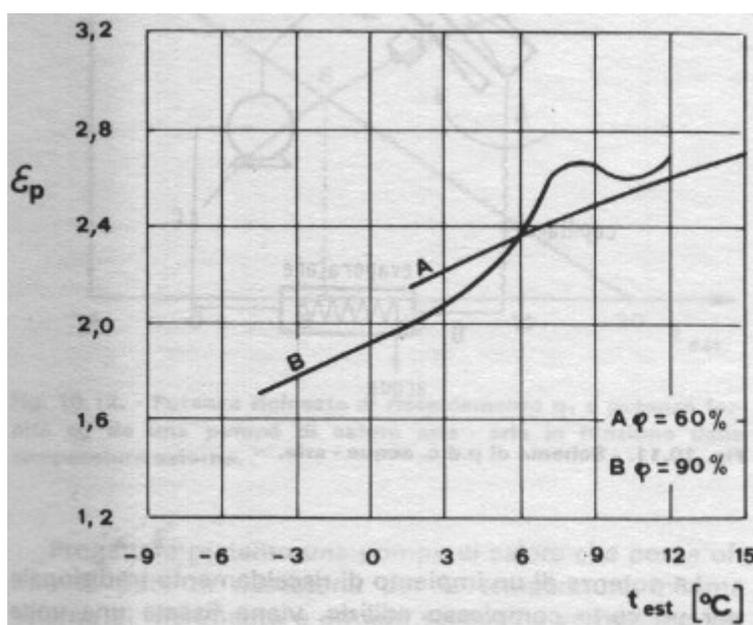
Figura 2.13: Potenza di una p.d.c. di tipo aria-aria

in funzione della temperatura e dell'umidità relativa (Riello, 1989).

È tuttavia evidente che il periodico sbrinamento abbassa ulteriormente il coefficiente globale medio ε_p della pompa di calore per basse temperature

dell'aria esterna. Il tipo di pompa di calore aria - aria è stato spesso attuato dai comuni condizionatori autonomi (specie il tipo da finestra). Per concludere si può dire che una pompa di calore del tipo aria - aria opportunamente dimensionata, alle condizioni di temperatura esterna di 5 °C e di temperatura interna di 20 °C attua un ciclo con temperatura di evaporazione di circa $t_e = -2$ °C e temperatura di condensazione $t_c = +45$ °C. Il suo comportamento, per quanto riguarda potenza di riscaldamento resa (per una determinata unità) e coefficiente di effetto utile, al variare della temperatura esterna, può essere dato dalle figure 2.13. e 2.14.

Le pompe di calore aventi come sorgente fredda l'acqua presentano dei vantaggi rispetto il tipo precedente, primo fra tutti la maggior costanza di temperatura dell'acqua nella stagione fredda, senza quindi i forti cali di potenza e di rendimento nelle giornate fredde. Naturalmente vi è il problema



della disponibilità di acqua (di pozzo, di fiume, di canali, di mare) talora non risolubile negli agglomerati urbani. Nella fig. 2.15. è rappresentata una pompa di calore acqua - aria.

Figura 2.14: Potenza di una p.d.c. di tipo aria-aria in funzione della temperatura e dell'umidità relativa (Riello, 1989).

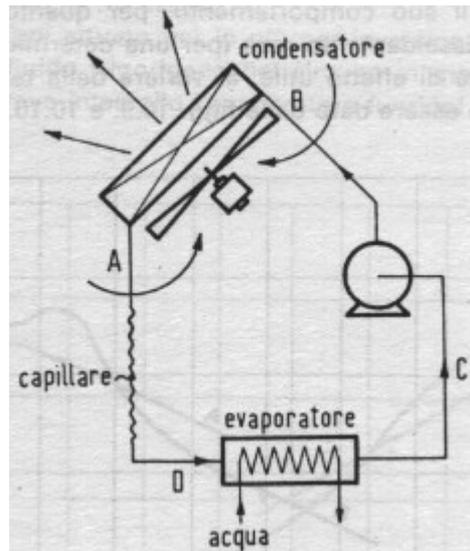
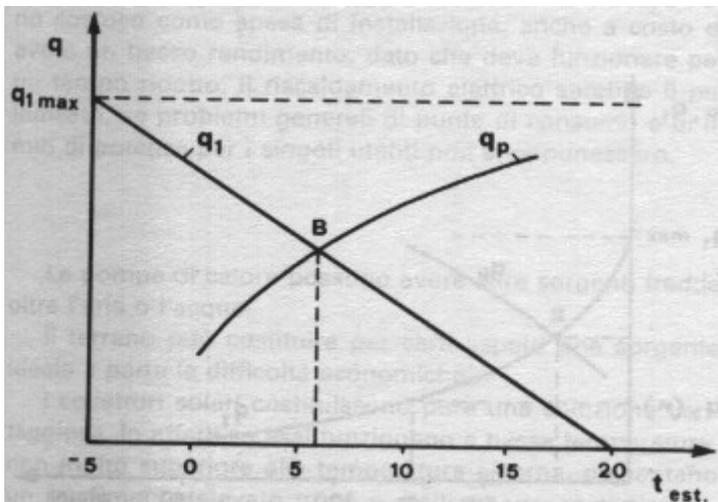


Figura 2.15: Schema di una p.d.c. acqua-aria (Riello, 1989).

2.6 Potenza di progetto delle pompe di calore

La potenza di un impianto di riscaldamento tradizionale per un certo complesso edilizio, viene fissata una volta stabilita la temperatura minima esterna t_{est} , di riferimento. Questa potenza q_{max} che l'impianto può erogare è indipendente dalla temperatura esterna. La potenza istantanea richiesta q_1 si riduce invece circa proporzionalmente all'aumentare della temperatura esterna; pertanto l'impianto funziona per la maggior parte del tempo a carico parziale. La cosa si presenta diversa per una pompa di calore la quale (ci si riferisce soprattutto al tipo avente l'aria come sorgente esterna) fornisce una potenza di riscaldamento q_p tanto più piccola quanto più è bassa la temperatura esterna: esattamente il contrario della domanda. Progettare pertanto una pompa di calore che possa offrire la potenza necessaria per la temperatura minima esterna di riferimento è un non senso; ne verrebbero impianti enormi, esageratamente sovradimensionati per la maggior parte del tempo. La soluzione consiste nell'adottare una p.d.c. la cui curva di potenza

q_p tagli la linea della potenza richiesta q_1 (fig. 2.16.) in un certo punto B corrispondente a una opportuna temperatura t_B . Per temperature esterne $t_{est} < t_B$ la p.d.c. è insufficiente; per temperature esterna $t_{est} > t_B$ la p.d.c. è sovrabbondante. La scelta della temperatura t_B (che nel caso della fig. 2.16. si trova quasi a metà dell'intervallo fra la $t_{est} = -5\text{ °C}$ e la temperatura interna $t_i = +20\text{ °C}$) dipende essenzialmente da una considerazione: con quale frequenza nel periodo di riscaldamento la temperatura esterna del luogo è minore di t_B . Si osservi la fig. 2.17: la curva q_1 rappresenta la potenza di riscaldamento richiesta. Ogni valore in ordinata ad es. q_{1n} di questa curva,



corrispondente ad un certo numero di giorni n indicato in ascissa, sta ad indicare che per n giorni dell'anno la potenza richiesta è uguale o maggiore di q_{1n} .

Figura 2.16: Potenza richiesta di riscaldamento

q_1 e potenza fornita q_p da una p.d.c. aria-aria in funzione della temperatura esterna.

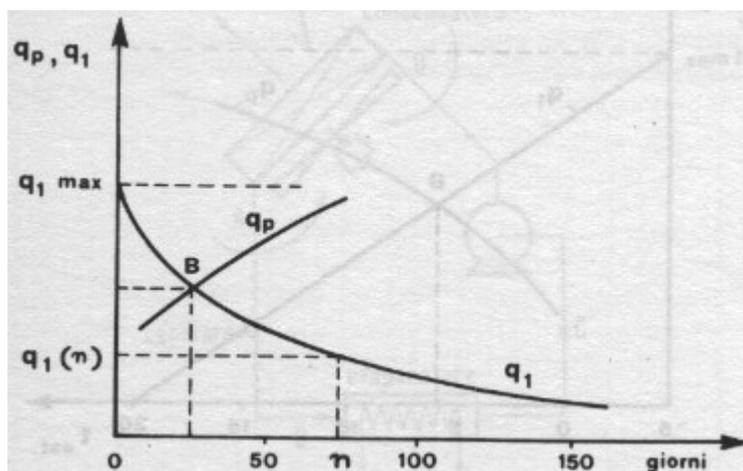


Figura 2.17: Curva della potenza richiesta nei giorni dell'anno e curva della potenza fornita q_p della p.d.c (Riello, 1989).

La figura mostra che se si sceglie una pompa di calore la cui curva di potenza incrocia la curva q_1 nel punto B, corrispondente a poco più della metà della potenza massima q_{1max} , detta pompa di calore è insufficiente solo per pochi giorni all'anno (circa 25 nella figura}; appunto perché la curva q_1 è rapidamente decrescente all'inizio: vi sono pochi giorni molto freddi. È ovvio che per quei pochi giorni, quando la temperatura esterna è inferiore a quella del punto B, il sistema esige un impianto di riscaldamento di integrazione. E si può vedere se in queste giornate la pompa di calore debba funzionare o no, con basso rendimento. Ad ogni modo l'impianto integrativo deve essere il più semplice e il meno costoso come spesa di installazione, anche a costo di avere un basso rendimento, dato che deve funzionare per un tempo ridotto. Il riscaldamento elettrico sarebbe il più indicato, se problemi generali di punte di consumo e di limiti di potenza per i singoli utenti non si opponessero.

2.7 Altri tipi di pompe di calore

Le pompe di calore possono avere altre sorgenti fredde oltre l'aria o l'acqua. Il terreno può costituire per certi aspetti una sorgente ideale a parte le difficoltà economiche. I collettori solari costituiscono pure una soluzione vantaggiosa. In effetti se essi funzionano a bassa temperatura, non molto superiore alla temperatura esterna, presentano un rendimento elevato in sé e d'altra parte costituiscono una sorgente fredda a temperatura più elevata dell'aria o dell'acqua, con miglior rendimento della p.d.c.. Gli schemi proponibili per un impianto di riscaldamento a pompa di calore elio-assistita sono molti e l'argomento va oltre i limiti di questo volume. Ci si limita a riportare la fig. 2.18. La sorgente fredda per la pompa di calore può essere infine costituita da calore di scarto recuperabile nello scarico di acqua o aria

negli ambienti civili o industriali. Valga l'esempio del recupero del calore dell'aria espulsa da un ambiente per riscaldare l'aria di rinnovo che viene immessa. A rigore un semplice scambiatore di calore statico potrebbe bastare. Ma per recuperare tutto il calore di scarico, abbassando la temperatura dell'aria espulsa fino alla temperatura esterna, occorrerebbero superfici troppo grandi. Una soluzione è rappresentata schematicamente nella fig. 2.19.

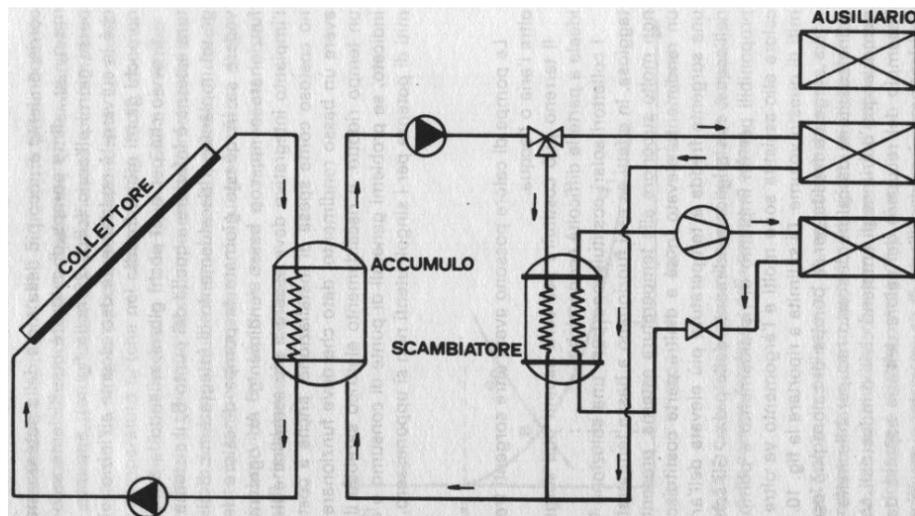


Figura 2.18: Pompa di calore elio-assistita (Riello,1989).

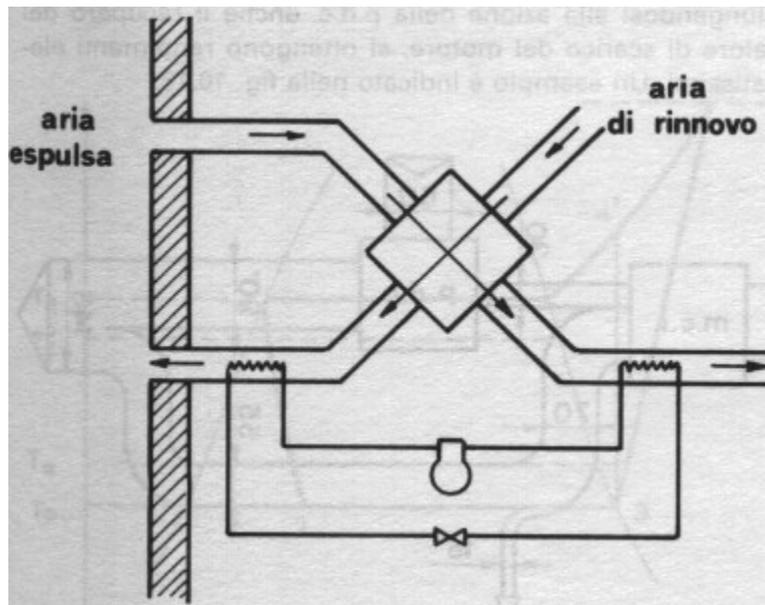


Figura 2.19: Schema di accoppiamento di scambiatore statico con p.d.c. per il recupero del calore dell'aria espulsa da un ambiente (Riello,1989).

L'aria espulsa passa attraverso uno scambiatore di calore statico, il quale si abbassa di temperatura cedendo calore all'aria di rinnovo. L'aria espulsa a valle dello scambiatore costituisce la sorgente fredda della pompa di calore che serve a riscaldare l'aria di rinnovo all'uscita dello scambiatore stesso. In molti processi industriali poi, in particolare in processi di essiccazione di materiali, nei quali occorre somministrare calore per far evaporare l'acqua e contemporaneamente asportare calore per far condensare il vapore derivante dall'essiccazione, la pompa di calore costituisce la soluzione ottimale dal punto di vista energetico. Un cenno infine meritano le pompe di calore azionate direttamente da motori a combustione interna, nelle quali, aggiungendosi all'azione della p.d.c. anche il recupero del calore di scarico del motore, si ottengono rendimenti elevatissimi. Un esempio è indicato nella fig. 2.20. Un motore a gas è alimentato da energia del combustibile pari a 100 unità. Di queste unità, 30 sono trasformate in energia meccanica mediante la quale si alimenta una pompa di calore, avente un $\varepsilon_p = 3$. Si ottengono quindi 90 unità di energia di riscaldamento. Le settanta unità di calore di scarico del motore vengono in parte (55) recuperate. Si hanno in totale quindi 145 unità di calore per riscaldamento contro le 100 unità spese.

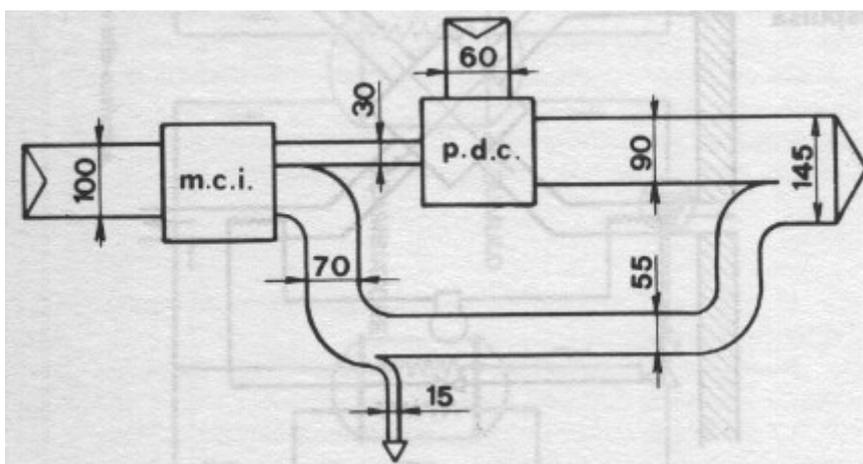


Figura 2.20: Schema di un impianto a p.d.c. alimentato da motore a c.i. con recupero del calore di scarico (Riello, 1989).

2.8 Analisi exergetica del comportamento reale di una p.d.c.

Si vuol qui esaminare il rendimento energetico e le perdite di exergia in una pompa di calore reale, analogamente a quanto si è fatto per un impianto frigorifero negli ultimi paragrafi del capitolo precedente. Le perdite di exergia si localizzano anche qui al compressore, al condensatore, alla valvola di espansione e all'evaporatore. Si faccia riferimento alla fig. 2.21: il ciclo agisce fra la temperatura di evaporazione T_0 e di condensazione T_1 . L'ambiente esterno (aria o acqua) è a temperatura T_a (ed è questa la temperatura di riferimento per il calcolo dell'exergia) e l'ambiente interno, riscaldato dalla pompa di calore, è a temperatura T'_1 .

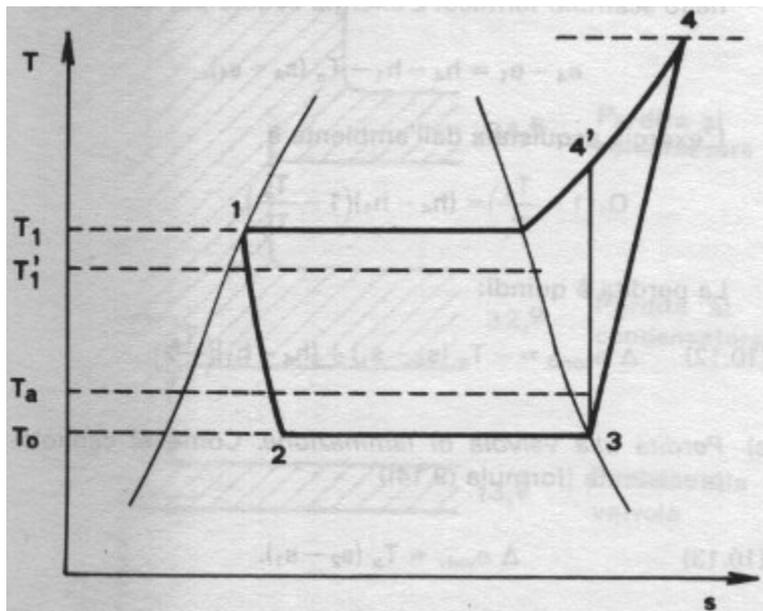


Figura 2.21: Schema di un impianto a p.d.c. alimentato da motore a c.i. con recupero del calore di scarico (Riello, 1989).

Sempre con riferimento a un chilogrammo di fluido si possono valutare le perdite:

Perdita al compressore

$$\Delta e_{comp} = T_a (s_4 - s_3) \quad (2.21)$$

a) Perdita al condensatore. Il calore Q_1 ceduto dal condensatore è tutto utilizzato, ma vi è perdita di exergia nello scambio termico. L'exergia ceduta dal fluido è:

$$e_4 - e_1 = h_4 - h_1 - T_a (s_4 - s_1) \quad (2.22)$$

L'exergia acquistata dall'ambiente è:

$$Q_1 \left(1 - \frac{T_a}{T_1'} \right) = (h_4 - h_1) \cdot \left(1 - \frac{T_a}{T_1'} \right) \quad (2.23)$$

La perdita è quindi:

$$\Delta e_{cond} = -T_a (s_4 - s_1) + (h_4 - h_1) \cdot \left(\frac{T_a}{T_1'} \right) \quad (2.24)$$

b) Perdita alla valvola di laminazione

$$\Delta e_{valv} = T_a (s_2 - s_1) \quad (2.25)$$

c) Perdita all'evaporatore. Succede come nel condensatore dell'impianto frigorifero. Qui il fluido assorbe calore Q_0 dall'ambiente a temperatura T_a . Il «freddo prodotto» non è utilizzato: l'exergia è completamente perduta:

$$\Delta e_{ev} = e_2 - e_3 = h_2 - h_3 - T_a (s_2 - s_3) \quad (2.26)$$

Della totale exergia data al compressore ed espressa da:

$$L = h_4 - h_3 \quad (2.27)$$

la maggior parte viene perduta per le irreversibilità negli organi elettrici e meccanici del compressore, per i salti termici nei due scambiatori di calore e per gli attriti nella valvola di espansione. Solo una piccola frazione va all'ambiente da riscaldare a temperatura T_1' .

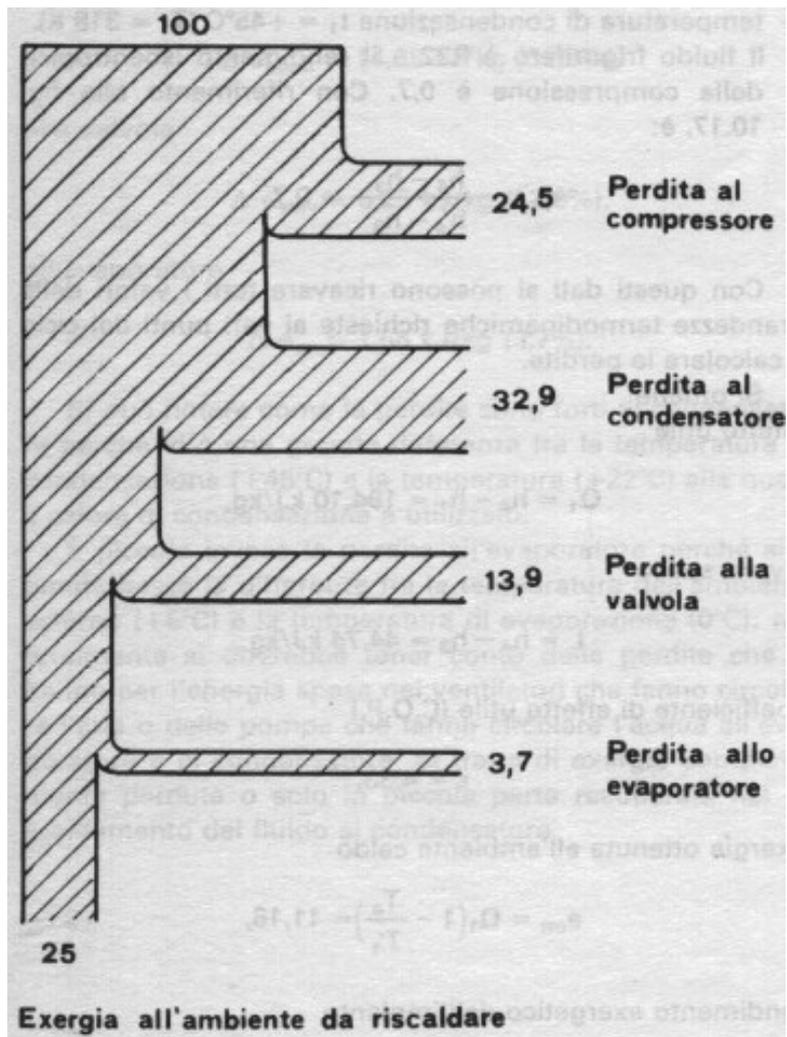


Figura 2.22: Diagramma di flusso di exergia in una p.d.c (Riello, 1989).

Capitolo 3

BILANCIO TERMICO IN FOGNATURA

3.1 Influenza sulla temperatura dal recupero di calore

L'installazione di uno scambiatore di calore nel sistema di depurazione per il recupero dell'energia termica contenuta nelle acque di scarico comporta una riduzione della temperatura delle acque reflue. La valutazione dei siti per i nuovi impianti solleva la questione di come questa riduzione possa pregiudicare la temperatura di mandata in un impianto di depurazione a valle (acque reflue) e il loro funzionamento. Per rispondere a questa domanda, è necessario calcolare la temperatura dell'acqua di scarico all'uscita dallo scambiatore di calore al depuratore.

Il cambiamento di temperatura degli scarichi è determinato: dalla rimozione del calore attraverso lo scambiatore di calore, dalla situazione, dalla confluenza di diversi corsi d'acqua e la temperatura nel tubo della fognatura stessa. La diminuzione della temperatura ΔT_w dell'acqua a causa della rimozione del calore attraverso lo scambiatore di calore è descritta dalla formula:

$$\Delta T_w = \frac{\dot{Q}_e}{c_w \rho_w \dot{V}_w} \quad (3.1)$$

dove \dot{Q}_e è la quantità di calore sottratto per unità di tempo, $c_w = 4,19$ kJ/kg/K rappresenta il calore specifico, $\rho_w = 1$ kg/L la densità e \dot{V}_w la portata delle acque reflue.

Il calore specifico e la densità delle acque reflue possono essere considerate costanti per temperature tra 0 e 20 °C, e i loro valori sono equivalenti a quelle dell'acqua. Quanto maggiore sia la portata d'acqua, minore è la diminuzione della temperatura delle acque di scarico a causa dello scambiatore di calore. Dato un flusso avente un valore di $\dot{V}_w = 25$ L/s e rimuovendo una quantità di calore pari a $\dot{Q}_e = 100$ kW, allora le acque reflue verranno raffreddate di 1 °C. Allo stesso modo con un flusso di 150 L/s e volendo rimuovere una quantità pari a 300 kW, allora le acque verranno raffreddate di 0,5 °C.

La temperatura risultante $T_{w,res}$ delle acque di scarico in prossimità di una confluenza di diverse correnti in fase di drenaggio delle acque reflue viene descritto dalla formula:

$$T_{w,res} = \frac{\sum_i (\dot{V}_{w,i} T_{w,i})}{\sum_i \dot{V}_{w,i}} \quad (3.2)$$

dove V e T rappresentano rispettivamente la portata e la temperatura nei tubi della fognatura in prossimità della sezione di confluenza. Se, ad esempio, dalla fogna, avente una portata di $\dot{V}_w = 100$ L/s e una temperatura $T = 13$ °C, venisse rimosso un calore di 300 kW, allora l'acqua si raffredda di 0,7 °C fino ad arrivare a 12,3 °C (equazione (2.1)). Se l'acqua di scarico venisse invece raffreddata direttamente in un canale di raccolta principale con portata $\dot{V}_w = 300$ L/s e temperatura $T=13$ °C, allora, data l'equazione (2.2), si ottiene che la temperatura delle acque reflue diventi di 12,8 °C. La riduzione della temperatura delle acque in uscita in seguito alla sottrazione del calore, può essere compensata in parte attraverso la confluenza con altri flussi in uscita. Inoltre, l'acqua di scarico, durante il percorso verso il depuratore, diminuisce di temperatura. Nella sezione successiva viene descritto un modello matematico che quantifica tale cambiamento.

3.2 **Modello matematico del bilancio del calore nei tubi fognari**

È stato sviluppato un modello matematico per la descrizione del bilancio di calore e per il calcolo della variazione temporale e spaziale della temperatura dell'acqua nel tubo fognario. Il modello di Bischofberger e Seyfried (1984) si basa sull'ipotesi di una temperatura delle acque di scarico costante ed è stato approfondito di seguito. Il modello è costituito da un sistema tre equazioni differenziali alle derivate parziali per la temperatura dell'acqua, per la temperatura dell'aria e per il contenuto d'acqua e d'aria nelle fogne.

3.2.1 *Temperatura delle acque reflue*

Bischofberger e Seyfried (1984) hanno riscontrato che la temperatura dell'acqua nelle fogne è influenzata principalmente dal trasferimento di calore da acque reflue nel canale d'aria, dall'evaporazione delle acque reflue e dal trasferimento di calore attraverso la parete del tubo. Altri processi, come ad esempio il riscaldamento delle acque reflue dovuto all'attrito, secondo questi autori è trascurabile. Da un bilancio termico, in cui sono presi in considerazione i processi essenziali, risulta, per la temperatura delle acque reflue T_w , il modello

$$\frac{\partial T_w}{\partial t} = -v_w \frac{\partial T_w}{\partial Z} + \frac{1}{c_w \rho_w A_w} (-r_1 - r_2 - r_3) \quad (3.3)$$

dove t è il tempo, z la distanza nella direzione del flusso, A_w la sezione bagnata, v_w la velocità media e ρ_w è la densità delle acque reflue. I tassi di perdita di calore r_i , per il trasferimento di calore dalle acque reflue all'aria nel canale, sono:

$$r_1 = k_o l_o (T_w - T_L) \quad (3.4)$$

per l'evaporazione delle acque reflue:

$$r_2 = k_{op} l_o \left(p_{so} e^{-\frac{T_{so}}{T_w}} - \phi \cdot p_{so} e^{-\frac{T_{so}}{T_L}} \right) \quad (3.5)$$

per il trasferimento di calore attraverso la parete:

$$r_3 = k_R l_B (T_W - T_B) \quad (3.6)$$

dove T_L è la temperatura dell'aria nello scarico, T_B è la temperatura del suolo, L_B rappresenta l'estensione del pelo libero e φ è l'umidità relativa. I parametri empirici $T_{s0} = 5.311 \text{ K}$ e $p_{s0} = 1,73 \cdot 10^9 \text{ mbar}$ sono costanti relative alla curva di saturazione del vapore acqueo (Bischofberger e Seyfried 1984). I coefficienti k_i sono dati da

$$k_O = 5,85 \sqrt{v_{WL}} \quad (3.7)$$

$$k_{Op} = 8,75 \sqrt{v_{WL}} \quad (3.8)$$

$$k_R = \frac{1}{\frac{1}{k_{R1}} + \frac{1}{k_{RG}}} \quad (3.9)$$

$$\frac{1}{k_{R1}} = \frac{D_N}{2\lambda_R} \ln \left(1 + 2 \frac{d_R}{D_N} \right) \quad (3.10)$$

$$\frac{1}{k_{RG}} = \frac{D_N}{2\lambda_E} \ln \left(1 + 2 \frac{d_E}{D_N + 2d_R} \right) \quad (2.11)$$

dove v_{WL} è la velocità relativa tra l'acqua di scarico e l'aria all'interno del canale, D_N , D_R e λ_R rappresentano rispettivamente il diametro nominale, lo spessore e la conducibilità termica del tubo di canalizzazione, D_E e λ_E rappresentano invece lo spessore e la conducibilità termica del suolo insaturo (ghiaia) (Hut 1971, Bischofberger e Seyfried 1984; De Marsily 1986). I coefficienti k_O e K_{Op} si misurano rispettivamente in $\text{W/m}^2/\text{K}$ e $\text{W/m}^2/\text{mbar}$, mentre v_{WL} si misura in m/s .

3.2.2 Temperatura dell'aria fognaria

Da un bilancio del calore si determina la temperatura dell'aria T_L nel sistema fognario, dal modello risulta:

$$\frac{\partial T_L}{\partial t} = -v_L \frac{\partial T_L}{\partial Z} + \frac{1}{c_L \rho_L A_L} (r_1 - r_4) \quad (3.12)$$

dove A_L è l'area della sezione trasversale, V_L rappresenta la velocità media, C_L è il calore specifico e ρ_L rappresenta la densità dell'aria nel tubo fognario. Il parametro V_L può essere calcolato da:

$$V_L = \frac{L_Z}{\Theta_L} \quad (3.13)$$

dove L_Z è la lunghezza del tubo della fognatura e Θ_L è il rispettivo tempo di permanenza dell'aria all'interno del tratto di fognatura considerato. Il tasso di perdita di calore r_4 dovuto al trasferimento di calore attraverso la parete del tubo è:

$$r_4 = k_{LR} L_L (T_L - T_B) \quad (3.14)$$

dove L_L è il perimetro dello spazio asciutto nel tubo fognario. Il coefficiente K_{LR} è dato da:

$$k_{LR} = \frac{1}{\frac{1}{k_L} + \frac{1}{k_{R1}} + \frac{1}{k_{RG}}} \quad (3.15)$$

con

$$k_L = 6,2 + 4,2 \cdot V_L \quad (3.16)$$

dove il coefficiente k_L è in W/m²/K e V_L in m/s (Stocker 1998).

3.2.3 L'umidità dell'aria fognaria

Da un bilancio di massa si determina la quantità d'acqua nell'aria (umidità), dal modello risulta che:

$$\frac{\partial x}{\partial t} = -v_L \frac{\partial x}{\partial Z} + \frac{1}{c_L \rho_L A_L} (r_5 - r_6) \quad (3.17)$$

dove x è la massa di vapor acqueo nell'aria per unità di massa di aria secca, mentre r_5 rappresenta il tasso di evaporazione delle acque reflue e vale:

$$r_5 = k_O L_O (x_s(T_W) - x) \quad (3.18)$$

dove $x_s(T_W)$ rappresenta il contenuto d'acqua allo stato di saturazione (Hut 1971), che è dato da:

$$x_s(T_W) = 0,622 \frac{p_s(T_W)}{p_{ges} - p_s(T_W)} \quad (3.19)$$

con $p_s(T_W)$ che rappresenta la pressione del vapore saturo

$$p_s(T_W) = p_{so} e^{\frac{T_{so}}{T_W}} \quad (3.20)$$

e p_{ges} rappresenta la pressione totale (Daniels 1973). Nelle fogne l'umidità relativa φ è

$$\varphi = \frac{x}{0.622 + x} \cdot \frac{p_{ges}}{p_s(T_L)} \quad (3.21)$$

Con la pressione del vapor saturo

$$p_s(T_L) = p_{so} e^{\frac{T_{so}}{T_L}} \quad (3.22)$$

E' importante notare che l'umidità relativa φ non può superare il valore di 1: quando tale valore viene raggiunto allora comincia la condensazione. Questo processo è modellato dall'equazione (3.17) per mezzo di un tasso di condensazione empirico r_6 che viene costantemente calcolato in modo che x non abbia mai un valore maggiore a quello che porterebbe φ ad avere un valore pari a 1 nell'equazione (3.21). Si ritiene che il calore di condensazione viene dissipato all'interno delle pareti fognarie.

3.3 Calcoli del modello per una situazione di clima secco invernale

3.3.1 Scelta dei valori dei parametri del modello

Quando si effettua la rimozione del calore dalle acque reflue è necessario assicurarsi che la temperatura d'ingresso al depuratore non scenda sotto la temperatura nominale del sistema. Per lo studio qui presentato, sono stati scelti i valori dei parametri del modello che corrispondono ad una situazione invernale in tempo secco: tali valori sono stati raccolti nella tabella 3.1.

Tabella 3.1: Valori del parametro del modello (Wanner, 2004).

Parametro	Simbolo	Unità di misura	Valore
Sezione bagnata	A_w	m^2	0,106
Calore specifico dell'aria	c_L	Ws/kg/K	1000
Calore specifico dell'acqua	c_w	Ws/kg/K	4190
Diametro nominale del tubo di fognatura	D_N	m	1,2
Spessore del suolo insaturo	d_E	m	1,0
Spessore della parete del tubo	d_R	m	0,12
Perimetro bagnato	L_B	m	0,955
Larghezza del pelo libero	L_O	m	0,857
Lunghezza del tubo di fognatura	L_Z	m	1000
Pressione totale	p_{ges}	mbar	970
Temperatura del suolo	T_B	K	281
Condizioni esterne	T_{Lin}	K	273
Temperatura delle acque reflue dopo lo scambiatore di calore	T_{Win}	K	288
Tasso di depurazione	v_w	m/s	1,0
Velocità relativa acqua-aria	v_{wL}	m/s	1,2
Umidità relativa dell'aria esterna	ϕ_{in}	-	0,5
Conducibilità termica del suolo insaturo (ghiaia)	λ_E	W/m/K	0,5
Conducibilità termica del tubo (calcestruzzo)	λ_R	W/m/K	1,0
Densità dell'aria	ρ_L	kg/m ³	1,2
Densità dell'acqua	ρ_w	kg/m ³	1000
Tempo di permanenza dell'aria nella fogna	Θ_L	S	5000

3.3.2 Influenza dei valori dei parametri del modello

Con il modello matematico descritto dalle equazioni da (3.3) a (3.22) si può calcolare la variazione spazio-temporale della temperatura delle acque reflue nella canalizzazione. I calcoli effettuati in questo lavoro sono stati eseguiti per un caso stazionario, ovvero sono stati determinati la temperatura lungo il profilo longitudinale della canalizzazione e la variazione di temperatura tra l'inizio e la fine del percorso considerato. Per il calcolo del modello si è fatto uso del programma di simulazione AQUASIM (Reichert 1998a, b), tenendo validi i parametri sopra riportati nella tabella 3.1. Inoltre, attraverso un'analisi di sensibilità è stato possibile studiare che influenza potesse avere la scelta dei

valori dei parametri sulla temperatura delle acque reflue calcolate nel modello. Con tale analisi è stato determinato quanto può variare T_w quando viene modificato il valore di uno dei parametri di una certa quantità.

Tabella 3.2: Influenza dei valori del parametro del modello sulla temperatura delle acque di scarico (Wanner, 2004).

Parametri	Simboli	$\Delta(1\text{km})[\%]^{1)}$	$\Delta(10\text{km})[\%]^{1)}$
Diametro nominale del tubo della fognatura	D_N	0,0001	0,0010
Spessore del suolo insaturo	d_E	0,0001	0,0009
Spessore della parete del tubo	d_R	0,0000	0,0001
Flusso delle acque reflue	\dot{V}_W	0,0076	0,0491
Temperatura del suolo	T_B	0,0006	0,0057
Temperatura dell'aria nelle fogne	T_L	0,0065	0,0680
Temperatura dell'acqua dopo lo scambiatore di calore	$T_{W_{in}}$	0,9708	0,7434
Velocità relativa aria acqua	v_{WL}	-0,0014	-0,0107
Umidità relativa	ϕ	0,0136	0,1281
Conducibilità termica del suolo insaturo (ghiaia)	λ_E	-0,0007	-0,0058
Conducibilità termica del tubo fognario	λ_R	-0,0001	-0,0004

1) Per tutte le temperature si adotta l'unità di misura in gradi Celsius

Si sono considerati i valori riferiti a 2 sezioni distanti Δ (1 km) e Δ (10 km); nella tabella 2.2 si mostra la variazione percentuale di T_w .

La tabella mostra che la temperatura T_w è massimamente correlata alla temperatura in uscita dallo scambiatore di calore $T_{W_{in}}$: infatti se $T_{W_{in}}$ varia dell'1%, allora T_w varia solo dello 0,9708% dopo un kilometro, ovvero quasi quanto $T_{W_{in}}$; dopo 10 chilometri T_w varia solo dello 0,7434%. Ciò significa che per una variazione di $T_{W_{in}}$ del 5%, dopo 10 km T_w varia solo del $5 \times 0,7434 = 3,7\%$. Questo vuol dire che per temperature più basse anche la perdita di calore è minore. Ulteriori parametri ai quali T_w è sensibile sono, secondo la tabella 3.2, l'umidità relativa ϕ , la temperatura T_L dell'aria nella canalizzazione e la portata

delle acque reflue \dot{V}_w . Pertanto, queste variabili nel modello sono trattate come variabili di stato.

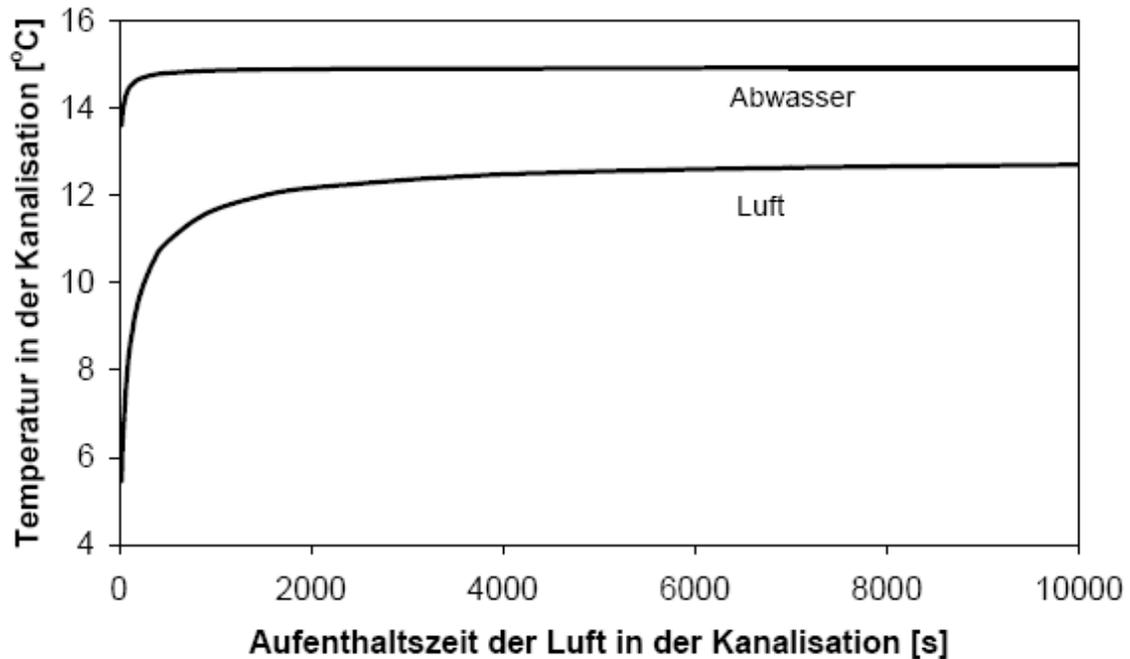


Figura 3.1: temperature dell'acqua (Abwasser) e dell'aria (Luft) in funzione del tempo di residenza in secondi dell'aria nella rete fognaria con umidità relativa di 0,5 e temperatura dell'aria esterna di 0 °C (Wanner, 2004).

Dalla Figura 3.1 si vede che per tempi di residenza $\theta_L > 2000$ s la temperatura dell'aria si è già stazionata a soli 2-3 °C al di sotto della temperatura dell'acqua, che è tanto superiore alla temperatura dell'aria esterna di 0 °C.

L'analisi dei risultati del modello mostra che la temperatura dell'aria nella canalizzazione viene determinata principalmente dalla temperatura dell'acqua reflua poi dalla perdita di calore attraverso le pareti della condotta e per una piccola parte attraverso lo scambio con l'aria esterna.

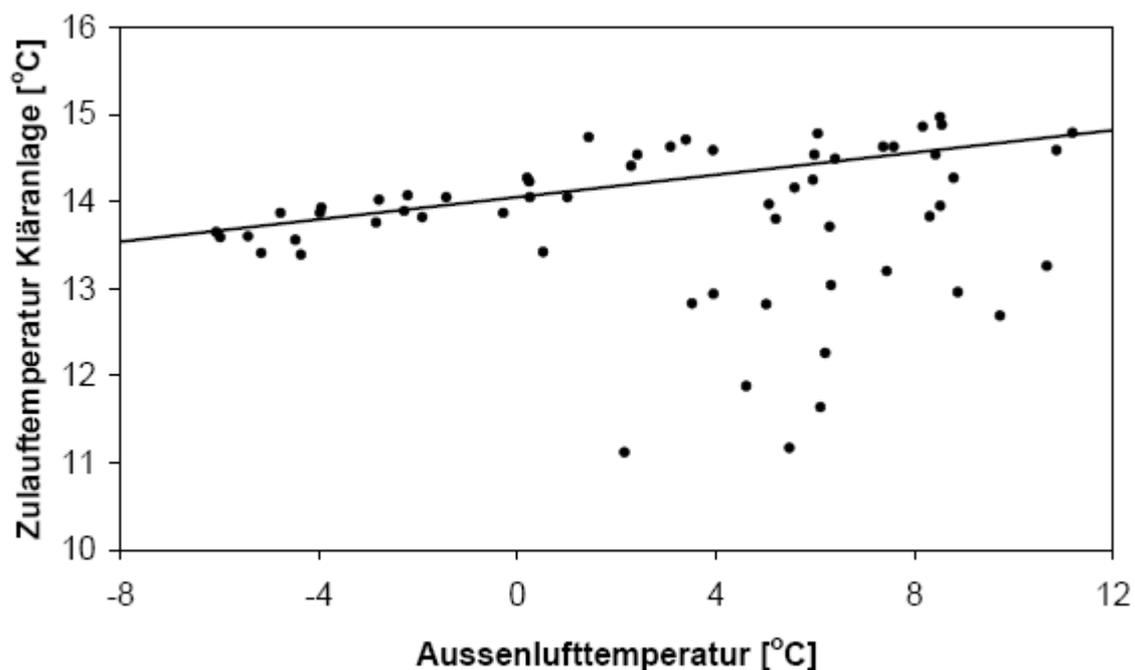


Figura 3.2: media giornaliera della temperatura in entrata al depuratore di Zurigo nel gennaio e nel febbraio 2002 rispetto alla temperatura dell'aria esterna (Wanner, 2004).

Una ricerca con dati della temperatura per il depuratore di Zurigo (Werdhölzli ARA) non ha dato nessuna indicazione che in questo specifico caso la temperatura esterna abbia avuto una grande influenza sulle acque reflue della canalizzazione (fig. 3.2). La figura mostra la media giornaliera nei mesi di gennaio e febbraio 2002 della temperatura di entrata al depuratore rispetto alla temperatura dell'aria esterna. I valori in condizioni di clima secco giacciono su una linea piatta, vale a dire che a variazioni di temperatura dell'aria esterna di 17°C, corrisponde semplicemente un cambiamento della temperatura di ingresso al depuratore di circa 1°C. Nei punti nella metà inferiore destra della figura si evidenziano i valori per i quali è stato aumentato l'afflusso d'acqua al depuratore. I valori più bassi della temperatura nei mesi invernali sono quindi principalmente dovuti a precipitazioni o disgelo.

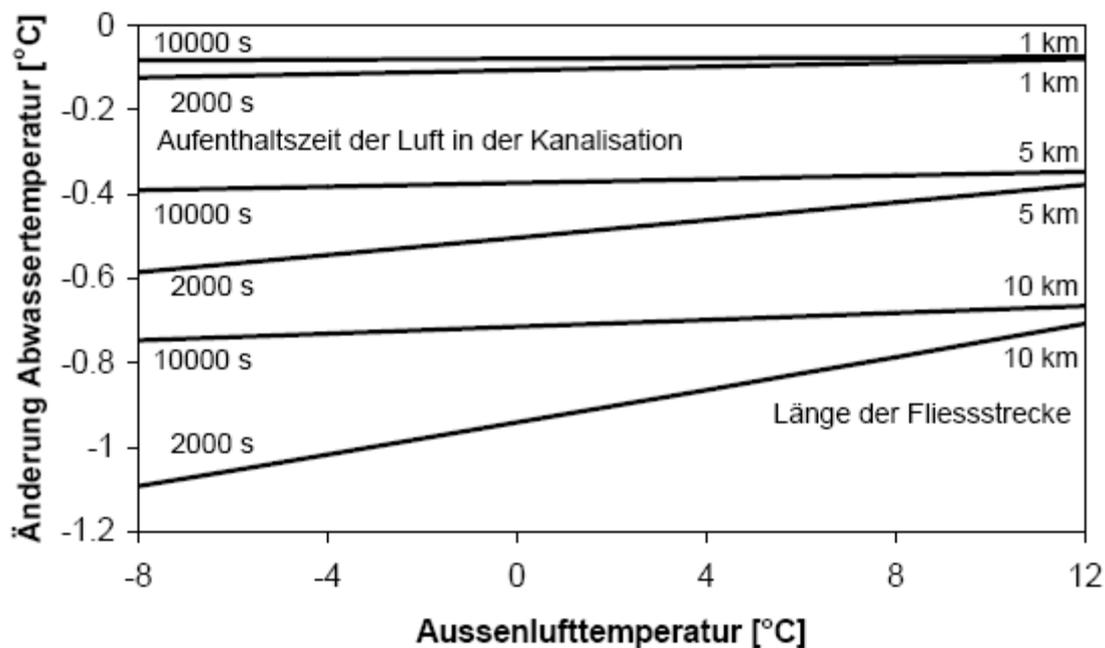


Figura 3.3: Ascissa: Temperatura esterna. Ordinata: Variazione della temperatura dell'acqua. Il modello mette in evidenza la variazione della temperatura dell'acqua in funzione della temperatura dell'aria esterna per diverse lunghezze e tempi di permanenza dell'aria nella canalizzazione (Wanner, 2004).

Con il modello possono essere studiati sistematicamente i comportamenti della temperatura all'interno della canalizzazione. La figura 3.3 mostra il cambiamento della temperatura delle acque reflue in funzione della temperatura dell'aria esterna per diverse lunghezze e tempi di permanenza dell'aria nelle fogne. Per questi e per tutti gli altri calcoli sono stati utilizzati i valori dei parametri del modello della tabella 3.1. Si vede dal grafico che per il percorso più breve, che ricopre una distanza di 1 km di lunghezza, la temperatura dell'aria esterna a malapena influenza la temperatura delle acque reflue. Per distanze più lunghe, l'influenza per tempi di residenza maggiori è comunque piccola. Solo per percorsi molto lunghi e per tempi di permanenza brevi la temperatura esterna esercita un'influenza significativa sulla temperatura delle acque. Nella figura 3.4 è riportata la variazione della temperatura dell'acqua reflua in relazione alla temperatura dell'acqua dopo lo scambiatore di calore; dove le

curve riprodotte sono state calcolate per tempi di permanenza dell'aria nella canalizzazione di 5000 s. La figura mostra che la diminuzione della temperatura dell'acqua lungo il percorso è maggiore per quelle acque aventi inizialmente una temperatura più alta e che per temperature di $\approx 8 \text{ }^\circ\text{C}$ la variazione è molto piccola. La figura mostra che per temperature inferiori a $8 \text{ }^\circ\text{C}$ compare un guadagno di calore delle acque reflue. Dunque, l'acqua nel canale fognario viene raffreddata meno, e può persino riscaldarsi se ad essa è stato in precedenza sottratto calore attraverso uno scambiatore di calore.

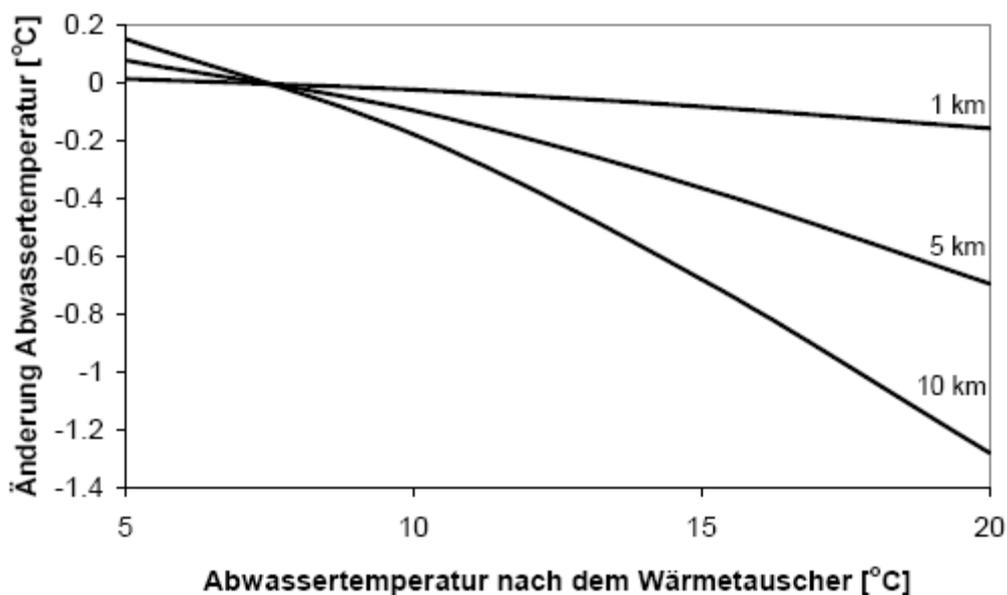


Figura 3.4: La figura mostra la variazione della temperatura delle acque di scarico in funzione della temperatura delle acque reflue dopo lo scambiatore di calore per lunghezze e portate diverse (Wanner, 2004).

Un altro parametro del modello, che si è dimostrato influente per questo studio, oltre alla temperatura delle acque di scarico dopo lo scambiatore di calore, all'umidità relativa e alla temperatura dell'aria, è la portata delle acque reflue. La figura 3.5 mostra la variazione della temperatura delle acque di scarico in relazione alla portata. Si può osservare dall'andamento delle curve che per piccole portate si ha una variazione della temperatura dell'acqua fognaria maggiore rispetto a quella riferita a grandi portate. Per una portata di 80 L/s, percorrente una distanza di 10 km, la variazione di temperatura delle acque di

scarico è circa un 1 °C, per una portata doppia la variazione risulta solo di circa 0,4 °C. Quanto maggiore è la portata, più calore può essere sottratto per mezzo di scambiatori di calore (Müller e Kobel 2001).

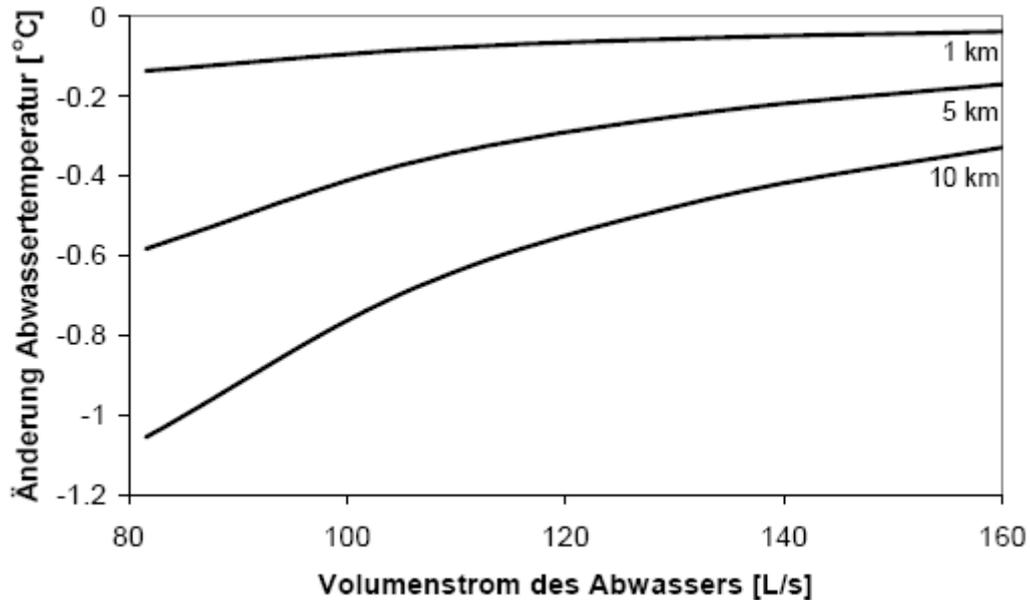


Figura 3.5: Ascissa: Portata (L/s); Ordinata: Variazione della temperatura delle acque di scarico. Si nota il cambiamento della temperatura dell'acqua a seconda della portata per diverse lunghezze (Wanner, 2004).

I calcoli sostenuti dal modello sono stati effettuati presupponendo che il sistema fognario sia immerso in un suolo di tipo insaturo (ghiaia), nel quale la conducibilità termica è di circa 0,5 W/m/K, mentre per un terreno saturo d'acqua invece è di 2 W/m/K. In figura 3.6 si è voluto mostrare l'influenza che ha la saturazione del suolo sulla temperatura delle acque reflue in funzione della conducibilità termica del terreno. La figura mostra che è maggiore la variazione di temperatura per lunghezze di 10 km in terreno saturo d'acqua di circa 0,5 °C rispetto al suolo insaturo.

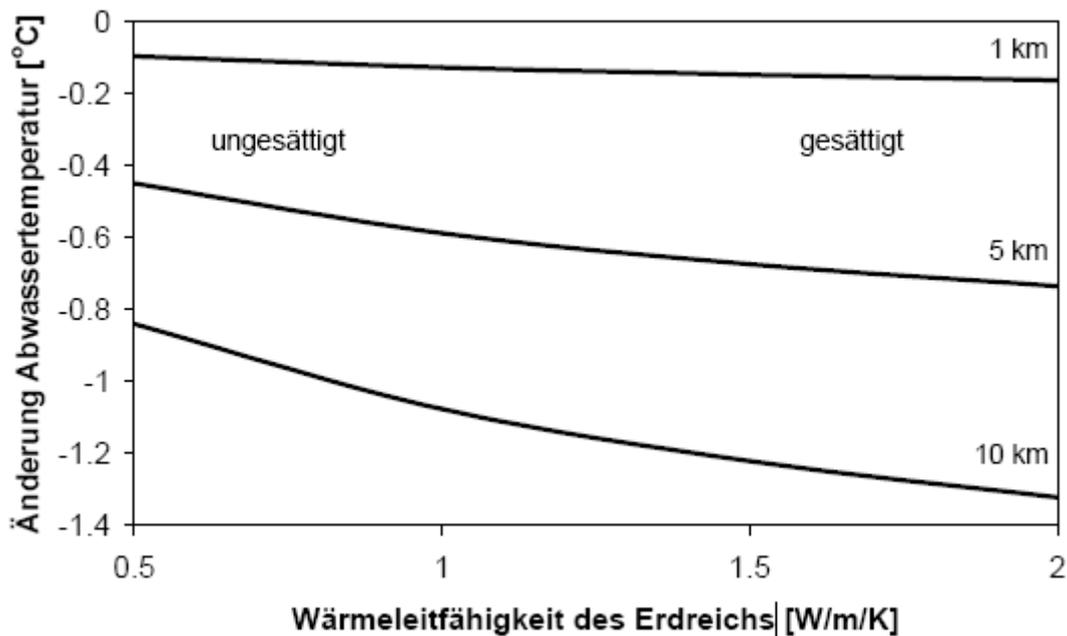


Figura 3.6: Ascissa: Conducibilità termica del suolo (destra saturo, sinistra insaturo); ordinata: variazione della temperatura delle acque di scarico. La variazione della temperatura dell'acqua in funzione della conducibilità termica del suolo per percorsi di diversa lunghezza. I valori bassi di conducibilità sono tipici dei terreni insaturi, mentre per i terreni saturi si hanno valori di conducibilità più elevati (Wanner, 2004).

3.3.3 Esempio numerico

Si consideri una rete fognaria caratterizzata dai parametri del modello riportati nella precedente tabella 3.1, in cui scorre una portata pari a $\dot{V}_w = A_w * V_w = 106$ l/s. Ipotizzando di avere le acque di scarico a una temperatura di 11 °C, rimuovendo una quantità di calore pari a $Q = 400$ kW, la temperatura delle acque reflue viene ridotta, dopo lo scambiatore di calore, secondo l'equazione (3.1) di 0,9 °C. Dalle figure da 3.3 a 3.6 si può notare che per un percorso di un kilometro si deve calcolare un ulteriore calo di temperatura di circa 0,1 °C. Se si congiungesse il canale fognario con due ulteriori tubi, in cui scorrano acque reflue di portata e temperatura nel primo di 200 L/s a 11,5 °C, e nel secondo di

50 L/s a 10 °C, allora la temperatura risultante può essere ottenuta con l'equazione (3.2), stimando appunto una temperatura risultante pari a 10,8 °C; senza sottrazione di calore, la temperatura delle acque reflue sarebbe maggiore di tre decimi di grado, vale a dire $T_{w,res} = 11,1$ °C. Il funzionamento di un impianto di depurazione avviene con una temperatura di progetto di 10 °C, perciò non ci sono problemi nel recuperare parte del calore mediante uno scambiatore di calore che ne abbassi la temperatura di questa entità, avendo appunto una diminuzione di temperatura delle acque di scarico relativamente piccola. La diminuzione di temperatura, conseguita grazie allo scambiatore di calore, è dello stesso ordine di grandezza delle perdite di calore naturale nelle fogne ed è piccola rispetto alle variazioni di temperatura legate al tempo meteorologico (fig. 3.2). Dal momento che gli impianti per lo sfruttamento del calore delle acque reflue normalmente sono costruiti in maniera bivalente, ovvero dispongono anche di un riscaldamento a olio o gas, si può passare a questa forma di energia nel caso in cui la temperatura in ingresso al depuratore scenda sotto un valore critico.

3.4 Conclusioni

Il modello matematico presentato (Wanner et al. 2004a) consente di calcolare la variazione delle acque reflue nel tempo e nello spazio.

Quando nella tubazione fognaria deve essere costruito uno scambiatore per lo sfruttamento del calore delle acque reflue, con questo modello possono essere calcolati gli effetti sulla temperatura in ingresso ad un depuratore posto a valle, dovuti alla sottrazione del calore nella canalizzazione.

I calcoli presentati dal modello, per una situazione invernale in condizioni di tempo secco e con i valori dei parametri della tabella 3.1, mostrano che il raffreddamento massimo delle acque, dovuto alle perdite di calore, è dell'ordine di 1 °C (Fig. 3.3-3.6). I valori dei parametri che influenzano maggiormente il sistema e che hanno un impatto molto più sensibile sul recupero del calore sono:

la temperatura delle acque di scarico che si hanno all'uscita dello scambiatore di calore, la portata delle acque reflue, la temperatura e l'umidità relativa dell'aria fognaria. Un esempio numerico mostra che l'ulteriore raffreddamento della temperatura dell'acqua, che deriva dalla rimozione del calore attraverso uno scambiatore è relativamente piccolo (fig. 3.2); risulta infatti essere molto minore delle variazioni di temperatura dovute al tempo meteorologico.

E' disponibile una grande quantità di energia recuperabile dalle acque di scarico che può essere utilizzata. Ciò è possibile per i comuni oltre i 5000 abitanti. Gli effetti della rimozione del calore sulla temperatura in ingresso in un depuratore, e quindi sul suo funzionamento, sono in genere limitati e gli effetti verranno studiati nel prossimo capitolo di questa relazione in modo più dettagliato.

Capitolo 4

INFLUENZA DELLA SOTTRAZIONE DEL CALORE SUL FUNZIONAMENTO DEL DEPURATORE

4.1 Temperatura delle acque di scarico e funzionamento del depuratore

Come parte del progetto di ricerca, sono stati esaminati gli effetti della rimozione del calore dalle acque reflue su un depuratore a valle. Di tutti i processi che avvengono all'interno di un depuratore sono particolarmente colpiti dalle basse temperature soprattutto le fasi di nitrificazione e di denitrificazione. Pertanto si è esaminato come potrebbe incidere, su questi processi, una riduzione della temperatura, per una determinata portata in ingresso al depuratore. Per questo studio è stato utilizzato il modello di Koch et al. (2001a), sulla base del ASM3 fanghi attivi (Gujer et al. 1999). Il modello utilizzato è stato sviluppato per la simulazione di nitrificazione e di denitrificazione negli impianti a fanghi attivi. Esso tiene conto dei processi quali l'idrolisi, la crescita, la respirazione endogena, la nitrificazione e la denitrificazione. Il modello è in grado di calcolare l'efficienza di rimozione dell'azoto che deriva dalla produzione dei fanghi (incorporazione di azoto nella biomassa) e dalla denitrificazione. Il modello è considerato di tipo statico, in quanto non si possono calcolare gli effetti di temperature e flussi in ingresso variabili nel tempo. Con questo modello sono state effettuate un gran numero di simulazioni. Si fa riferimento a parametri che corrispondono alla media dei valori che si possono avere negli impianti di depurazione di gestione comunale e sono stati fatti variare quei parametri che

risultano importanti per lo studio di ricerca in questione. Accanto al caso statico, si sono dovute studiare anche situazioni di tipo dinamico con variazioni del flusso in ingresso e i loro effetti sull'efficienza della nitrificazione. Per queste ricerche sono stati raccolti ulteriori dati nel corso dell'inverno 2002-2003 presso il depuratore di Zurigo.

4.2 Regimi di temperatura nel depuratore Zurigo

Nel depuratore di Zurigo vengono trattate acque per un carico di circa 600.000 abitanti equivalenti. Il sistema a fanghi attivi è costituito da due vie che funzionano in parallelo, ciascuna via è costituita a sua volta da sei vasche di aerazione ($6 \cdot 5000 \text{m}^3$) e sei vasche di sedimentazione secondaria ($6 \cdot 6000 \text{m}^3$) (Koch et al. 2000, Siegrist et al. 2000). Le vasche di aerazione sono costituite da una parte aerobica e da due anossiche. La frazione di volume anossico è del 28% del volume totale del sistema. L'età del fango che si arriva ad avere all'interno delle vasche di aerazione è di 12 giorni, inclusi i fanghi attivi della vasca di sedimentazione secondaria, e un'età del fango aerobico di 8 giorni. Il flusso medio del trattamento delle acque reflue è pari a $2,3 \text{ m}^3/\text{s}$ ed il flusso massimo in tempo di pioggia è di $6 \text{ m}^3/\text{s}$.

4.2.1 Temperature delle acque di scarico nei periodi di tempo secco

La temperatura in entrata e in uscita dal depuratore è stata misurata come media oraria e successivamente è stata memorizzata. Dall'analisi delle temperature in ingresso si sono registrati valori che evidenziano andamenti con fluttuazioni giornaliere nell'ordine di $2-3 \text{ }^\circ\text{C}$, tipici dei periodi di tempo secco. A causa della miscelazione e del tempo di permanenza delle acque reflue di circa 12-24 ore all'interno del depuratore, queste fluttuazioni sono fortemente attenuate. Come

dimostra l'esempio della figura 4.1 si può notare che le fluttuazioni giornaliere della temperatura delle acque in uscita è dell'ordine di grandezza di 0,5 °C. In aggiunta, si può vedere dalla figura che la temperatura in uscita rimane da 0,5 a 1 °C rispetto alla temperatura media dell'acqua in ingresso.

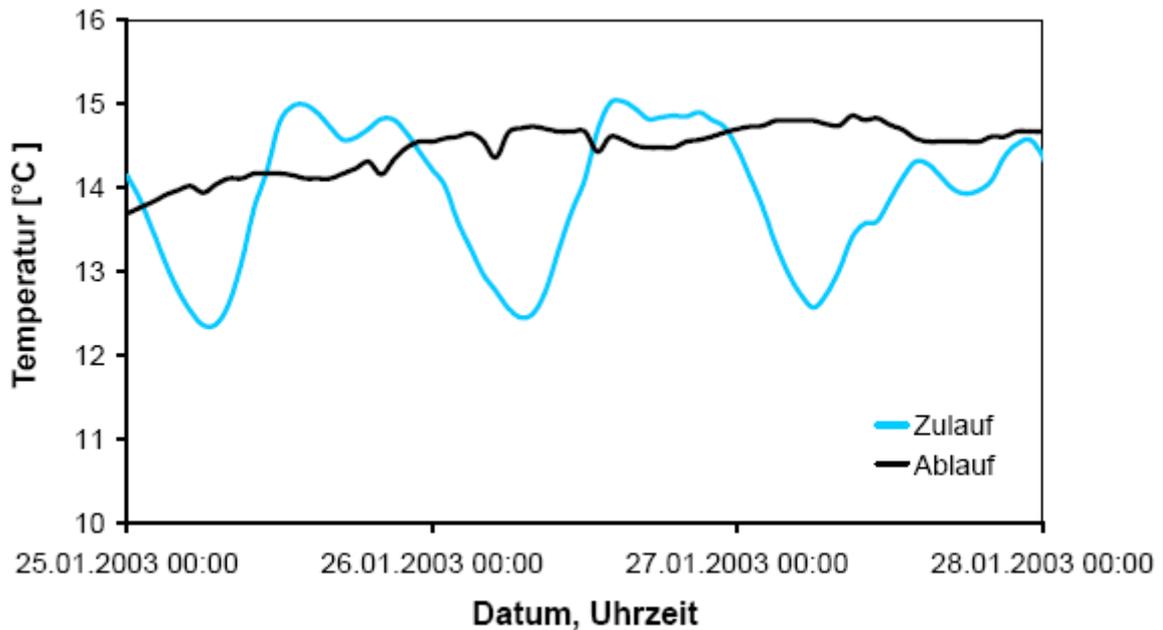


Figura 4.1: Valori della temperatura presi in tempo secco dal depuratore di Zurigo dal 25 al 27 Gennaio 2003 in entrata (azzurro) e in uscita (nero) (Wanner, 2004).

4.2.2 Temperature delle acque di scarico in tempo di pioggia

La situazione di tempo piovoso rappresentata in figura 4.2 mostra uno dei cali di temperatura in ingresso osservati nell'inverno 2002-2003. Sulla scia dell'evento di pioggia, la temperatura in uscita è scesa da 15 °C a 12 °C; quindi è rimasta un giorno e mezzo tra 11,7 °C e 13 °C e poi è risalita a valori di 15 °C. Anche qui, il depuratore ha provocato un forte effetto di attenuazione delle oscillazioni della temperatura in uscita, i cui valori medi rimangono di diversi gradi centigradi superiori al valore minimo della temperatura in ingresso.

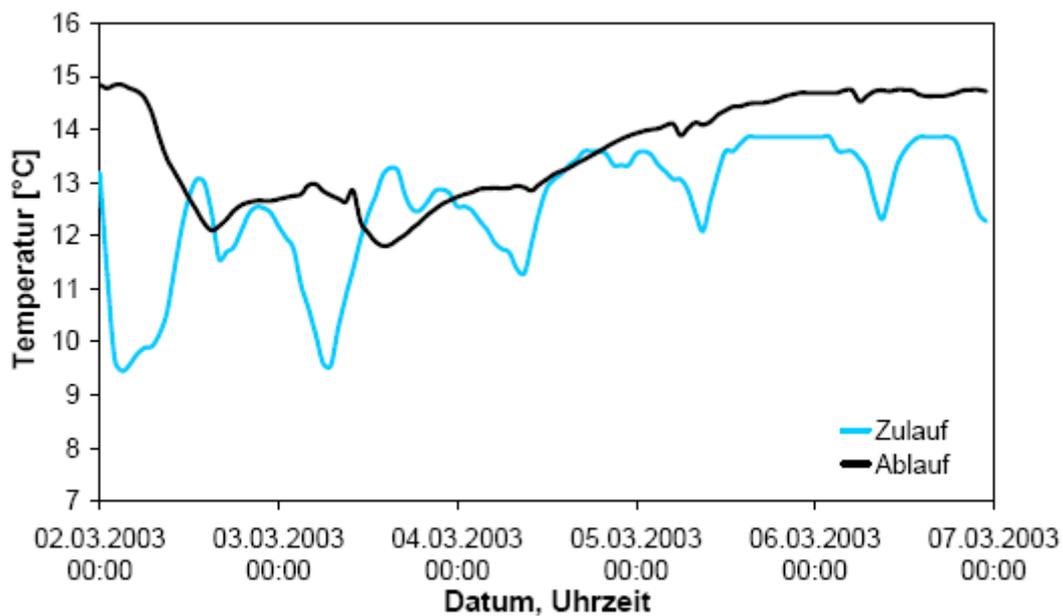


Figura 4.2: temperature dopo un evento di pioggia in ingresso (azzurro) e in uscita (nero) dal depuratore di Zurigo dal 2 al 6 Marzo 2003 (Wanner, 2004).

4.2.3 Variazione della temperatura delle acque di scarico nel depuratore

Si è osservato che il flusso di temperatura invernale in uscita dal depuratore è stato superiore alla media giornaliera della temperatura in entrata di circa 0,5 – 1 °C (fig. 4.1). Dall'analisi dei processi interni che avvengono nel depuratore, è stato osservato che attraverso la ventilazione, con 6 m³ d'aria per ogni m³ d'acqua (reflua) ed una temperatura dell'aria in entrata di 60 °C, la temperatura delle acque di scarico aumenta di circa 0,3 °C. L'ossidazione di 0,12 kg di COD (domanda chimica di ossigeno) produce bioenergia pari a 2 MJ per m³ di acqua reflua e la temperatura dell'acqua aumenta di 0,4 °C. Con l'aggiunta di acque reflue di una quantità di 0,5% ÷ 1% del flusso totale e a una temperatura di circa 30 °C, le acque reflue aumentano di temperatura da 0,1 °C fino a 0,15 °C. Attraverso un'evaporazione di 0,15 kg d'acqua per m³ di acqua reflua a una temperatura di 14 °C, si ha un abbassamento di temperatura dell'acqua in uscita di 0,1 °C. In base a queste stime si può prevedere un aumento teorico della

temperatura delle acque reflue nel depuratore a causa dei processi interni di $0,7 \text{ } ^\circ\text{C} \div 0,75 \text{ } ^\circ\text{C}$. A causa della maggiore radiazione solare, la temperatura in uscita durante il periodo estivo arriva ad essere fino a $2 \text{ } ^\circ\text{C}$ maggiore rispetto alla temperatura media giornaliera in ingresso. La temperatura nel bacino di aerazione, dove si svolgono i processi biologici, è approssimativamente uguale alla temperatura delle acque di scarico in uscita dal depuratore. Perciò, il confronto delle temperature nel depuratore (fig. 4.1) indica che brevi fluttuazioni di temperatura tra giorno e notte non hanno grossa rilevanza nei processi di nitrificazione. Tuttavia, la situazione è diversa quando la temperatura delle acque si abbassa a causa di precipitazioni prolungate, diminuendo la temperatura nella vasca di aerazione. Queste riduzioni della temperatura hanno un'influenza determinante sulla nitrificazione, perciò devono essere prese in considerazione nei processi di rimozione del calore dalle fogne.

4.3 Influenza sul processo di nitrificazione e sull'eliminazione dell'azoto

4.3.1 Età del fango, crescita dei nitrificanti e sicurezza della nitrificazione

Per il dimensionamento delle vasche di aerazione al giorno d'oggi si è stabilito l'età del fango come l'elemento più importante. L'età del fango è definita come la massa della materia solida nelle vasche di aerazione divisa per perdita giornaliera del fango dovuta al ricircolo giornaliero e all'uscita del fango dal sistema di depurazione:

$$SA_{TOT} = \frac{V_{TOT} \cdot X_{BB}}{(US + Q_{mit} \cdot X_{NKB})} \quad (4.1)$$

dove SA_{tot} rappresenta l'età del fango, V_{tot} il volume totale della vasca di aerazione, X_{BB} la concentrazione dei fanghi attivi nella vasca di aerazione

espressa in kg/m^3 , US rappresenta il fango di ricircolo, Q_{mit} il flusso in uscita dal sistema di depurazione e X_{NKB} la relativa concentrazione. In generale, l'inverso dell'età del fango media SA_{mit} corrisponde alla velocità media di crescita dei batteri μ_{mit} :

$$\mu_{mit} \approx 1/SA_{mit} \quad (4.2)$$

Quindi attraverso l'età del fango si può valutare quali microrganismi si possono insediare nel fango attivo, in particolare quelli che hanno una velocità di crescita massima maggiore dell'inverso dell'età del fango:

$$\mu_{max} > 1/SA \quad (4.3)$$

4.3.2 *Fattore di sicurezza*

Il fattore di sicurezza della nitrificazione rappresenta il rapporto tra la velocità massima di crescita e quella media dei nitrificanti:

$$SF_{Nit} = \mu_{Nit,max} / \mu_{Nit,mit} \quad (4.4)$$

Le due specie batteriche più importanti nella nitrificazione biologica delle sostanze azotate sono i "Nitrosomonas" ed i "Nitrobacter". I Nitrosomonas possono ossidare l'ammoniaca a nitrito, ma non possono completare l'ossidazione a nitrato. D'altra parte i Nitrobacter si limitano ad ossidare i nitriti a nitrati. La nitrificazione completa è una reazione sequenziale e quindi il processo di trattamento deve essere progettato per assicurare le condizioni ottimali di crescita ad entrambi i microrganismi. Poiché il tasso massimo di crescita dei Nitrobacter è sensibilmente maggiore di quello dei Nitrosomonas, i nitriti non si accumulano

mai negli impianti di trattamento in condizioni stazionarie ed il fattore controllante sarà il processo di conversione dell'ammoniaca a nitrito (che a sua volta dipende dal pH, dalla temperatura e dalla presenza di sostanze inibitrici). Il pH ha un effetto significativo sulla velocità di crescita sia dei Nitrosomonas (dove il pH ottimale si instaura tra i valori 7,6÷8) che dei Nitrobacter (dove il pH ottimale è di 7,8); in generale la nitrificazione può avvenire in un campo di pH variabile tra 6 e 9. La velocità di nitrificazione diventa dipendente dall'ossigeno disciolto per concentrazioni di questo parametro inferiori a 2 mg/l. Basse velocità di nitrificazione causate da bassi valori dell'ossigeno disciolto possono anche essere sufficienti per una completa nitrificazione se l'età del fango sarà sufficientemente elevata. La nitrificazione avviene in un campo di temperature comprese tra 5 e 45 °C, con valori ottimali compresi tra 25 e 32 °C. L'influenza della temperatura sulla costante di semisaturazione K_n ed il tasso massimo di crescita μ'_n dei Nitrosomonas sono:

$$K_n = 10^{(0,0517T - 1,158)} \quad (4.5)$$

$$\mu'_n = 0,47e^{0,098(T-15)} \quad (4.6)$$

La concentrazione della sostanza organica è tale da favorire la crescita dei batteri eterotrofi rispetto agli autotrofi nitrificanti. Si corre pertanto il rischio che la velocità di crescita degli eterotrofi ecceda la massima velocità di crescita dei microrganismi nitrificanti con spurgo di questi ultimi al di fuori del sistema. Perché ciò non avvenga, occorre che:

$$\mu'_n \geq \mu_e \quad \text{oppure} \quad \vartheta_c^d \geq \vartheta_c^m \quad (4.7)$$

Valori bassi dell'ossigeno disciolto o del pH deprimono il tasso massimo di crescita dei nitrificanti creando le condizioni per il loro dilavamento. Lawrence e

McCarty hanno introdotto il concetto del fattore di sicurezza (FS), quale rapporto:

$$FS = \frac{\vartheta_c^d}{\vartheta_c^m} \quad (4.8)$$

tra l'età del fango di progetto e quella minima derivante da considerazioni cinetiche. Per minimizzare la variazioni di processo per il pH, l'ossigeno disciolto e le variazioni di concentrazione giornaliera dell'azoto ammoniacale, deve essere assunto un fattore di sicurezza conservativo, pari almeno a 2,5.

4.3.3 Crescita dei nitrificanti ed età del fango necessaria

Dato che i nitrificanti possono crescere solo in ambiente aerobico, l'equazione (4.2) si può assumere come:

$$\mu_{Nit,mit} \approx \frac{1}{SA_{aer,mit}} \quad (4.9)$$

e quindi il fattore di sicurezza dei nitrificanti può essere approssimato a:

$$SF_{Nit} \approx \mu_{Nit,max} \cdot SA_{aer,mit} \quad (4.10)$$

La crescita massima dei nitrificanti dipende dalla temperatura (Head et Oleszkiewicz 2004) secondo la formula:

$$\mu_{Nit,max}(T) = \mu_{Nit,max}(10^\circ C) \cdot e^{0,11(T-10^\circ C)} \quad (4.11)$$

con:

$$\mu_{Nit,max}(10^\circ C) = 0,2 \text{ d}^{-1} \quad (4.12)$$

Nel dimensionamento di un sistema a fanghi attivi (ATV 2000), è necessario prendere in considerazione la temperatura minima alla quale siano rispettati i limiti richiesti. Gli impianti nella Svizzera centrale sono in genere progettati per una temperatura minima di 10 °C. L'età del fango aerobico risulta:

$$SA_{aer} > \frac{SF_{Nit}}{\mu_{Nit,max}(T_{dimensionamento})} \quad (4.13)$$

4.4 Calcolo del modello per il caso stazionario

4.4.1 Ipotesi per il calcolo del modello

Come base per il modello, è stato utilizzato il modello statico di Koch et al. (2001a), sulla base dei fanghi attivi n. 3 (ASM3) del Task Group su fanghi attivi Modelling (Gujer et al. 1999). Attraverso il modello si è potuto effettuare una simulazione sulla nitrificazione e denitrificazione all'interno delle vasche del depuratore, tenendo conto anche dei processi quali l'idrolisi, la crescita e la respirazione endogena. Questo modello statico è in grado di prevedere la produzione di fanghi e di calcolare le prestazioni della denitrificazione. Il calcolo della denitrificazione si basa sulla composizione media delle acque in uscita dalla vasca di sedimentazione primaria del depuratore di Zurigo-Werdhölzli (tabella 4.1).

Tab. 4.1: concentrazioni medie in uscita dalla vasca di sedimentazione primaria dal depuratore di Zurigo-Werdhölzli (Wanner, 2004).

Sostanze in uscita	Parametro	Unità di misura	Valore
Totale sostanze sospese	$X_{TSS,o}$	mg/L	77
Concentrazione di COD totale	$C_{CSB,tot,in}$	mg/L	238
COD biodegradabile disciolto	$S_{S,o}$	mg/L	20
Concentrazione di TKN totale	$C_{TKN,o}$	mg/L	28.5
Nitrati e Nitriti	$S_{NO,o}$	mg/L	0.5

$C_{TKN,o} + S_{NO,o}$	$C_{N,tot,in}$	mg/L	29
Ossigeno	$S_{O,o}$	mg/L	2

Questi valori corrispondono circa alle concentrazioni medie degli impianti svizzeri in gestione comunale.

4.4.2 *Temperatura delle acque reflue ed età del fango necessaria*

Si sono eseguite un gran numero di simulazioni. Sono stati variati quei valori dei parametri che risultano importanti per i processi che stiamo studiando, per i rimanenti parametri sono stati utilizzati i valori che rappresentano valori medi degli impianti di gestione comunale. I risultati sono stati riassunti in un nomogramma (figura 4.3). Questo nomogramma permette una stima della rimozione del calore stazionario per il funzionamento di parti biologiche (nitrificazione, denitrificazione), calcolato sulla base delle medie giornaliere. A causa del comportamento dinamico dei flussi e delle temperature affluenti al depuratore non è possibile fare delle considerazioni dinamiche su quando né quanto calore poter sottrarre.

Nel diagramma 1 di figura 4.3 si ha che il fattore di sicurezza di nitrificazione risulta in funzione della temperatura e dell'età dei fanghi aerobici. Il grafico mostra come da un effetto di raffreddamento dell'acqua, sulla base dell'età del fango aerobico, si ottiene una diminuzione del fattore di sicurezza della nitrificazione. Se il volume aerobico e quello anossico vengono mantenuti costanti, allora il valore finale di ammonio (NH_4) aumenterà maggiormente durante l'avvento di un carico di punta.

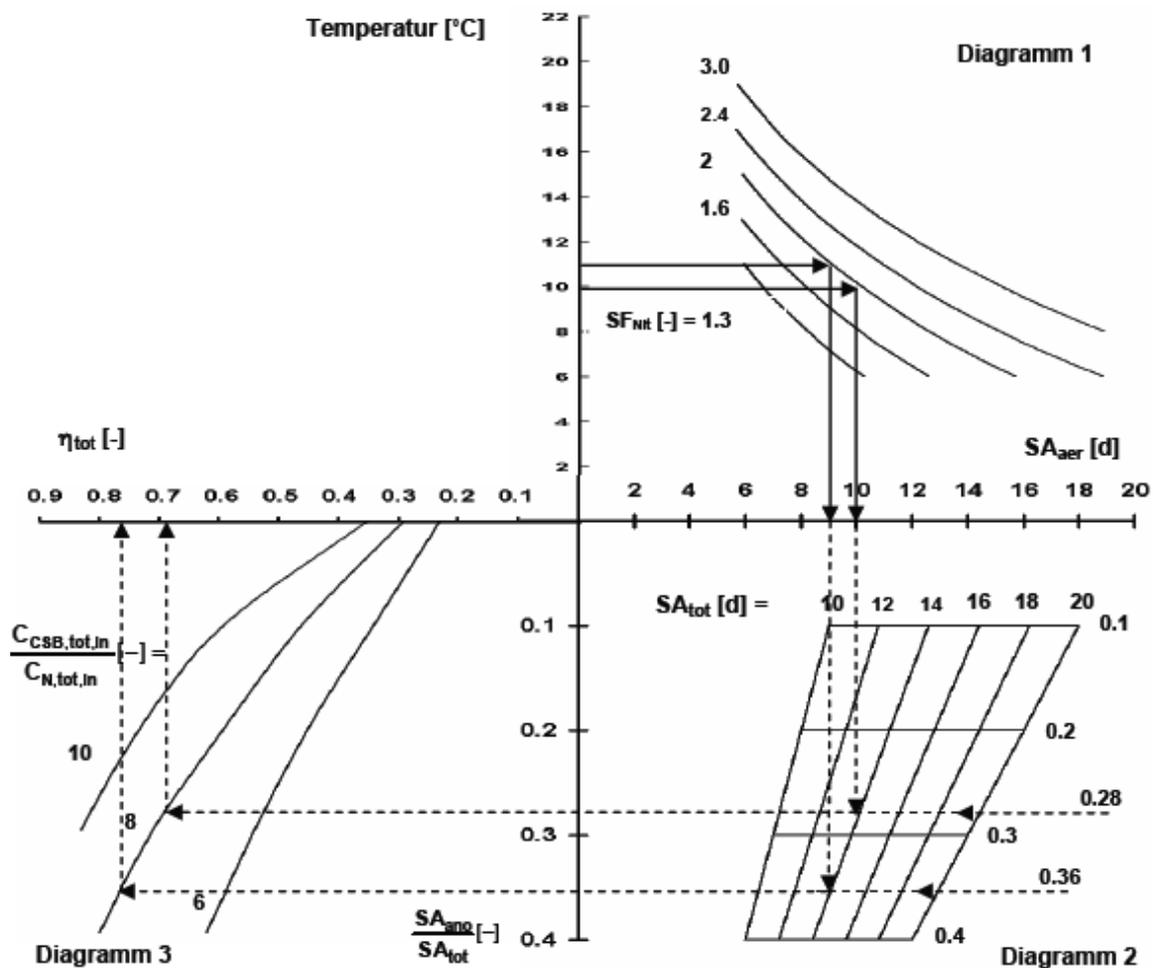


Figura 4.3: effetto di una diminuzione della temperatura delle acque reflue sull'età del fango aerobica SA_{aer} e anossica SA_{ano} e sull'efficienza di eliminazione dell'azoto η_{tot} per diversi valori del fattore di sicurezza SF_{Nit} , dell'età del fango totale SA_{tot} , del rapporto tra età del fango anossica e totale, e del rapporto del fabbisogno di ossigeno totale con la concentrazione di azoto in ingresso (Wanner, 2004).

Esempio: Dato che i nitrificanti crescono in inverno a una temperatura di 11 °C (Zurigo), l'età del fango aerobico deve essere di circa quattro giorni e mezzo in conformità con le equazioni (4.3) e (4.11). Dall'equazione (4.10) risulta che è necessaria un'età del fango aerobico di circa nove giorni affinché il fattore di sicurezza sia 2. La situazione è indicata graficamente nel diagramma 1. Se, a causa di una rimozione del calore dalle acque di scarico, la temperatura

dell'acqua risulta solo di 10 °C e l'età del fango aerobico rimane di 9 giorni, il fattore di sicurezza di nitrificazione si riduce a 1.8 (secondo il diagramma 1). Se la temperatura delle acque reflue scende fino a 10 °C, mantenendo un fattore di sicurezza di 2, l'età del fango aerobico deve essere aumentata fino a 10 giorni. Ciò può essere ottenuto attraverso un aumento del bacino di aerazione o aumentando la concentrazione di fango attivo nel bacino di aerazione. Quest'ultimo può portare ad un sovraccarico del sedimentatore secondario durante eventi di pioggia. Nell'impianto in questione, l'età del fango aerobico può essere aumentata anche a scapito di quella anossica, (diagramma 2).

4.4.3 *Rapporto tra età del fango aerobica e anossica*

Il volume della vasca di un sistema di depurazione per la rimozione dell'azoto è costituito da una fase aerobica per la nitrificazione e da una fase anossica (nitrato in assenza di ossigeno) per la denitrificazione. L'efficienza della denitrificazione aumenta con la percentuale del volume anossico (fase anossica) rispetto al volume totale del serbatoio. Nel caso di un raffreddamento delle acque reflue e di un volume della vasca costante si può:

- mantenere costante il fattore di sicurezza della nitrificazione attraverso l'aumento dell'età del fango aerobico a spese di quello anossico e quindi dell'efficienza della denitrificazione,
- oppure si può mantenere costante l'efficienza di denitrificazione mantenendo costante il rapporto SA_{ano}/SA_{tot} , in questo caso però viene diminuito il fattore di sicurezza della nitrificazione.

Esempio: L'impianto nell'esempio di figura 4.3 ha un'età totale dei fanghi SA_{tot} di 14 giorni (diagramma 2). Il diagramma mostra l'influenza del rapporto SA_{ano}/SA_{tot} , quando a causa di un'estrazione di energia termica di 1 °C la

temperatura delle acque reflue diminuisce da 11 °C a 10 °C, mantenendo il fattore di sicurezza per la nitrificazione costante. Nell'esempio, si è calcolata l'età del fango aerobica richiesta di nove giorni. Con un'età del fango di 14 giorni SA_{tot} risulta $SA_{ano}/SA_{tot} = 0,36$. A causa di una diminuzione della temperatura di un grado a 10 °C, l'età dei fanghi aerobici richiesta aumenta del 10%: $SA_{aer} = 10$ giorni, quindi il rapporto SA_{ano}/SA_{tot} scende a 0,28, vale a dire che l'età del fango anossico si riduce da cinque a quattro giorni.

4.4.4 *Efficienza della rimozione dell'azoto*

L'efficienza della rimozione dell'azoto si compone dell'incorporazione dell'azoto nella biomassa e dell'efficienza della denitrificazione. Entrambi sono dipendenti dalla concentrazione di COD. L'efficienza dell'incorporazione dell'azoto nella biomassa e l'efficienza della denitrificazione risultano in funzione del rapporto tra la concentrazione di COD in ingresso e la concentrazione dell'azoto entrante:

$\frac{C_{CSB,tot,in}}{C_{N,tot,in}}$. L'efficienza della denitrificazione migliora sia con un aumento della quantità di COD, che con un aumento del volume della vasca anossica, mentre l'incorporazione dell'azoto rimane costante anche variando il volume delle due parti. Il diagramma 3 della figura 4.3 mostra il rendimento totale η_{tot} della rimozione dell'azoto in funzione del rapporto $\frac{C_{CSB,tot,in}}{C_{N,tot,in}}$ e di SA_{ano}/SA_{tot} . Il calcolo è basato sulla composizione delle acque reflue del depuratore di Zurigo, con una parte di circa il 70% del COD biodegradabile (tabella 4.1). Un rendimento superiore all'80% è difficilmente realizzabile, in quanto il ricircolo necessario dell'azoto nitrico sarebbe molto elevato. Le curve sono calcolate per un'età del fango totale SA_{tot} pari a 14 giorni. Se l'età del fango

totale si discosta da questo valore, le curve di rendimento subiscono un errore che va dall'1 al 3%.

Esempio: L'impianto nell'esempio di Figura 4.3 ha inizialmente un'età del fango anossico di 5 giorni. Per un rapporto di $C_{CSB,tot,in} / C_{N,tot,in} = 238/29 = 8.2$ (tabella 4.1), il rendimento complessivo di rimozione dell'azoto, secondo il diagramma 3, risulta $\eta_{tot} = 0,77$. Se la temperatura delle acque reflue diminuisce di 1 °C e rimane costante il fattore di sicurezza di nitrificazione e il volume totale dei fanghi attivi rimane invariato, allora diminuisce il rapporto SA_{ano}/SA_{tot} da 0,36 a 0,28 e, secondo lo schema 3 in figura 4.3, l'efficienza della rimozione di azoto si riduce del 10% risultando $\eta_{tot} = 0,69$.

4.5 Conclusioni

Quando le acque di scarico entranti nel depuratore sono caratterizzate da una bassa temperatura, succede che si creano una serie di processi che portano a una nitrificazione minore e a più alte concentrazioni di ammonio (NH_4) in uscita. Abbassamenti della temperatura delle acque reflue all'ingresso del depuratore si possono avere sia durante lunghi periodi di pioggia, oppure come conseguenza di un assorbimento di calore dalla rete fognaria. Se le temperature in ingresso rimangono basse solo per un paio di ore, queste non hanno grandi influenze sul processo di nitrificazione, in quanto il loro calo è compensato dai lunghi tempi di permanenza nei fanghi attivi. Nel depuratore di Zurigo si è constatato che la bioenergia prodotta e la ventilazione con aria calda portano a un innalzamento della temperatura dell'acqua in uscita di $0,5 \div 1,0$ °C rispetto alla temperatura dell'acqua in ingresso. Dall'analisi dell'impatto di temperature più basse delle acque reflue in condizioni stazionarie sul processo di nitrificazione nel

depuratore è risultato che, un calo permanente della temperatura di circa 1 °C comporta una diminuzione del fattore di sicurezza della nitrificazione di circa il 10% (come dimostra la figura 4.3).

Per mantenere il coefficiente di sicurezza al valore originario, l'età del fango aerobico deve essere aumentata del 10%. Ciò può essere ottenuto con un bacino di aerazione più grande del 10% o, se il depuratore deve sia nitrificare che denitrificare, attraverso un aumento della parte aerobica a scapito di quella anossica. In quest'ultimo caso, l'efficienza di rimozione dell'azoto totale è ridotta (figura 4.3).

Mediante simulazioni con un modello dinamico calibrato (Koch et al.2001), che si basa sul modello dei fanghi attivi numero 3 (ASM3) del Task Group su fanghi attivi Modelling (Gujer et al.1999), e misurazioni giornaliere, si è potuta stabilire una relazione quantitativa tra la temperatura delle acque reflue in ingresso al depuratore e la concentrazione dell'ammonio (NH_4) in uscita (figure 4.4 e 4.5).

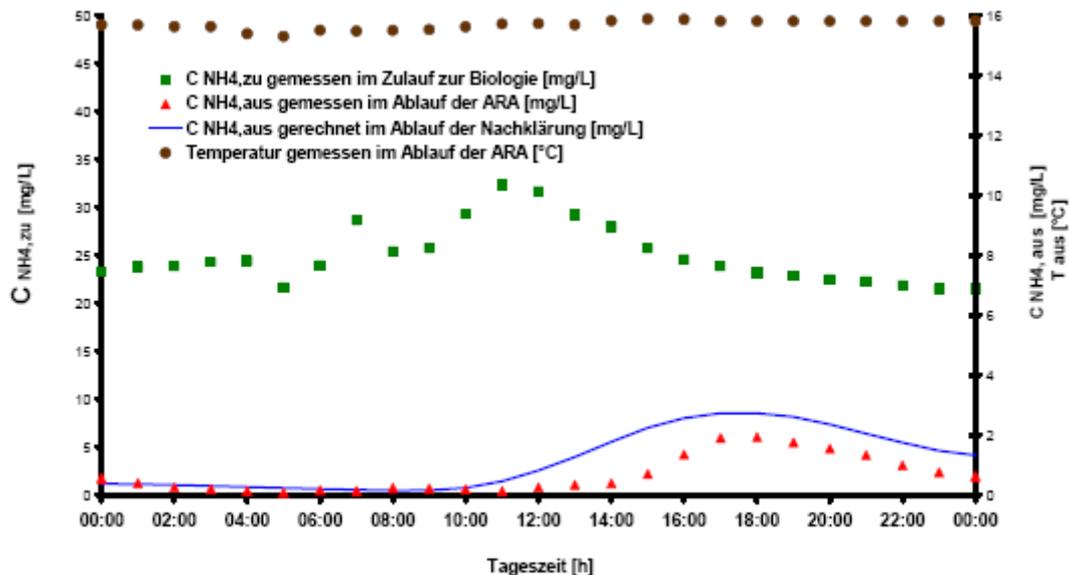


Figura 4.4: temperatura in uscita (marrone), concentrazione di NH_4 in ingresso (verde) e in uscita (rosso), concentrazione di NH_4 in uscita simulata dal modello (blu). Le prime tre sono valori misurati durante la giornata del 20 marzo 2003 in tempo secco (Wanner, 2004).

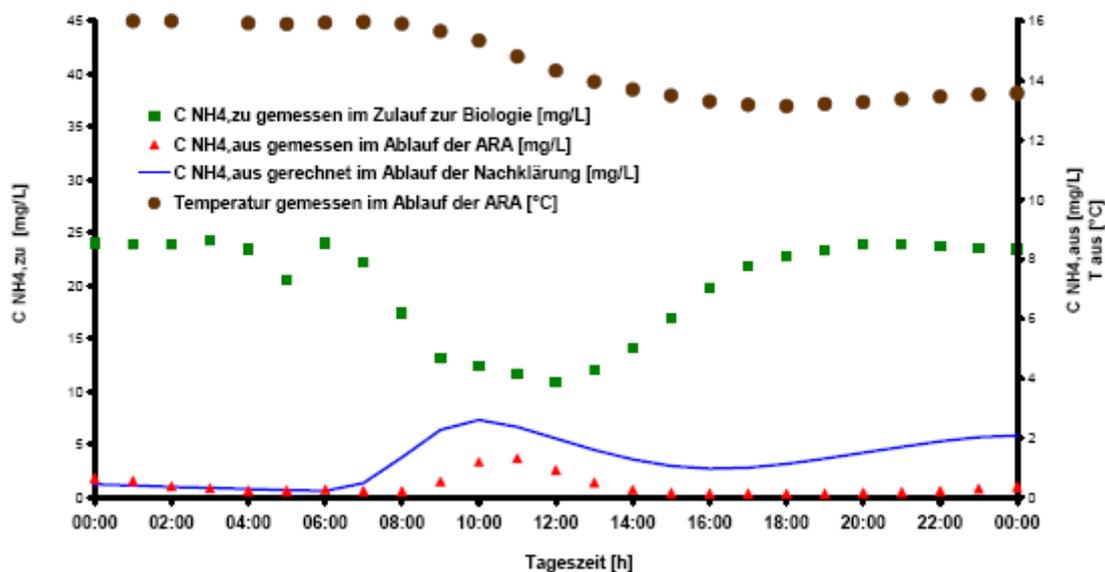


Figura 4.5: temperatura in uscita (marrone), concentrazione di NH_4 in ingresso (verde) e in uscita (rosso), concentrazione di NH_4 in uscita simulata dal modello (blu). Le prime tre sono valori misurati durante la giornata del 2 aprile 2003 in tempo di pioggia (Wanner, 2004).

Questa relazione può essere utilizzata in combinazione con misurazioni di concentrazione di ammonio per stimare gli effetti sul processo di nitrificazione di un assorbimento di calore a monte del depuratore. Questa procedura presuppone che il modello venga calibrato sul depuratore di interesse e che siano a disposizione campionamenti della concentrazione di ammonio in uscita nel corso delle 24 ore (figura 4.6).

Con questi campionamenti si può calcolare una curva di distribuzione che indichi se il depuratore presenta una riserva di nitrificazione e se vengano rispettati i limiti di concentrazione di ammonio richiesti (figura 4.7). Dal sopracitato rapporto tra temperatura delle acque reflue e concentrazione di ammonio in uscita, si può poi calcolare una nuova curva di distribuzione per la temperatura delle acque reflue diminuita in seguito all'assorbimento di calore in entrata al depuratore (figura 4.8). Se con la nuova curva di distribuzione i limiti di ammonio vengono ancora rispettati, si può stimare la quantità di calore per unità di tempo che può essere ancora sottratta alle acque reflue a monte del depuratore.

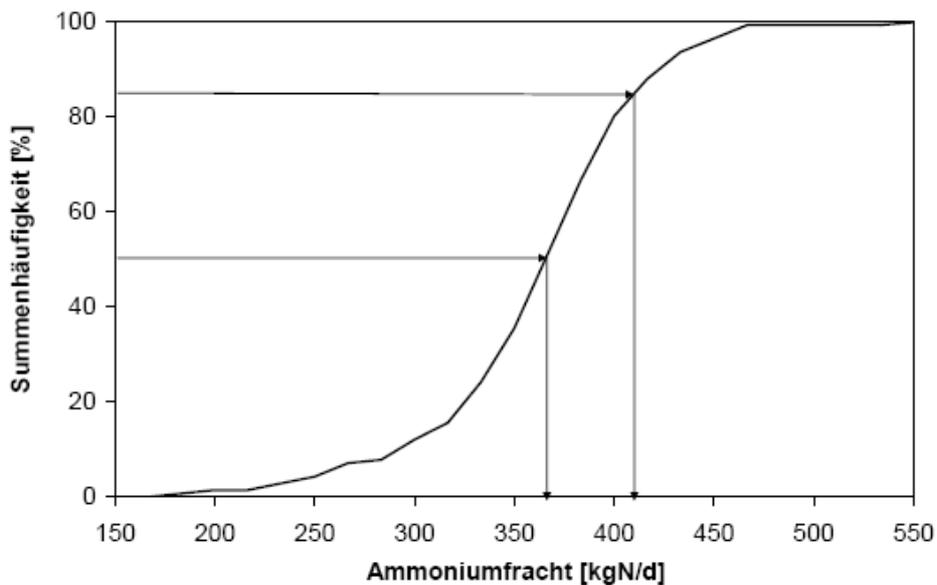


Figura 4.6: Curva di distribuzione della frequenza cumulata delle quantità giornaliere di ammonio all'ingresso della vasca di aerazione del depuratore di Zurigo calcolate con una frequenza di campionamento 140 campioni giornalieri negli anni 2002-2003 (Wanner, 2004).

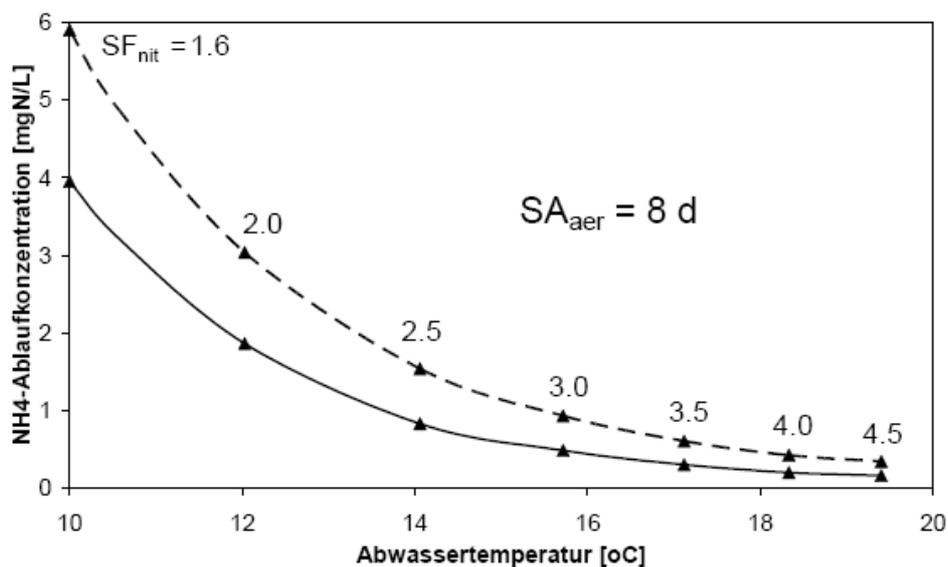


Figura 4.7: media pesata della concentrazione di ammonio in uscita dalla vasca di sedimentazione del depuratore di Zurigo in funzione della temperatura dell'acqua in ingresso e del fattore di sicurezza. Le due curve rappresentano gli andamenti per il 50% (linea piena) e per l'85% (linea tratteggiata) della curva di distribuzione cumulata, per un'età del fango aerobico di 8 giorni (Wanner, 2004).

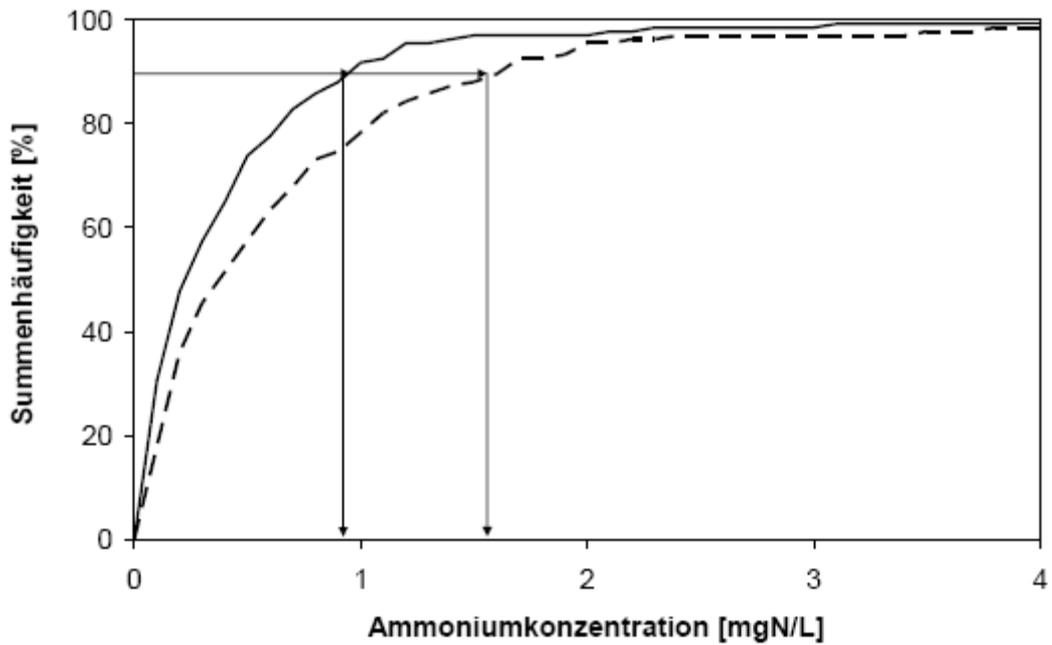


Figura 4.8: curva di distribuzione cumulativa della concentrazione di ammonio in uscita dal depuratore calcolata con campionamenti di 134 campioni giornalieri. La linea piena indica i valori misurati, quella tratteggiata invece indica i valori calcolati nel modello a seguito di un abbassamento permanente della temperatura in ingresso di 1,5 °C in seguito all'assorbimento di calore a monte del depuratore di calore (Wanner, 2004).

Capitolo 5

L'INQUINAMENTO DELLO SCAMBIATORE DI CALORE

In questo capitolo si è voluto descrivere una prova che potesse descrivere il fenomeno dell'inquinamento concentrato sullo scambiatore di calore (s.d.c.), ovvero del biofilm; tale prova è stata effettuata dall'istituto federale di tecnologie e scienze ambientali (Eidgenössische Anstalt für Wasserversorgung Abwasserreinigung und Gewässerschutz (EAWAG)), Overland Strasse 133, CH-8600 Dübendorf, commissionata dall'Ufficio federale dell'Energia (BFE), rappresentata dal Prof. Dr. Thomas Kopp (responsabile del F&E-Programm "Umgebungswärme, Wärme-Kraft-Kopplung, Kälte"). Hanno lavorato al progetto: Pascal Delavy, Jack Eugster, Vassileios Panagiotidis, il Dr. Hansruedi Siegrist e il Dr. Oskar Wanner.

5.1 Inquinamento e prestazione dello scambiatore di calore

Nella pratica si è osservato che uno scambiatore di calore integrato nel fogue è soggetto a fluttuazioni continue di prestazione. Queste variazioni possono essere attribuite alla contaminazione dello scambiatore di calore; esistono contaminanti, quali i depositi inorganici e strati di microrganismi che crescono nelle acque di scarico ricchi di nutrienti e che costituiscono il cosiddetto biofilm. Entro pochi giorni è possibile raggiungere strati di spessore di qualche millimetro; questo biofilm forma una sorprendente resistenza al trasferimento di calore e può ridurre

le prestazioni degli scambiatori di calore fino al 60%. Se la superficie dello s.d.c. è soggetta a una pulizia periodica, rendendo libero il condotto dal biofilm, la capacità termica torna ai valori originari.

Come parte della ricerca ci si è occupati di individuare i principali fattori di inquinamento e le varie contromisure volte a ridurre o ritardare l'inquinamento. Questi test sono stati eseguiti in scala su un banco di prova appositamente sviluppato in laboratorio.

5.2 Banco di prova per l'esame dell'inquinamento sullo s.d.c.

5.2.1 Sviluppo del lavoro

Nella nuova sala sperimentale del EAWAG è stato progettato e costruito un banco di prova attraverso il quale si è potuto andare a indagare l'inquinamento e la conseguente perdita delle prestazioni dello scambiatore di calore.

La figura 5.1 mostra il banco di prova con il quale si è studiata l'influenza della formazione di biofilm sulle prestazioni dello scambiatore di calore. Nel fondo del vassoio in plexiglas vi è uno scambiatore di calore (1,0 x 0,1 m) che è stato messo a disposizione dalla società KASAG, 3550 Langnau. Il canale (ancora senza isolamento) è attraversato da sinistra a destra da reflui urbani pretrattati. La portata delle acque reflue e la pendenza del canale possono essere regolate. In un circuito chiuso scorre da destra verso sinistra attraverso lo scambiatore di calore dell'acqua deionizzata, poi attraverso un impianto di raffreddamento (a destra), per ritornare poi nuovamente allo scambiatore di calore. Con l'unità di raffreddamento, si è simulato un utilizzatore e viene controllata la temperatura in ingresso nello scambiatore di calore. La portata nel circuito di raffreddamento può essere regolata e viene misurata con un rotometro. La temperatura dell'acqua reflua in entrata nel canale e la temperatura dell'acqua deionizzata in ingresso e

in uscita dallo scambiatore di calore sono misurate attraverso termoresistenze al platino (PT 100) e registrate. Inoltre, vengono misurate anche la temperatura ambiente e la temperatura dell'unità di raffreddamento.



Figura 5.1: Banco di prova per lo studio dell'influenza della formazione di biofilm sulle prestazioni dello scambiatore di calore (Wanner, 2004).

Queste termoresistenze sono resistenti agli agenti corrosivi, perciò sono perfetti per poter misurare temperature in un buon intervallo di temperatura (anche se inferiore a quello delle termocoppie) e che soprattutto hanno un'ottima linearità; molto diffuse sono le cosiddette Pt100 e Pt1000, ovvero termoresistenze in platino (Pt), in cui la resistenza alla temperatura di 0 °C è pari rispettivamente a 100 Ω e 1000 Ω (Wikipedia).

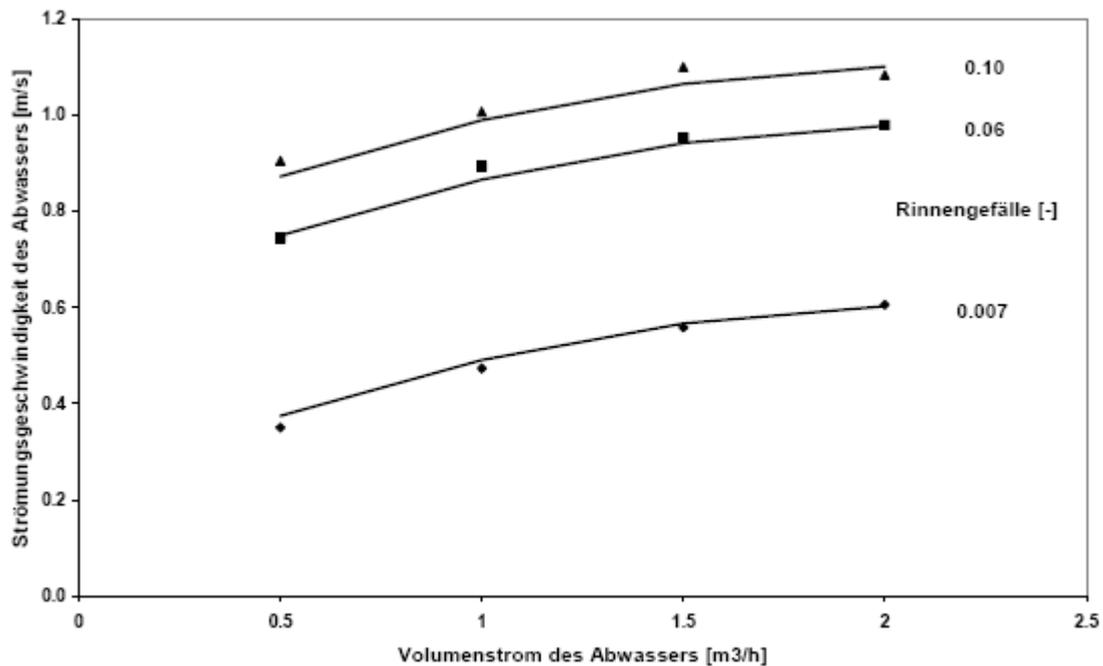


Figura 5.2: valori misurati della velocità di flusso delle acque reflue in funzione della portata e della pendenza (Wanner, 2004).

Per la messa in opera dell'esperimento sono state condotte una serie di prove per la calibrazione degli strumenti e per la determinazione delle relazioni matematiche che intercorrono tra i vari parametri.

Prima sono stati calibrati i sensori di temperatura il rotametro e la pompa delle acque di scarico. La velocità del flusso nello scambiatore di calore in funzione della portata nel sistema di raffreddamento è stata determinata approssimativamente con prove su differenze di temperatura. La figura 5.2 mostra i valori misurati e le curve della funzione d'interpolazione, la quale è stata volutamente omessa, in quanto non è trasferibile ad altri sistemi, essendo stata ottenuta con metodi empirici.

Con lo stesso approccio sono state determinate funzioni empiriche per la "efficienza dell'isolamento" e per alcuni coefficienti di scambio termico, dove con "efficienza dell'isolamento" si indica l'efficienza termica del banco di prova che è stato opportunamente isolato con pannelli in polistirolo. Per la sua determinazione è stato fermato il flusso delle acque reflue, si è provveduto a

isolare con pannelli in polistirolo lo scambiatore e infine si è misurato il riscaldamento dell'acqua nello scambiatore di calore; l'efficienza dell'isolamento indica quindi quanto calore viene perso attraverso l'isolamento. Essa può essere descritta da una funzione matematica con parametri "temperatura ambiente" e "temperatura media" nello scambiatore di calore. Per determinare i coefficienti di scambio termico K sono state effettuate circa 30 prove durante le quali è stata fatta variare la velocità del flusso. Per ogni prova, i coefficienti di scambio termico K sono stati calcolati da:

$$k = \frac{\dot{Q}_{WT}}{A_W \Delta T_{AW}} \quad (5.1)$$

dove \dot{Q}_{WT} è la potenza, A_W è alla superficie dello scambiatore di calore e ΔT_{AW} è la differenza di temperatura media tra le acque reflue e l'acqua raffreddata (Winter 1964). Le prestazioni dello scambiatore di calore vengono calcolate come:

$$\dot{Q}_{WT} = \dot{Q}_W - \dot{Q}_V \quad (5.2)$$

dove \dot{Q}_V è la "efficienza dell'isolamento" e \dot{Q}_W rappresenta la quantità di calore assorbito dallo scambiatore di calore nell'unità di tempo, che è calcolato come:

$$\dot{Q}_W = c_W \cdot \rho_W \cdot \dot{V}_W (T_{W,aus} - T_{W,ein}) \quad (5.3)$$

dove c_W è il calore specifico, ρ_W la densità, \dot{V}_W il flusso di acqua nel circuito di raffreddamento, $T_{W,aus}$ ed $T_{W,ein}$ sono le temperature rispettivamente in uscita e in ingresso nello scambiatore. Per determinare i coefficienti di scambio termico dalla parte delle acque reflue α_A e dalla parte del circuito di raffreddamento α_W è stato fatto:

$$\alpha_A = c_1 + c_2 \cdot v_A^{c_3} \quad (5.4)$$

$$\alpha_W = c_4 + c_5 \cdot v_W^{c_6} \quad (5.5)$$

dove v_A e v_W sono rispettivamente la velocità di flusso delle acque reflue e la velocità di flusso dell'acqua nel circuito di raffreddamento, i coefficienti da c_1 a

c_6 sono parametri incogniti, che sono stati determinati come segue: per ciascuno dei 30 insiemi di dati esistenti, ognuno composto da un valore numerico di k , v_A e v_W , è stata determinata tramite l'utilizzo delle relazioni (5.4) e (5.5) un'equazione:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_A} + \frac{d}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_W} \quad (5.6)$$

che descrive il trasferimento di calore attraverso una parete piana che scorre tra due mezzi fluidi, dove d e λ sono rispettivamente lo spessore e la conduttività termica della piastra dello scambiatore di calore (Winter 1964). In questo modo risultano 30 equazioni con sei incognite da c_1 a c_6 , le quali sono state determinate mediante analisi di regressione (interpolazione).

5.2.2 Relazione tra inquinamento e prestazione

Dopo il completamento dei test preliminari effettuati precedentemente, il canale si è riempito di liquami precedentemente trattati. Dopo pochi giorni è stato possibile osservare a occhio nudo che sullo scambiatore di calore si sia formata una traccia di biofilm. L'influenza del biofilm sulle prestazioni dello scambiatore di calore è quantificato dall'inverso del fattore d'incrostazione f e il suo valore può essere interpretato come resistenza al trasferimento di calore ed è stato calcolato come:

$$\frac{1}{f} = \frac{1}{k} - \frac{1}{k_0} - \frac{1}{\alpha_A} + \frac{1}{\alpha_{A0}} - \frac{1}{\alpha_W} + \frac{1}{\alpha_{W0}} \quad (5.7)$$

dove per i parametri con pedice 0 vengono indicati i valori dello scambiatore di calore ancora non inquinato. La figura 5.3 mostra come, da un esperimento in cui è stato lasciato crescere un biofilm per 16 giorni sotto un costante funzionamento idraulico, diminuiscano le prestazioni dello scambiatore di calore in funzione dell'inverso del fattore d'incrostazione f . La forte pendenza iniziale del calo delle prestazioni è causata dal fatto che, in questa fase, la temperatura delle acque di scarico è costantemente diminuita col crescere delle prove, riducendo sempre più le prestazioni dello scambiatore di calore.

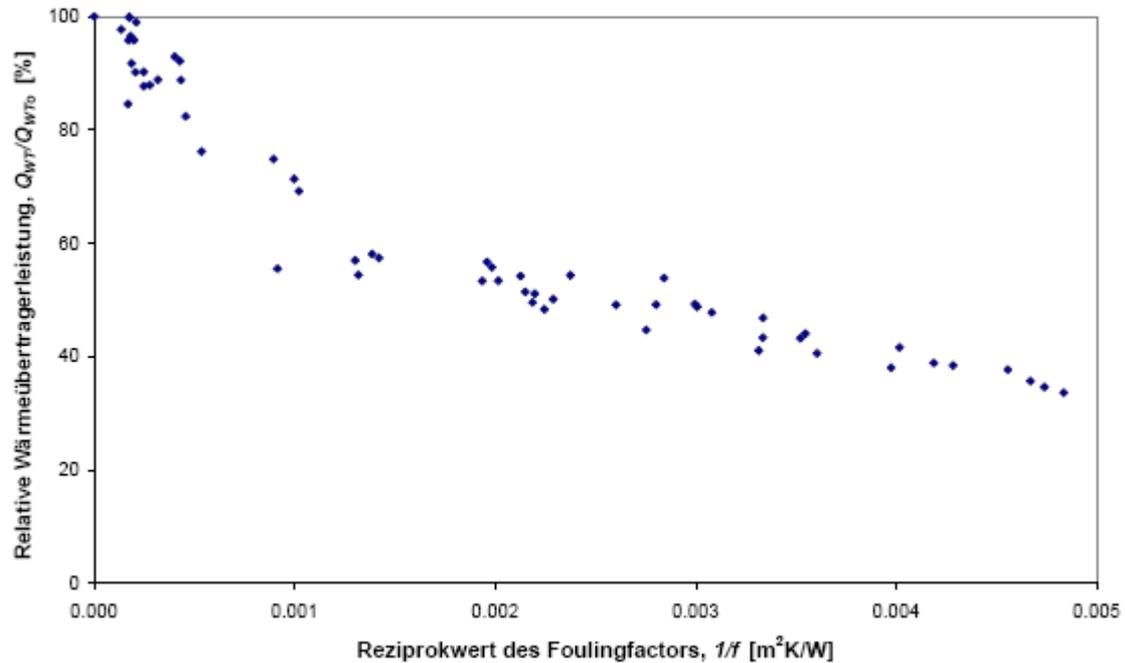


Figura 5.3: Ascissa: inverso del fattore d'incrostazione; ordinata: rapporto percentuale tra la potenza Q_{WT} delle prestazioni dello scambiatore di calore sporco e la potenza Q_{WT0} dello scambiatore di calore pulito (Wanner, 2004).

La figura 5.4 mostra un primo piano di questo biofilm che alla fine dell'esperimento presentava uno spessore medio di 5 mm, ed è inoltre chiaramente visibile in superficie una struttura irregolare, questo a causa della sollecitazione meccanica dovuto al flusso dell'acqua corrente che "gratta" continuamente piccoli pezzi della superficie di biofilm, il quale torna successivamente a rigenerarsi.



Figura 5.4: formazione del biofilm creatosi dopo 16 giorni sullo scambiatore di calore. La foto mostra una parte della zona di biofilm avente una superficie di 1,8 x 2,4 centimetri (Wanner, 2004).

5.3 Fattori d'inquinamento

Un secondo obiettivo di questo progetto è capire l'influenza dell'inquinamento che si ha sullo scambiatore di calore, sul regime di flusso (idraulico) data la composizione delle acque reflue (Huisman 2001).

5.3.1 Idraulica

In una prima serie di esperimenti, è stata studiata l'influenza dell'idraulica sulla contaminazione (cioè sulla formazione del biofilm). La figura 5.5 mostra

l'andamento temporale della temperatura ambiente T_U , della temperatura delle acque reflue T_A , della temperatura di deflusso $T_{W,aus}$ e quella di afflusso $T_{W,ein}$, della temperatura dell'acqua di raffreddamento nello scambiatore di calore e dell'inverso del fattore d'incrostazione $1/f$, durante un esperimento durato 51 giorni. Si può presumere che il rapporto $1/f$ sia approssimativamente proporzionale allo spessore del biofilm, in modo tale da considerare questo parametro come lo sviluppo del biofilm stesso. Durante i primi 16 giorni di esperimento, il biofilm è cresciuto sotto costanti condizioni idrauliche, con una portata di $0,5 \text{ m}^3/\text{h}$ ed una pendenza del canale di $0,006$, quindi una velocità delle acque reflue nel canale di $0,4 \text{ m/s}$. Dopo 16 giorni, la portata delle acque reflue e la pendenza del canale sono state cambiate bruscamente rispettivamente di $2,0 \text{ m}^3/\text{h}$ e di $0,062$, aumentando perciò la velocità dell'acqua fino a $1,0 \text{ m/s}$.

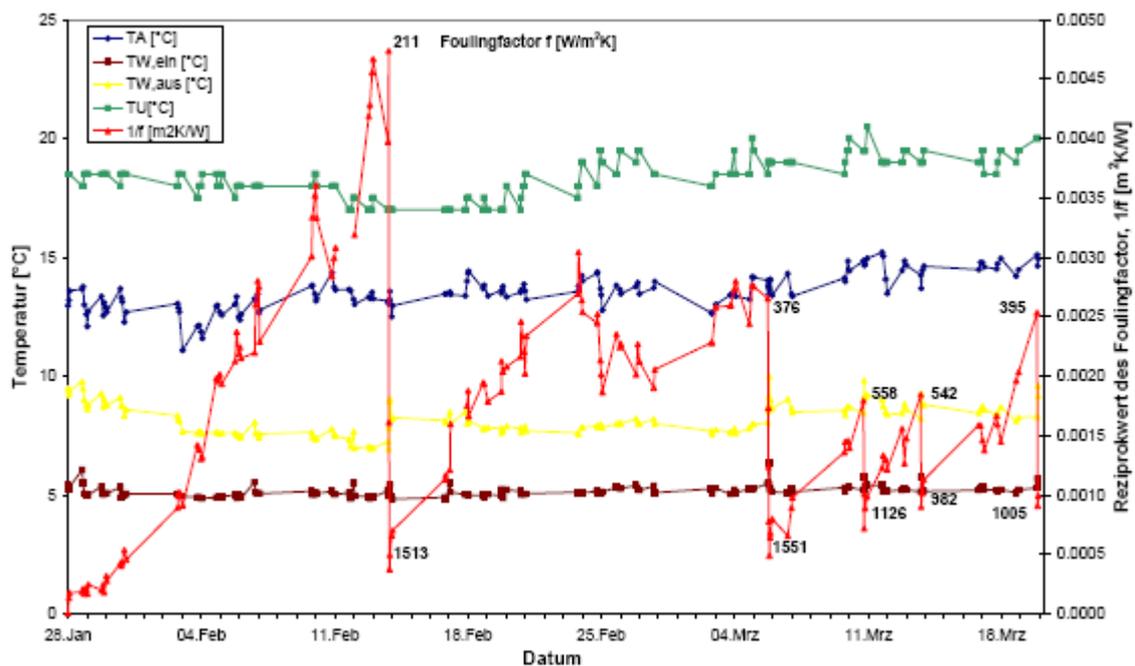


Figura 5.5: andamento temporale della temperatura ambiente T_U , della temperatura dell'acqua T_W , della temperatura delle acque reflue T_A , della temperatura in entrata $T_{W,ein}$, della temperatura in uscita $T_{W,aus}$ dallo scambiatore di calore e l'inverso del fattore d'incrostazione $1/f$, durante il cambiamento delle condizioni idrauliche (Wanner, 2004).

Il sistema idraulico, sotto queste nuove condizioni, è stato tenuto in funzione per 25 minuti, dopo di che è stato ridotto alla condizione originaria. Come mostrato in figura 5.5, in questo breve tempo il biofilm è stato come lavato via.



Figura 5.6: ingrandimento della superficie del biofilm dopo aver aumentato il carico idraulico. La foto mostra una parte della zona di biofilm avente una superficie di 2,4 x 3,2 centimetri (Wanner, 2004).

La figura 5.6 mostra il biofilm dopo questa procedura. Una parte del biofilm è ancora presente, ma in alcuni punti la superficie dello scambiatore di calore è di nuovo visibile. Ora si pone la domanda se sia possibile ripetere la rimozione del biofilm. Per chiarire questo problema, è stato permesso al biofilm di crescere nuovamente sotto le condizioni di un minor carico idraulico, successivamente è stato sottoposto per brevi ma intensi carichi idraulici (fig. 5.5). Questo è stato ripetuto più volte con diverse durate della fase di crescita. Si è dimostrato che è

sempre stato possibile rimuovere il biofilm di volta in volta (fig. 5.5). Prima dell'operazione di rimozione del biofilm del 20 Marzo, il rendimento dello scambiatore di calore ammontava al 61% rispetto al rendimento dello scambiatore di calore pulito; con il lavaggio è stato possibile aumentarlo di nuovo a 87%. La questione ora è se è possibile riportare il valore dell'inverso del fattore d'incrostazione ai bassi valori osservati anche dopo tempi più lunghi. E' un fatto osservato anche in altri esperimenti che il biofilm cresciuto in condizioni di carico idraulico leggero è molto sensibile a variazioni improvvise del carico stesso. Questo fatto è stato osservato anche in altri esperimenti (Horn et al. 2003).

5.3.2 *Composizione delle acque reflue*

Un altro fattore che influisce sulla formazione del biofilm è la composizione stessa delle acque reflue. La composizione di queste acque è stata misurata con regolarità tra il 1 Gennaio 2002 e il 29 Giugno 2004; la figura 5.7 mostra i valori del COD disciolto (domanda chimica di ossigeno). I valori variano tra 0 mgO₂/L e 370 mgO₂/L e non dimostrano nessun trend visibile.

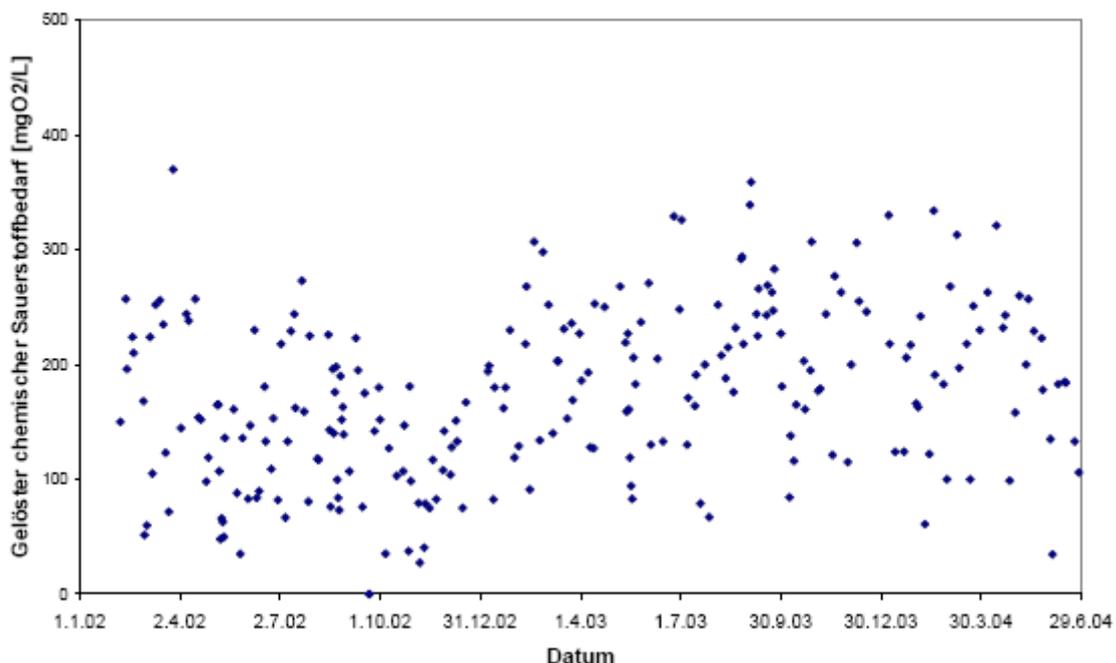


Figura 5.7: Misura della richiesta chimica di ossigeno disciolto nelle acque di scarico pretrattate durante i 2 anni di misurazione (Wanner, 2004).

Si sarebbe dovuto correlare la crescita del biofilm con il COD disciolto; questa correlazione è stata difficile da trovare, non solo a causa delle grandi variazioni del COD, ma anche perché i vari parametri sono stati cambiati più volte nel corso degli esperimenti.

Durante l'esperimento, l'impianto è stato lasciato per cinque settimane senza aver modificato alcuna condizione iniziale, e ad intervalli settimanali regolari è stata effettuata la stessa procedura di lavaggio. La figura 5.8 mostra il rendimento dello scambiatore misurato per questo esperimento in funzione del COD medio nei periodi di crescita del biofilm. Dal momento che le prestazioni dello scambiatore di calore diminuiscono con l'aumentare dello spessore del biofilm, è stata trovata la correlazione ipotizzata tra il rendimento dello scambiatore di calore e il COD.

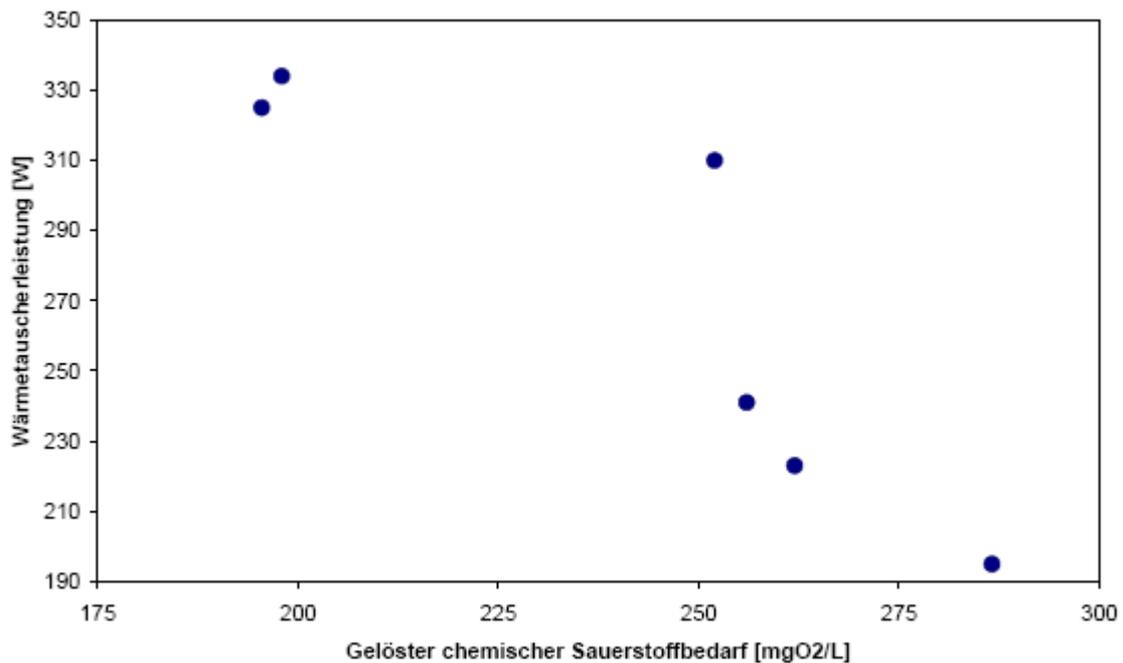


Figura 5.8: prestazioni dello scambiatore di calore in funzione del COD nel rispettivo periodo di crescita del biofilm (Wanner, 2004).

Per i risultati sperimentali, mostrati in figura 5.8, si può osservare l'influenza della composizione delle acque reflue sull'inquinamento dello scambiatore.

5.4 Misure per la riduzione dell'inquinamento

Nella parte inferiore del canale del banco di prova si sono inserite delle piastrine (2,5 x 4 cm) (fig. 5.9), le quali possono essere facilmente installate e sostituite, attraverso le quali è possibile avere una misura di quello che è l'inquinamento. Le piastrine sono costituite dello stesso materiale dello scambiatore, appunto da acciaio 1,4571. Su queste piastrine sono state condotte misure sull'angolo di contatto (KW, idrofobicità della superficie), sulla sostanza secca (TS; massa di materiali organici e inorganici), è stata elaborata un'analisi sulla dispersione di energia dei raggi X (EDX; massa percentuale della composizione superficiale elementare), si è effettuata una microscopia elettronica a scansione (SEM) e si sono realizzate immagini fotografiche.

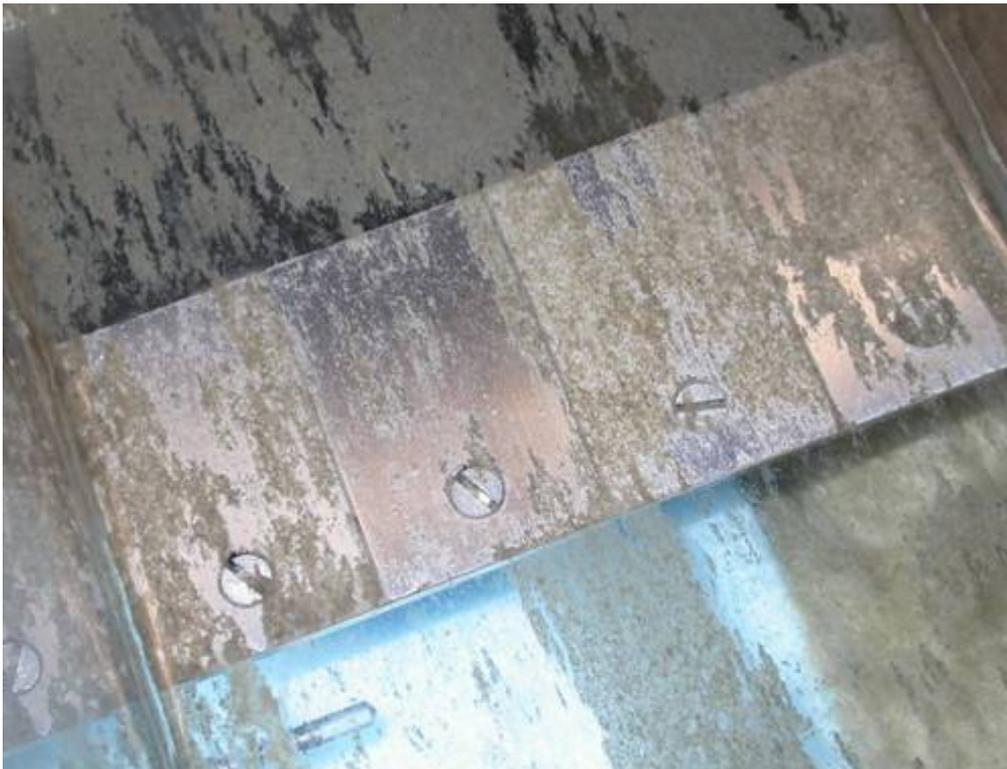


Figura 5.9: piastrine usate durante lo studio della formazione del biofilm nel canale delle acque reflue (Wanner, 2004).

Le misure che sono state studiate in questo progetto per la riduzione dell'inquinamento in prossimità dello scambiatore di calore comprendono il miglioramento della superficie dello scambiatore, il rivestimento dello stesso e variazioni della velocità di flusso delle acque reflue.

5.4.1 Qualità della superficie

Lavori eseguiti: sono state esposte nel canale delle acque reflue piastrine con superfici lavorate in modi diversi; è stato permesso al biofilm di crescere per diversi giorni, successivamente è stata aumentata temporaneamente la portata nel canale inclinato, e infine è stato analizzato il biofilm restante sulle piastrine dopo il deflusso. In questi esperimenti sono state utilizzate piastrine, la cui superficie è stata lappata per mezzo di piastre diamantate (1), per mezzo di elettropulitura (2), attraverso la lucidatura con un panno (3), mediante la laminazione a freddo come lo scambiatore di calore (Finish 2B) (4), trattata con carta abrasiva con numero di grana da 400 (5) e da 80 (6).

Sulle piastrine lavorate con la superficie laminata a freddo (4), dopo il lavaggio è rimasta la minor quantità di biofilm attaccata; sia sulle superfici in acciaio più fini che quelle più grezze sono stati misurati alti valori di TS (figura 5.10). La domanda che ci si pone è se questa osservazione è generalizzabile. In questi esperimenti, sono state osservate sempre gli stessi comportamenti; ma ci sono anche una serie di altri risultati che confermano i risultati di figura 5.10:

a) Le foto che sono state scattate in tutti gli esperimenti offrono lo stesso risultato qualitativo: l'esempio della Figura 5.9 mostra le tavole 6, 3, 1 e 5 (da sinistra a destra), dopo il lavaggio.

b) le piastre con le superfici laminate a freddo (4) sono state utilizzate in diversi esperimenti come punto di riferimento e hanno mostrato sempre gli stessi o addirittura valori di TS inferiori rispetto alla figura 5.10.

c) In una tesi di dottorato (Medilanski 2002) è stato stabilito che l'adesione batterica ha un minimo per le superfici in acciaio che sono state trattati con carta vetrata di grana 1000. In caso di trattamento con carta abrasiva di grana 80 e 500,

ma anche nell'electro-pulitura e nella levigazione con superfici diamantate, l'adesione è stata maggiore.

Principali risultati: di tutte le piastrine utilizzate nel corso dell'esperimento, il comportamento migliore è stato verificato da quelle lavorate tramite laminatura a freddo (Finish 2B), stessa lavorazione utilizzata per lo scambiatore utilizzato per l'esperimento.

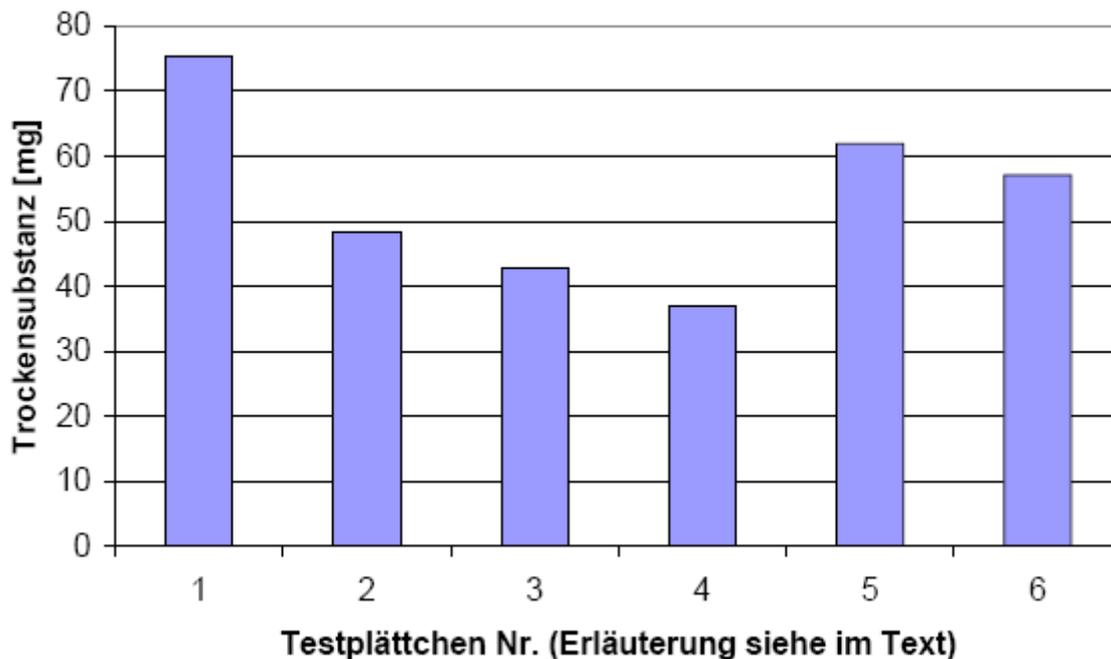


Figura 5.10: quantità di biofilm rimasto sulle piastrine con diversa lavorazione della superficie dopo l'esposizione delle acque reflue (Wanner, 2004).

5.4.2 Rivestimento della superficie

Lavori effettuati: come descritto nel precedente paragrafo, piastrine con diversi rivestimenti sono state esposte alle acque reflue ed analizzate dopo il risciacquo.

Osservazioni: I valori sono riportati graficamente nella figura 5.11 e mostrano che i valori di TS corrispondenti a KW crescenti tendono a diminuire; questo non è facile da spiegare, in quanto valori di KW crescenti significano un aumento di idrofobicità, ed è noto che questo facilita l'adesione batterica. Tuttavia, i valori di KW non variano particolarmente gli uni rispetto agli altri, mentre i valori di TS deviano molto tra piastrine con la stessa superficie. Queste variazioni dei valori

di TS possono essere dovute a differenze nella composizione o temperature delle acque reflue nel corso dei singoli esperimenti. In ogni caso, nel corso degli anni, si è osservata la formazione di tipologie di biofilm molto diverse tra loro. Infatti i valori di TS variano tra i 10 e i 36 mg anche nelle piastrine di riferimento non rivestite (lamine a freddo).

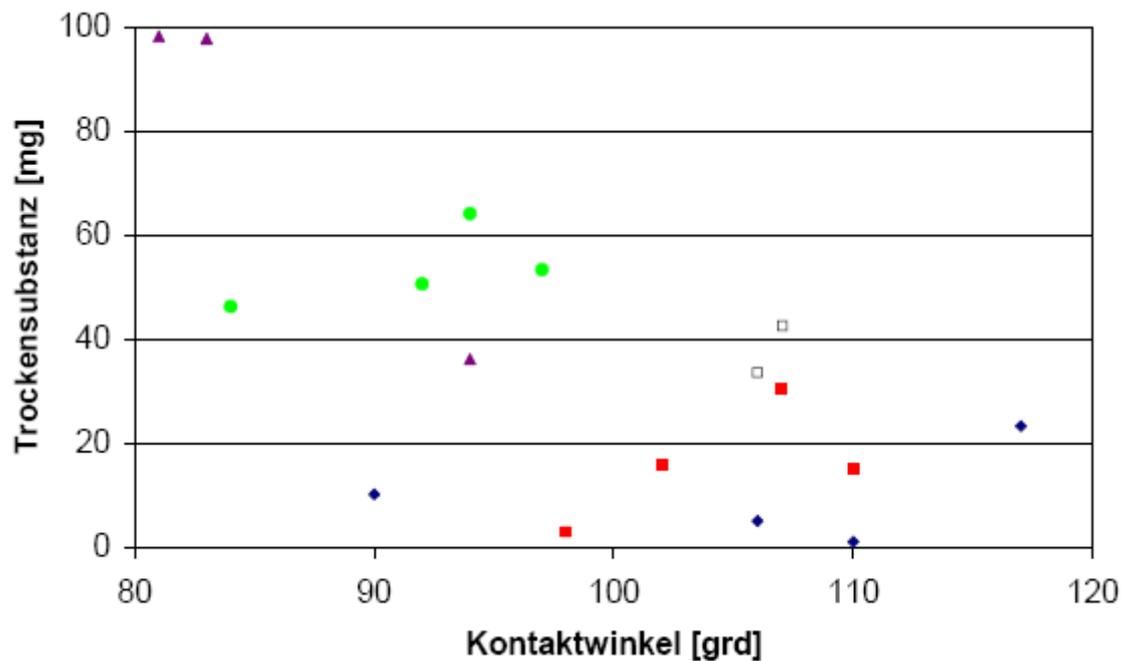


Figura 5.11: quantità di biofilm riportato in funzione dell'angolo di contatto nelle piastrine rivestite dopo l'esposizione alle acque di scarico (Wanner, 2004).

L'analisi EDX non ha indicato nessuna differenza nella composizione elementare del rivestimento delle piastrine prima e dopo l'esposizione alle acque reflue. L'analisi delle immagini SEM ha mostrato che i depositi sullo scambiatore di calore sono costituiti principalmente da cellule di microrganismi e filamenti, ma vi sono state osservate anche componenti di sostanze vegetali e di sostanze inorganiche. La figura 5.12 mostra un'immagine SEM di una piastrina di prova dopo il dilavamento del biofilm. Nella figura sono ancora visibili piccoli resti del biofilm, che prima del lavaggio aveva uno spessore da 1 ai 3 mm, inoltre è visibile la superficie del provino.

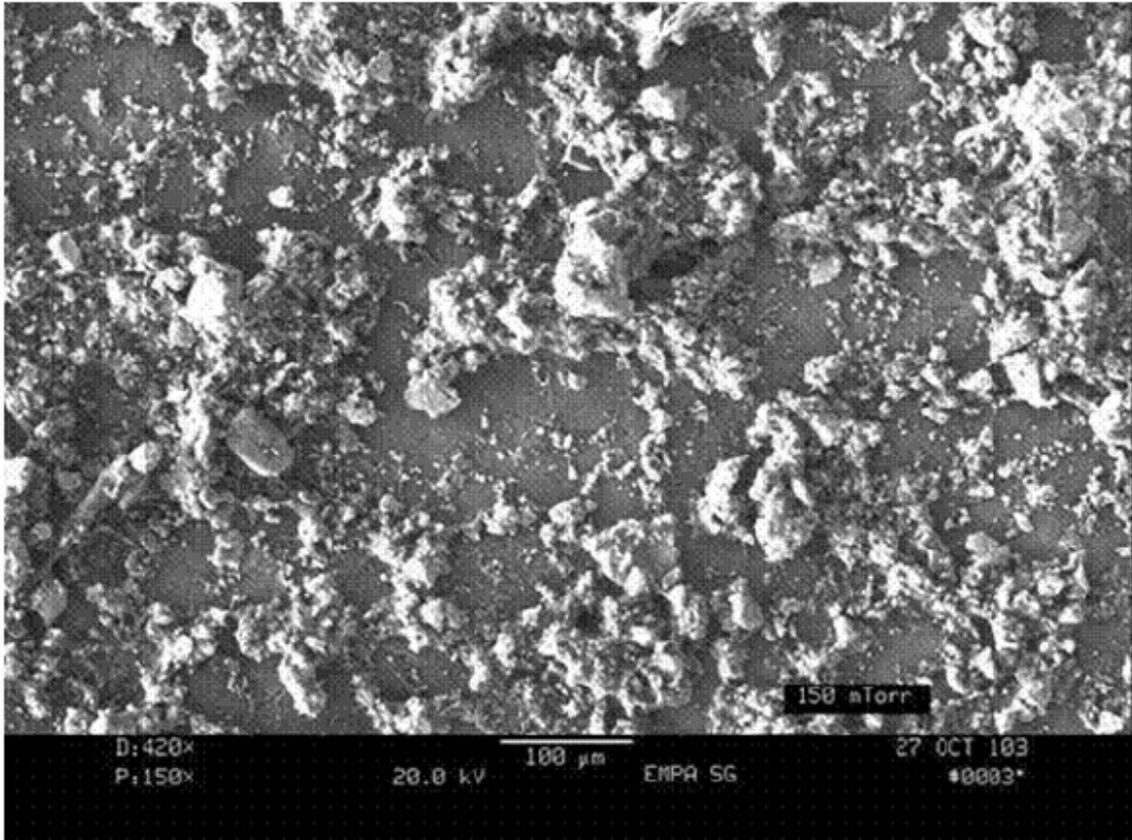


Figura 5.12: un'immagine SEM della piastrina di prova H1 dopo il dilavamento del biofilm (Wanner, 2004).

Principali risultati: i rivestimenti sono in grado di ridurre l'inquinamento sullo scambiatore di calore. Non si può dire se questo fatto possa avere delle conseguenze pratiche, in quanto non è stata ancora quantificata la riduzione del rendimento dello scambiatore di calore a seguito del rivestimento e poiché non è stata ancora studiata l'usura degli strati dovuta alla presenza di materiali solidi nelle acque reflue.

5.4.3 Variazione della velocità di flusso

Lavoro svolto: l'acqua reflua pretrattata è stata immessa nel canale in cui è situato lo scambiatore di calore a una velocità media di 0,4 m/s; nel giro di pochi giorni si è formato uno spessore di biofilm. Dopo circa sette giorni sono state misurate le prestazioni dello scambiatore di calore. Successivamente, si è portato

il flusso a 1,0 m/s per 20 minuti, che ha permesso di ottenere un lavaggio parziale del biofilm; infine è stata riportata la velocità iniziale a 0,4 m/s, è stato poi nuovamente misurato il rendimento dello scambiatore di calore; questi esperimenti con lo scambiatore di calore sia pulito che sporco, sono stati ripetuti 32 volte da febbraio a novembre 2003.

Osservazioni: la figura 5.13 mostra le prestazioni dello scambiatore di calore inquinato dal biofilm rispetto alle prestazioni dello scambiatore pulito. Mediamente, l'efficienza dello scambiatore prima del lavaggio risulta circa del 60%, mentre dopo il lavaggio risulta del 83%.

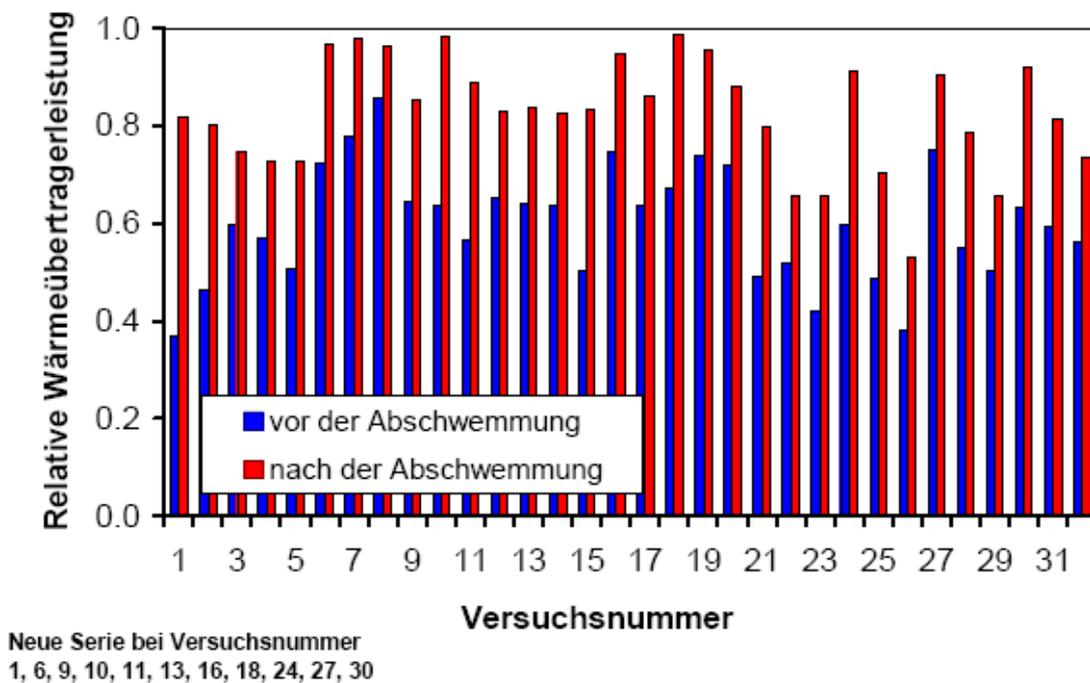


Figura 5.13: prestazione dello scambiatore di calore prima (rosso) e dopo (blu) il lavaggio del biofilm (Wanner, 2004).

Da rilievi fotografici, si può notare che nel corso degli anni si formano tipologie di biofilm sempre diverse. Ciò è probabilmente dovuto ai cambiamenti della temperatura e della composizione delle acque reflue. Degno di nota è il fatto che è stata osservata la rigenerazione delle prestazioni dello scambiatore di calore in tutte le prove, e questa stessa osservazione l'hanno rispecchiata anche altri ricercatori che hanno eseguito tali prove anche in sistemi completamente diversi

tra loro, (Horn et al. 2003). All'interno di una serie di prove, il rendimento dello scambiatore di calore diminuisce in quasi tutti i casi (figura 5.13).

Principali risultati: il lavaggio del biofilm attraverso un breve aumento del carico idraulico è una misura efficace per la rigenerazione delle prestazioni dello scambiatore di calore inquinato. Questa rigenerazione può essere osservata in tutti gli esperimenti effettuati, ma cala nel corso del tempo.

5.4.4 Perturbazioni del flusso

Lavori eseguiti: nel canale delle acque reflue sono stati installate delle barre in plexiglas (10 x 100 mm) in direzione trasversale al flusso, aventi una sezione a forma di cuneo il cui spessore aumenta nella direzione del flusso da 0 a 4 millimetri.



Figura 4.14: perturbazione del flusso nel canale dovuta alla barra in plexiglas (Wanner, 2004).

Osservazioni fatte: in basso a destra della figura 5.14 può essere osservata una maggiore crescita del biofilm, questo perché la barra in plexiglas crea un effetto

di congestione. Il biofilm a valle delle barre in plexiglas cresce molto meno, infatti c'è una parte della superficie dello scambiatore di calore che è ancora visibile anche dopo 6 giorni di crescita del biofilm.

Principali risultati: le perturbazioni del flusso possono portare a una maggiore turbolenza a livello locale e quindi aumentare l'effetto dovuto alla variazione della velocità di flusso sulla formazione del biofilm descritta nel paragrafo precedente.

5.5 Conclusioni

La ricerca di varie contromisure rivolte all'obiettivo di ridurre la formazione di biofilm ha dato diversi risultati che possono essere riassunti come segue:

- La laminazione a freddo della lamiera utilizzata per lo scambiatore di calore offre una superficie favorevole per quanto riguarda la diminuzione dell'inquinamento, mentre una levigazione più fina della superficie sembra favorire l'aderenza di microrganismi;
- I rivestimenti sono in grado di ridurre l'inquinamento, tuttavia non sono stati studiate applicazioni nelle fogne;
- La variazione sistematica della velocità delle acque reflue è una misura efficace per ripristinare le prestazioni dello scambiatore di calore inquinato;
- le perturbazioni del flusso hanno un'influenza positiva contro l'inquinamento (al momento non vi è disponibilità di dati quantitativi).

Capitolo 6

ANALISI DI SOFTWARE PER LA MODELLAZIONE DELLA TEMPERATURA

In questo capitolo si vuole approfondire l'argomento sul recupero del calore dalle fognature andando a illustrare l'andamento nel tempo di portata e di temperatura dell'acqua di scarico e dell'aria all'interno della tubazione fognaria, avvalendosi del programma di simulazione Tempest; inoltre si vuole sottolineare, attraverso un approccio visivo dato da grafici, la variazione della temperatura all'interno delle reti fognarie andando a modificare alcuni parametri quali il tipo di terreno (saturo o insaturo) e il tipo di condotta.

In un passo successivo, si sono effettuate considerazioni energetiche relative a un caso ipotetico facendo uso di questa particolare tecnica di recupero del calore fognario.

6.1 Tempest

Il sistema fognario è stato modellato sulla base di due elementi fondamentali "rami" e "nodi", nei quali lo scarico delle acque reflue, il flusso d'aria, vapore acqueo e la temperatura sono funzioni continue nel tempo e nello spazio, e sono modellati da equazioni di bilancio unidimensionali. L'elemento "ramo" rappresenta un tubo prismatico con sezione circolare e senza alcuna discontinuità. I Nodi, invece, indicano disomogeneità, causate da afflussi laterali, particolari punti nei quali si ha uno scambio d'aria con l'esterno, improvvise modifiche della geometria fognaria o, ancora delle proprietà dei materiali; inoltre, i nodi si basano su condizioni di continuità. I sistemi fognari possono essere

modellati da una serie di elementi base "nodo + ramo" che viene chiamata condotta o linea fognaria. Il modello è strutturato in diversi compartimenti: acque reflue, aria in fognatura, tipo di condotto e terreno circostante. Nel modello sono indicati il trasporto, il calore e processi di trasferimento di massa riferiti a ogni ramo considerato della condotta figura 6.1.

Di seguito si fa una breve descrizione sull'analisi del modello, ovvero sulle equazioni di bilancio, sulle equazioni per i tassi di processo e sulla modellizzazione dei nodi.

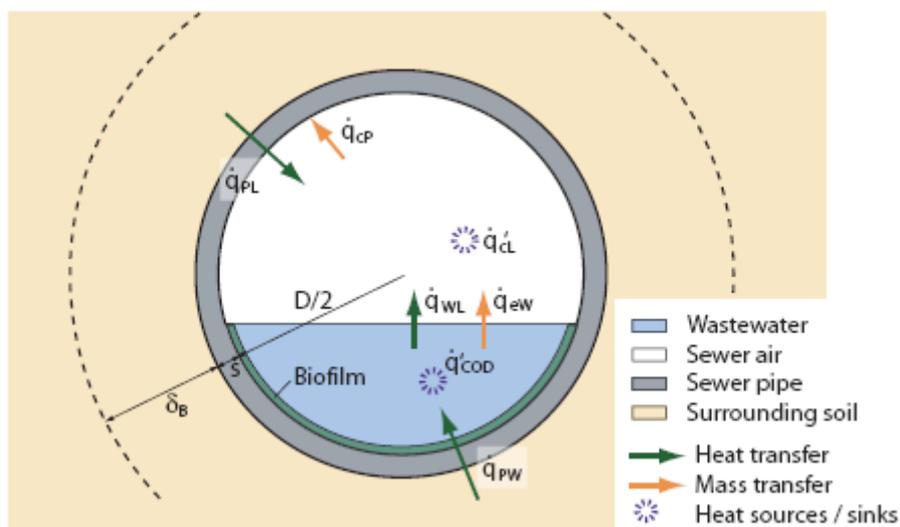


Figura 6.1: Sezione trasversale di un condotto fognario con i parametri relativi ai processi di trasferimento che influenzano l'umidità, la temperatura e il livello d'acqua reflua (EAWAG, 2005).

6.1.1 Equazioni di bilancio e processi di trasferimento

Le equazioni di bilancio di massa, di calore e della quantità di moto sono riportate nella tabella 6.1; mentre i processi di trasferimento, utilizzati nelle equazioni di bilancio, sono descritti in dettaglio nella tabella 6.2; la nomenclatura è spiegata nella tabella 6.3.

6.1.2 Nodi

Se la fognatura è modellata secondo una serie di condotti, le condizioni di continuità devono essere soddisfatte in ogni nodo;

Tabella 6.1: Equazioni di bilancio che vengono risolte da Tempest. Le equazioni di bilancio della quantità di moto e quelle della massa costituiscono le equazioni di St. Venant (EAWAG, 2005).

		Bilanci di massa
Portata d'acqua reflua	Q_W	$\frac{\partial A_W}{\partial t} = - \frac{\partial Q_W}{\partial x} - \frac{1}{\rho_W} \cdot j_{vP} \cdot P$
Portata d'aria all'interno del tubo fognario	Q_L	$\frac{\partial A_L}{\partial t} = - \frac{\partial Q_L}{\partial x}$
Carico del vapor acquoso	X	$\frac{\partial (A_L \cdot X)}{\partial t} = - \frac{\partial (Q_L \cdot X)}{\partial x} + \frac{1}{\rho_W} (j_{vP} \cdot P - j_{kR} \cdot U_L - j'_{kL} \cdot A_L)$
		Bilanci di calore
Temperatura dell'acqua reflua	T_W	$\frac{\partial (A_W \cdot T_W)}{\partial t} = - \frac{\partial (Q_W \cdot T_W)}{\partial x} + \frac{1}{c_{p,W} \cdot \rho_W} \left(q_{RW} \cdot U_W - q_{WL} \cdot P - q_{vP} \cdot P + q_{\theta} \cdot A_W \right)$
Temperatura dell'aria nel tubo fognario	T_L	$\frac{\partial (A_L \cdot T_L)}{\partial t} = - \frac{\partial (Q_L \cdot T_L)}{\partial x} + \frac{1}{c_{p,L} \cdot \rho_L} \left(q_{RL} \cdot U_L + q_{WL} \cdot P + \xi \cdot q_{kL} \cdot A_L \right)$
Temperatura del condotto fognario	$T_P^{(j)}$	$\frac{\partial (A_P^{(j)} \cdot T_P^{(j)})}{\partial t} = \frac{1}{c_{p,P} \cdot \rho_P} \left(q_P^{(j+\frac{1}{2})} \cdot U_P^{(j+\frac{1}{2})} - q_P^{(j-\frac{1}{2})} \cdot U_P^{(j-\frac{1}{2})} \right)$
		Bilancio della quantità di moto
Acqua		$\frac{\partial Q_W}{\partial t} = - \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{Q_W^2}{A_W} \right) - g \cdot A_W \cdot \frac{\partial y}{\partial x} + g \cdot A_W (S_0 - S_f)$

continuità di T_W , T_L e X che sono richieste ai nodi $i = 2, \dots, N$:

$$Q_{W,i} T_{W,i} = Q_{W,i-1} T_{W,i-1} + Q_{win,i} T_{win,i} \quad (6.1)$$

e:

$$Q_{L,i} T_{L,i} = Q_{L,i-1} T_{L,i-1} + Q^*_{L,i} T_{A,i} \quad (6.2)$$

$$Q_{L,i} X_{L,i} = Q_{L,i-1} X_{L,i-1} + Q^*_{L,i} X_{A,i} \quad (6.3)$$

se l'aria è entrante allora si ha che $Q^*_{L,i} > 0$, oppure

$$T_{L,i} = T_{L,i-1} \quad (6.4)$$

$$X_{L,i} = X_{L,i-1} \quad (6.5)$$

se l'aria è uscente al nodo allora $Q^*L_i > 0$. In queste equazioni $Q_{Win,i}$ e $T_{Win,i}$ sono rispettivamente la portata e la temperatura entrante, mentre $T_{A,i}$ e $X_{A,i}$ rappresentano rispettivamente la temperatura ambiente esterna e il carico di vapore acqueo.

Tabella 6.2: Descrizione matematica dei processi di trasferimento usate nelle equazioni di bilancio della tabella 6.1 (EAWAG, 2005).

Processo^a	Descrizione
$q_{WL} = \alpha_{WL}(T_W - T_L)$	Trasferimento di calore che si ha sull'interfaccia acque di scarico-aria interna alla tubazione.
$q_{RN} = k_{RN}(T_{S,inf} - T_{Pb}^{(j=N)})$	Flusso di calore che va dal terreno circostante con temperatura $T_{S,inf}$ alla parte più esterna del condotto (parte bassa, acqua) $j=N^b$.
$q_{Pb}^{(j+1/2)} = k_{Pb}(T_{Pb}^{j+1} - T_{Pb}^{(j)})$	Flusso di calore dallo strato di condotto (parte bassa, acqua) più esterno $j+1$ a quello più interno j .
$q_{RW} = k_{RW}(T_{Pb}^{(1)} - T_W)$	Flusso di calore dal primo strato di condotto $j=1$ allo strato d'acqua.
$q_{RN} = k_{RN}(T_{S,inf} - T_{Pt}^{(j=N)})$	Flusso di calore proveniente dal terreno circostante con temperatura $T_{S,inf}$ alla parte più esterna del condotto (parte superiore, aria) N .
$q_{Pt}^{(j+1/2)} = k_{Pt}(T_{Pt}^{j+1} - T_{Pt}^{(j)})$	Flusso di calore dallo strato di condotto (parte alta, aria) più esterno $j+1$ a quello più interno j .
$q_{RL} = k_{RL}(T_{Pt}^{(1)} - T_L)$	Trasferimento di calore che si ha sull'interfaccia tubo-aria.
$q_{\theta} = e_{CSB} \cdot r_{CSB}$	Calore prodotto dall'attività biochimica delle acque reflue.
$q_{vP} = \alpha_{vP}(p_{sat}(T_W) - p_L)$	Trasporto di calore dovuto alla condensazione/evaporazione all'interfaccia acqua-aria.
$j_{vP} = h_{fg}^{-1} \cdot q_{vP}$	Flusso di massa che si crea sull'interfaccia aria-acqua dovuto ai fenomeni di evaporazione/condensazione.
$q_{kP} = \alpha_{kP}(p_L - p_{sat}(T_{Pt}^{(1)}))$	Flusso di massa dovuto alla condensazione al livello più interno della condensazione.
$j_{kP} = h_{fg}^{-1} \cdot q_{kP}$	Perdita di vapor acqueo a causa della condensa

$$q_{kL}' = h_{fg} \cdot \rho_L (X - X_{sat})$$

La condensa dell'aria in fognatura a causa della sovrasaturazione (riduzione del calore latente).
La condensa dell'aria in fognatura a causa della sovrasaturazione (riduzione del contenuto di vapor acqueo).

$$j_{kL}' = \rho_L (X - X_{sat})$$

^a Per una formulazione matematica dei parametri α_{WL} , k_{RN} , k_{Pb} , k_{RW} , k_{RPb} , k_{RL} , α_{vP} e α_{kPt} consultare Dürrenmatt (2006).

^b Per un più accurato calcolo della temperatura del condotto, questo è discretizzato in N starti radiali che vanno dal più interno $j=1$ al più esterno $j=N$. Ogni strato poi è ulteriormente diviso in 2 parti: la parte inferiore P_b cui è interfacciato con l'acqua e la parte superiore P_t cui è interfacciato con l'aria.

Tabella 6.3: Nomenclatura usata in tabella 6.1 e in tabella 6.2 (EAWAG, 2005).

Variabili geometriche	
A_n	Area della sezione laterale (n=W acqua, n=L aria, n=P condotto)
P	Larghezza del livello d'acqua
U_n	Perimetro bagnato (n=W acqua, n=L aria, n=P condotto)
Proprietà dei materiali	
$c_{p,n}$	Calore specifico (n=W acqua, n=L aria, n=P condotto e n=S terreno)
$T_{S,inf}$	Temperatura del terreno indisturbato
λ_n	Conduktivität termica (n=W acqua, n=L aria, n=P condotto e n=S terreno)
ρ_n	Densità (n=W acqua, n=L aria, n=P condotto e n=S terreno)
Processi di trasferimento	
j	Trasferimento di massa
q	Trasferimento di calore
Coefficienti di trasferimento di massa e del calore	
k	Coefficiente di trasmissione termica
r_{COD}	Tasso di degradazione biologica (COD)
α	Coefficiente di trasferimento del calore
Altre variabili	
e_{COD}	Reazione entalpica di degradazione del COD
g	Forza di gravità
h_{fg}	Entalpia di evaporazione
p_L	Pressione parziale d'acqua
p_{sat}	Pressione parziale di saturazione
S_0	Pendenza

S_f
T_A
X_{sat}

Attrito
Temperatura ambiente
Vapor acqueo carico di aria satura

6.1.3 Risolutore PDE

Per risolvere il sistema di equazioni unidimensionali alle derivate parziali, è stato usato il secondo step dello schema di Lax-Wendroff, uno schema esplicito di volume finito di secondo ordine nello spazio e nel tempo ($O(\Delta x^2, \Delta t^2)$); si trascura l'eccessiva dispersione numerica, non si ha dissipazione d'ampiezza né instabilità. È possibile scrivere un problema unidimensionale in un flusso di forma conservativa:

$$\frac{\partial u}{\partial t} = - \frac{F(u)}{\partial x} + S(u) \quad (6.6)$$

dove u (variabile di stato), F (flusso termico) e S (termine noto) sono vettori. Il secondo step del metodo di Lax-Wendroff calcola i valori intermedi $u_{i+1/2}$ allo step di metà tempo $t_{j+1/2}$:

$$u_{i+1/2}^{j+1/2} = \frac{1}{2}(u_{i+1}^j + u_i^j) - \frac{\Delta t}{2\Delta x}(F_{i+1}^j - F_i^j) \quad (6.7)$$

Usando questa variabile, può esser calcolato il flusso $F_{i+1/2}^{j+1/2}$ (allo stesso modo $u_{i-1/2}^{j+1/2}$ e $F_{i-1/2}^{j+1/2}$). Infine i valori u_i^{j+1} allo step di tempo pieno possono essere calcolati da:

$$u_i^{j+1} = u_i^j - \frac{\Delta t}{\Delta x} \left(F_{i+1/2}^{j+1/2} - F_{i-1/2}^{j+1/2} \right) + \Delta t \cdot S_i^j \quad (6.8)$$

Dopo aver valutato u_i^{j+1} , possono esser scartati i valori intermedi $u_{i+1/2}^{j+1/2}$ e $u_{i-1/2}^{j+1/2}$.

Per garantire la stabilità, devono essere soddisfatti i criteri di Courant Friedrichs-Lewy (CFL) (Press, 2005). Poiché le equazioni di St. Venant contengono un termine non-lineare, si consiglia di applicare un filtro dopo ogni passaggio di tempo per ridurre le oscillazioni causate da onde di corta lunghezza d'onda; in TEMPEST, è stato implementato a questo scopo il filtro Enquist 2,1.

6.2 Influenza dei parametri

Il manuale del programma Tempest si avvale di una simulazione concernente una condotta lunga 1845 m nella zona di Rümlang in Svizzera (figura 6.2).

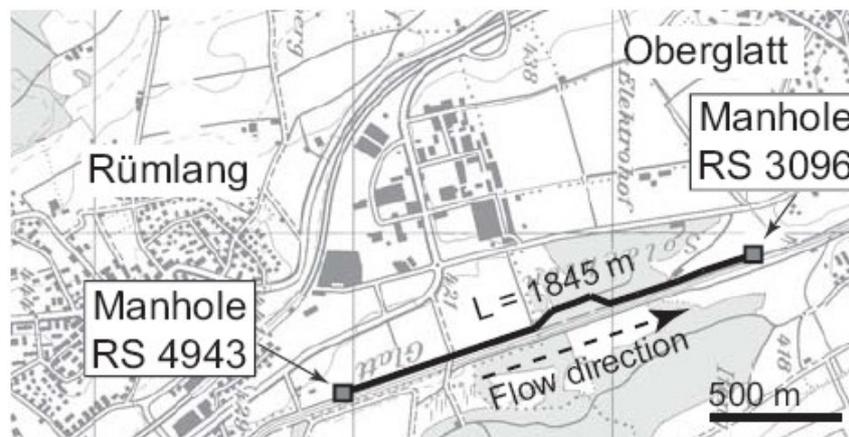


Figura 6.2: Ubicazione della condotta nella zona di Rümlang in Svizzera (EAWAG, 2005).

Si cerca di illustrare l'influenza di alcuni parametri sull'andamento della temperatura attraverso la condotta fognaria; lo scopo principale di questo programma è quello di garantire una temperatura di arrivo in una sezione di chiusura, in questo caso al depuratore, non inferiore di un determinato valore. Importanza fondamentale per soddisfare i processi di nitrificazione e denitrificazione (capitolo 4) è che la temperatura in arrivo al depuratore deve essere di almeno 10 °C. Tempest perciò permette di verificare che la temperatura delle acque di scarico arrivi a monte del depuratore ad almeno 10 °C; come dimostrato nel capitolo 4, anche se sussistessero dei brevi picchi di temperatura (di circa 2 ore) inferiori a quella prevista, comunque le conseguenze non sarebbero così tanto determinanti sui processi di depurazione.

Prima di effettuare ogni tipo di analisi è necessario effettuare rilievi sulla temperatura e sulla portata dell'impianto fognario già esistente oppure, se si tratta di una nuova fognatura, è necessario stimare tali valori sulla base di dati dettati

dall'esperienza storica relativa a tale zona. Per questa simulazione i dati sono stati raccolti attraverso l'utilizzo di un misuratore di portata ad ultrasuoni e un data logger montato in prossimità delle botole RS 4943 e RS 3096; per stimare la temperatura del suolo è stato sepolto un data logger a una profondità di 1,2 m e a una distanza dalla fognatura di 2 m.

Nelle figure sottostanti sono stati riportati i valori misurati nelle indagini.

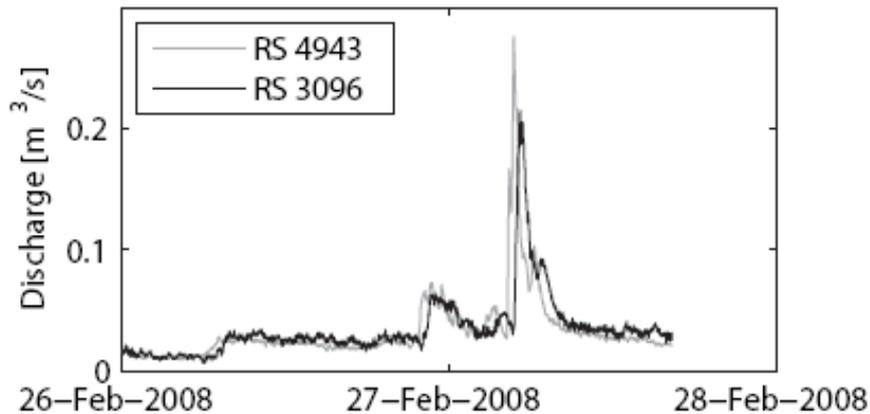


Figura 6.3: Portata di scarico misurata nei tombini RS 4943 e RS 3096 in data 26, 27, 28 febbraio 2008 (EAWAG, 2005).

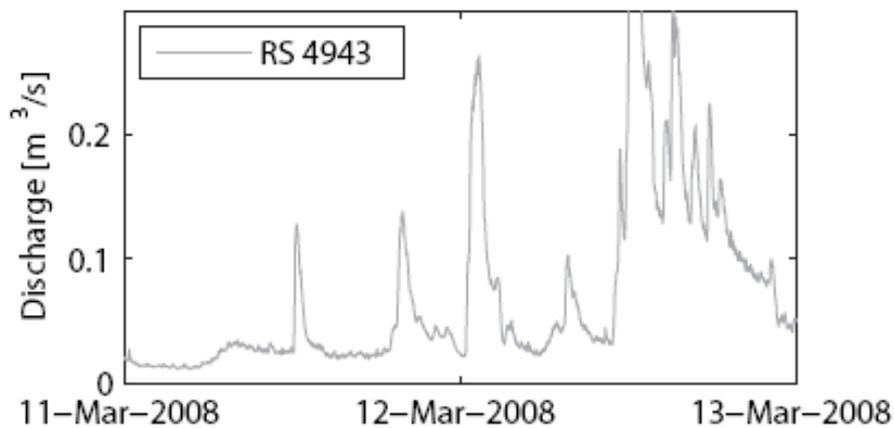


Figura 6.4: Portata di scarico misurata nel tombino RS 4943 in data 11, 12, 13 marzo 2008 (EAWAG, 2005).

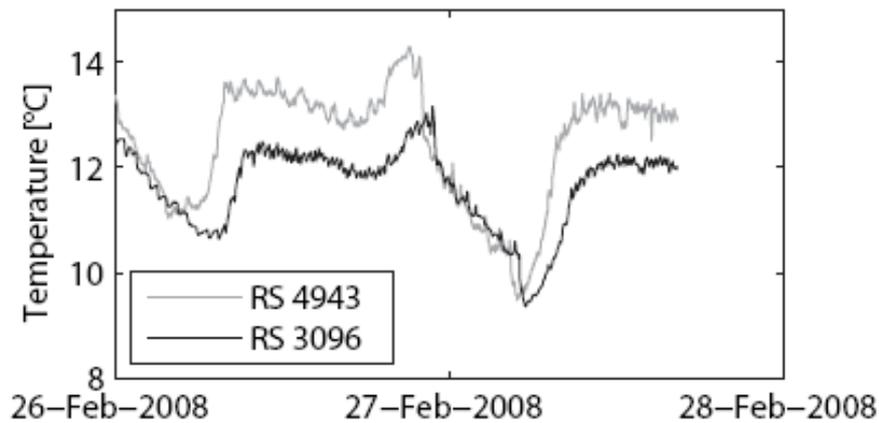


Figura 6.5: Temperatura misurata nei tombini RS 4943 e RS 3096 in data 26, 27, 28 febbraio 2008 (EAWAG, 2005).

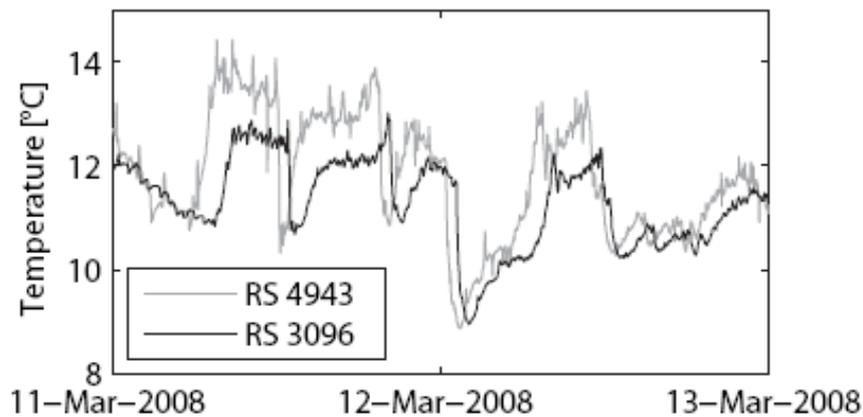


Figura 6.5: Temperatura misurata nei tombini RS 4943 e RS 3096 in data 11, 12, 13 marzo 2008 (EAWAG, 2005).

Di seguito sono stati riportati i valori misurati e stimati che sono stati inseriti nel documento di Tempest al fine di cominciare la simulazione.

Tabella 6.3: Proprietà dei materiali, parametri geometrici e meteorologici che descrivono la condotta dal nodo RS 4943 al nodo RS 3096. Alcuni valori sono stati stimati laddove non è stato possibile effettuare la misurazione diretta (EAWAG, 2005).

Parametro	Simbolo	Valore	Unità di misura
Lunghezza	L	1845	m
Diametro nominale	D	0,9	m

Spessore della tubazione	s	0,1	m
Pendenza	S_0	0,0091	-
Coeff. di Gauckler-Strickler	k_{st}	70	$m^{1/3} s^{-1}$
Fattore d'incrostazione	f	200	$W/(m^2 K)$
Tasso di degradazione del COD	r	0,6÷2,8	$mgCOD/(m^3 s)$
Profondità di influenza nel suolo	δ_s	0,1	m
Coeff. di scambio d'aria	b	0,1	-
Temperatura ambiente	T_A	8,3	$^{\circ}C$
Pressione dell'aria esterna	p_A	966	mbar
Umidità relativa	φ	0,75	-
Temperatura del suolo	$T_{S,inf}$	5,5	$^{\circ}C$
Conduttività termica tubo	λ_p	0,3÷2,5 ^a	$W/(m K)$
Conduttività termica suolo	λ_s	0,25÷2,5 ^b	$W/(m K)$
Diffusività termica tubo	a_p	0,4÷0,6 ^a	$m^2 s$
Diffusività termica suolo	a_s	0,3÷0,8 ^b	$m^2 s$

^a Cemento armato

^b Ghiaia con porosità al 50% e saturata al 50%

6.2.1 Esempio di 2 scenari relativi a una variazione di recupero del calore

Attraverso un paio di scenari, si può notare il potenziale di Tempest come strumento di indagine sugli effetti della temperatura dovuti a un recupero di calore a monte.

A parità di parametri, nel primo scenario si ipotizza di dover fornire energia a un edificio nei pressi della botola RS 4943 e per questo deve esser recuperata una quantità costante di calore P_{rec} pari a 350 kW; nel secondo scenario, invece, la quantità di energia varia nel corso della giornata passando da $P_{rec} = 500$ kW, durante le ore 7.00 fino alle 22.00, a $P_{rec} = 100$ kW, durante il resto della giornata. Per i due scenari l'importo totale di calore recuperato è lo stesso.

Quando si recupera calore dalle acque di scarico, la temperatura delle acque reflue diminuisce; succede che una portata d'acqua Q_w , attraversando lo scambiatore di calore, cambia di temperatura, passando da una temperatura $T_{W,in}$ in entrata a una temperatura $T_{W,out}$ di uscita, che può essere calcolata utilizzando l'equazione:

$$T_{W,out} = T_{W,in} - \frac{P_{rec}}{c_w \rho_w Q_w} \quad (6.9)$$

dove c_w e ρ_w rappresentano rispettivamente il calore specifico e la densità dell'acqua.

In figura 6.6, si può notare che il primo scenario, che reclama una quantità di calore costante, provoca a valle temperature con picchi di freddo in momenti nei quali la portata delle acque reflue è minima; al contrario, la temperatura a valle, calcolata per il secondo scenario, è molto più equilibrata. Da questi esempi di recupero di calore si potrebbe cercare di aumentare la quantità di calore estratto o di ottimizzare ulteriormente il profilo del modello di estrazione diurno.

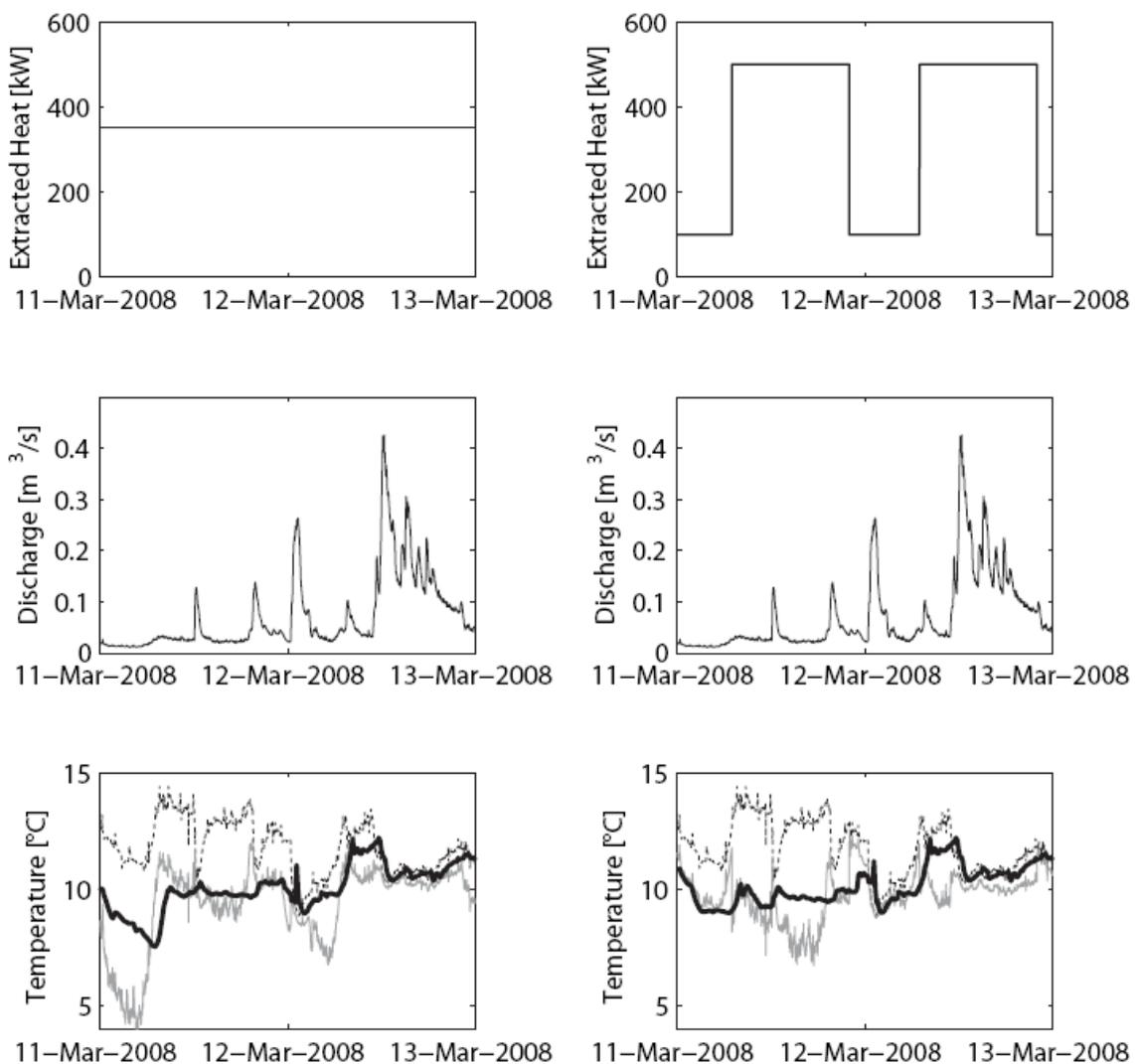


Figura 6.6; Risultati della simulazione di due diversi scenari di recupero del calore; nel primo scenario (colonna di sinistra) si ha un recupero di calore

costante durante tutta la fase diurna pari a $P_w = 350 \text{ kW}$; nel secondo scenario (colonna di destra) si ha un recupero di calore variante durante il giorno, ovvero 100 kW dalle 22.00 alle 7.00 e 500 kW dalle 7.00 alle 22.00. Nella prima riga si mettono a confronto le quantità di calore estratto durante il giorno, nella seconda si paragonano le portate, infine nella terza riga si rapportano i valori della temperatura: prima dello scambiatore di calore (linea tratteggiata), dopo lo scambiatore di calore (linea grigia) e prima del depuratore a valle (linea nera) (EAWAG, 2005).

6.2.2 Esempio di due scenari relativi a una variazione di alcuni parametri

Prendendo in esame gli stessi scenari dell'esempio precedente, adesso si vuole evidenziare, attraverso il programma di simulazione Tempest, come il tipo di suolo, il tipo di materiale, e la temperatura esterna T_A influenzino la temperatura in fognatura; a tale scopo verranno messi a confronto sia i valori relativi a un cambiamento di temperatura esterna T_A , sia i valori relativi a una variazione di alcuni parametri sul tipo di suolo e sul tipo di materiale. Questo esame è stato introdotto solo per dare un'idea dal punto di vista visivo e pratico di come possa influire sulla temperatura un cambiamento, anche minimo, di alcuni parametri.

a) Utilizzando gli stessi valori dell'esempio precedente, nel primo scenario si è ipotizzato di far passare la tubazione attraverso un tipo di terreno che presentasse parametri di conduttività e diffusività termica inferiori rispetto al secondo, come mostrato in tabella 6.4.

Tabella 6.4: Differenze delle caratteristiche che intercorrono tra i tipi di terreno del primo scenario (ghiaia) e del secondo scenario (sabbia saturata al 50%).

Primo scenario		Secondo scenario	
Parametro	Valore	Parametro	Valore
Profondità di influenza	0.1	Profondità di influenza	0.1

Temperatura suolo	5.5	Temperatura suolo	5.5
Conduttività termica	0.7	Conduttività termica	1.8
Diffusività termica	0.6	Diffusività termica	0.85

In figura 6.7 si sono rapportati i grafici relativi sia alla temperatura dell'acqua di scarico (rosso) che all'aria (verde) interne alla fognatura in arrivo al depuratore, dopo aver percorso 1845 m, dalla botola RS 4943 alla botola RS 3096. È immediato notare la differenza di temperatura tra il primo e il secondo scenario: la temperatura per un terreno sabbioso, saturo al 50% (secondo caso), subisce un abbassamento di temperatura di circa $0,5\div 1,0$ °C rispetto a un terreno di tipo ghiaioso.



Figura 6.7: Andamento della temperatura dell'acqua (rosso) e dell'aria (verde) interne alla fognatura in arrivo al depuratore (RS 3096) in data 25, 26 e 27

febbraio 2008 a Rümlang in Svizzera. In alto si ha un terreno di tipo ghiaioso, in basso si ha un terreno di tipo sabbioso, saturo al 50%.

b) Mantenendo gli stessi valori dell'esempio precedente, una temperatura esterna costante e facendo attraversare la tubazione all'interno di un terreno di tipo ghiaioso, nel primo scenario si è ipotizzato di adoperare una tubazione in pvc, che presentasse parametri di conduttività e diffusività termica nettamente inferiori rispetto al secondo scenario in cemento, i valori sono mostrati in tabella 6.5.

Tabella 6.4: Differenze delle caratteristiche che intercorrono tra i tipi di materiale relativi al primo e al secondo scenario.

Primo scenario PVC		Secondo scenario Cemento	
<i>Parametro</i>	<i>Valore</i>	<i>Parametro</i>	<i>Valore</i>
Coeff. Gauckler-Strickler	85	Coeff. Gauckler-Strickler	70
Fattore di sporcamento		Fattore di sporcamento	5.5
Conduttività termica	0.16	Conduttività termica	2,3
Diffusività termica	0.09	Diffusività termica	0.5

In figura 6.8 si sono rapportati i grafici relativi sia alla temperatura dell'acqua di scarico (rosso) che all'aria (verde) interne alla fognatura in arrivo al depuratore, dopo aver percorso 1845 m, dalla botola RS 4943 alla botola RS 3096. È immediato notare il salto di temperatura che differenzia i due scenari: le temperature dell'acqua di scarico e dell'aria interna alla tubazione passanti attraverso un materiale in c.a. (secondo caso), subiscono un abbassamento di circa 1 °C rispetto a una tubazione in pvc.

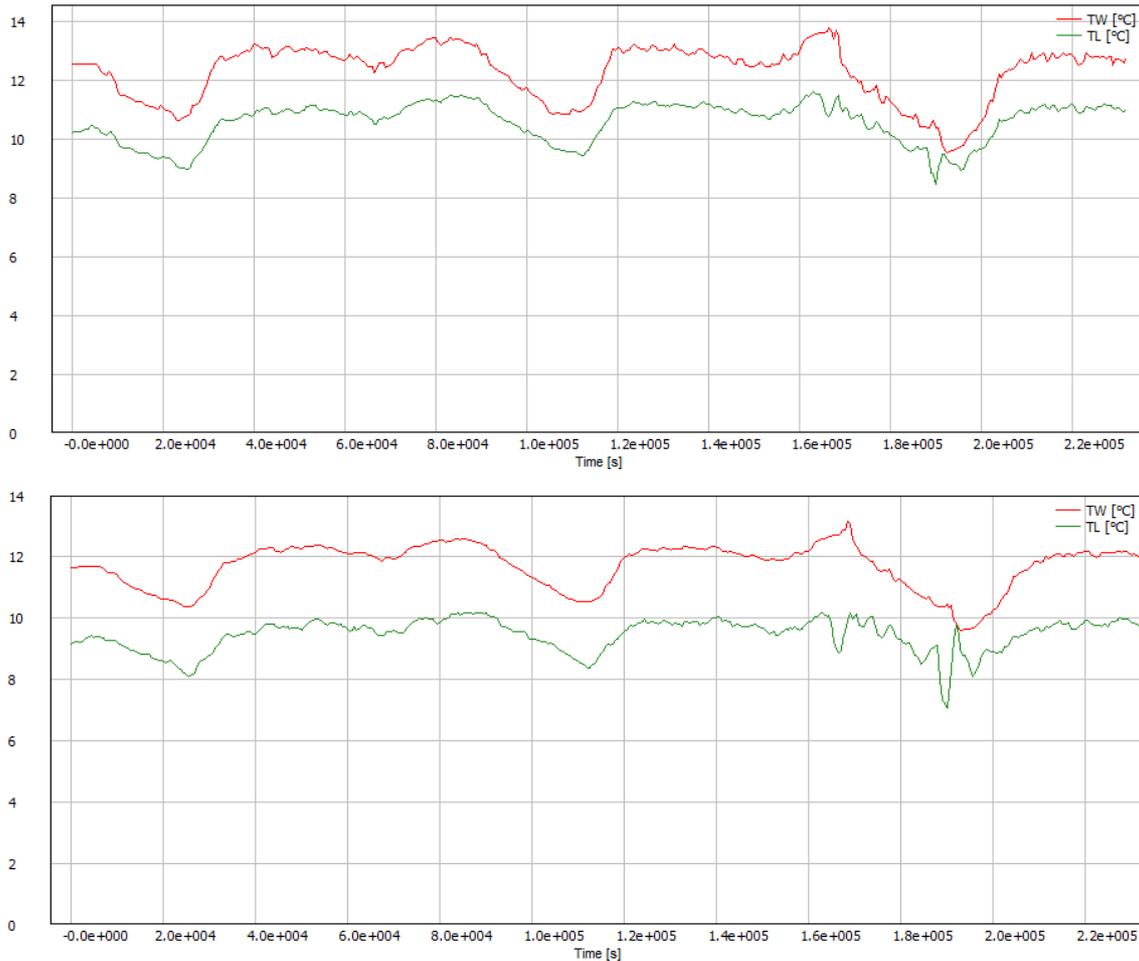


Figura 6.8: Andamento della temperatura dell'acqua (rosso) e dell'aria (verde) interne alla fognatura in arrivo al depuratore (RS 3096) in data 25, 26 e 27 febbraio 2008 a Rümlang in Svizzera. In alto si ha il caso che l'acqua attraversi un materiale plastico (pvc), in basso si ha, invece, il caso di un materiale in cemento.

c) Utilizzando gli stessi valori dell'esempio precedente, nel primo scenario si è ipotizzato di avere una temperatura esterna T_A di 20 °C, molto più elevata rispetto a quella del secondo scenario avente invece una T_A di 8.3 °C; in questo esempio si è ipotizzata una tubazione in cemento immersa in un terreno ghiaioso, mantenendo invariati gli altri parametri.

In figura 6.8 si sono rapportati i grafici rappresentanti sia la temperatura dell'acqua di scarico (rosso) che dell'aria (verde) interne alla fognatura in arrivo

al depuratore, dopo aver percorso 1845 m, dalla botola RS 4943 alla botola RS 3096. I grafici non mostrano alcuna influenza su un abbassamento di temperatura, perciò i due scenari dono praticamente identici; ciò fa dedurre a un coefficiente di scambio con l'aria esterna troppo basso per ottenere una significativa influenza di tale parametro.



Figura 6.8: Andamento della temperatura dell'acqua (rosso) e dell'aria (verde) interne alla fognatura in arrivo al depuratore (RS 3096) in data 25, 26 e 27 febbraio 2008 a Rümlang in Svizzera. In alto si ha il caso di una TA pari a 20 °C, con l'acqua passante attraverso una tubazione in cemento immerso in un terreno di tipo ghiaioso; in basso si ha il caso di una TA pari a 8.3 °C, con l'acqua passante attraverso una tubazione in cemento immerso in un terreno di tipo ghiaioso.

Capitolo 7

SCAMBIATORE DI CALORE

Gli scambiatori di calore, sono apparecchiature utilizzati al fine di favorire il trasferimento di energia (sotto forma di calore) tra due fluidi a temperature diverse. Si può schematizzare uno scambiatore di calore, come un sistema di questo tipo:

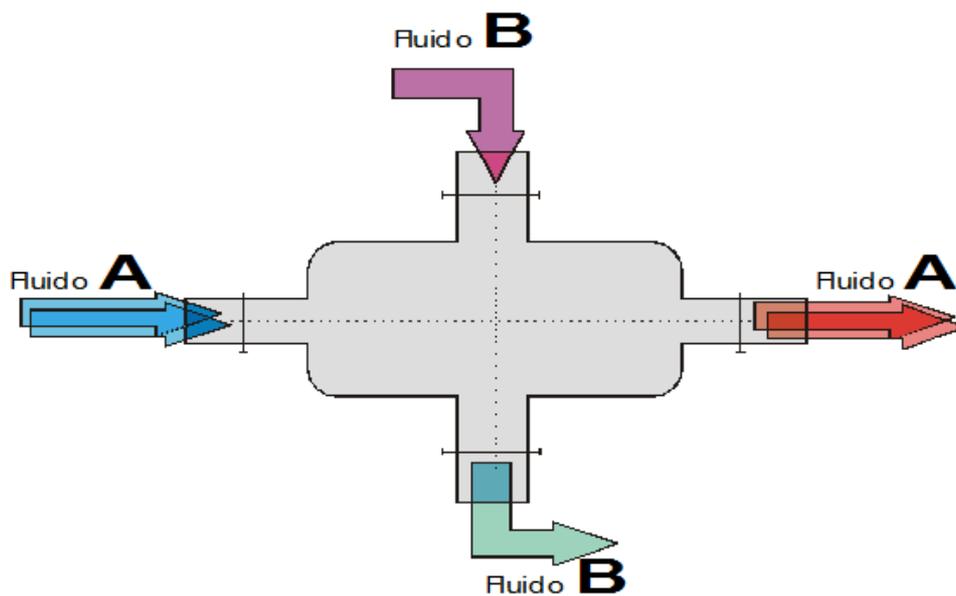


Figura 7.1: esempio di scambiatore di calore (Tagliati, 2000).

in cui il fluido A, viene detto fluido di processo e il fluido B viene detto fluido di servizio.

In particolare, si hanno scambiatori con e senza contatto tra i due fluidi:

- se il fluido di servizio è “sporco” rispetto al fluido di processo, sarà necessario evitare il contatto tra i due. E’ il caso di diversi processi alimentari, in cui si deve evitare la contaminazione del prodotto. I due fluidi sono separati da una “parete” che ne evita il contatto chimico.
- se il fluido di servizio non è “sporco” rispetto al fluido di processo, A e B possono venire in contatto. E’ il caso per es. del processo di pastorizzazione del latte, in cui il vapore ad alta temperatura si meschia al latte per sterilizzarlo, per poi separarsi nuovamente, una volta finito il processo.

Per quanto riguarda gli scambiatori che evitano il contatto tra i due fluidi, studieremo il modello più semplice ed immediato: lo scambiatore tubo in tubo. Per quanto riguarda invece gli scambiatori a contatto tra i fluidi, non verrà fatta alcuna trattazione, poiché lo studio di tali apparecchiature è notevolmente più complicato.

7.1 Scambiatori di calore Tubo in Tubo

Gli scambiatori Tubo in Tubo sono costituiti da due tubi concentrici, in cui passano due fluidi a temperature diverse. Si può schematizzare questa apparecchiatura in questo modo:

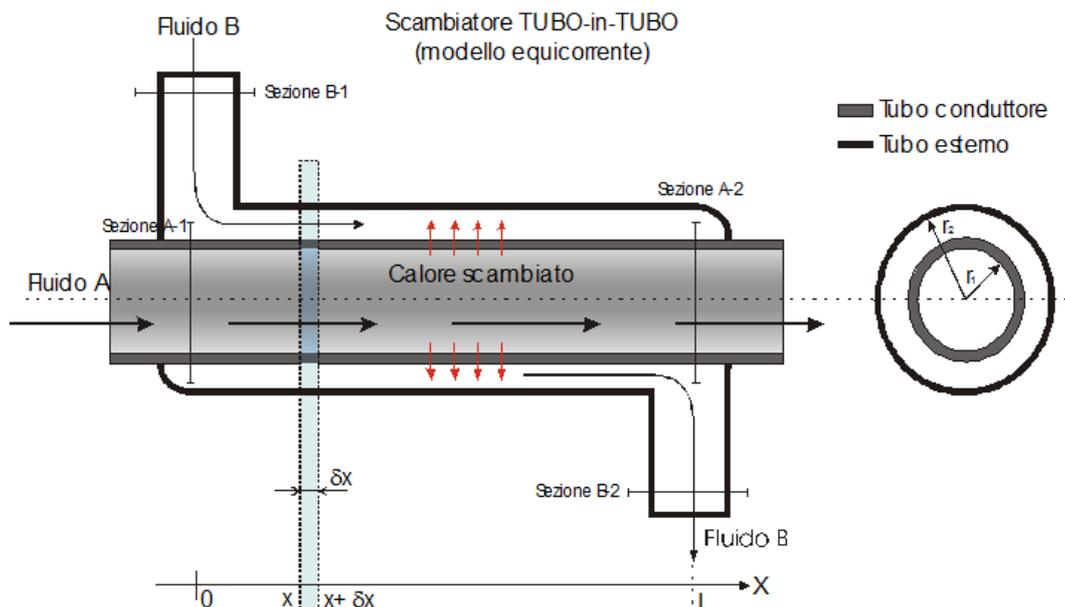


Figura 7.2: scambiatore di calore tubo in tubo (sistema equicorrente) (Tagliati, 2000).

Il tubo interno dovrà essere fatto con materiali ad alta conducibilità termica, per consentire uno scambio più alto possibile di calore tra i due fluidi: si userà quindi in generale un metallo ad altissima conducibilità, per es. l'acciaio che offre inoltre un'alta resistenza all'usura. In particolare con l'acciaio inox (lucidato) diventa particolarmente semplice anche la pulizia della parte interna del tubo (in cui passa il fluido A), diventando particolarmente indicato nei settori in cui l'igiene è un fattore determinante (industria alimentare). Per quanto riguarda il tubo esterno, non si ha alcuna necessità perché questo sia fortemente conduttivo, per cui si useranno metalli a bassa conducibilità termica (anche se non necessariamente un isolante). Nel nostro caso lo si può considerare isolante: questo ci permetterà di non considerare perdite all'esterno nello scambio energetico.

Questo tipo di scambiatore presenta un'estrema facilità di calcolo per quanto riguarda il dimensionamento delle superfici di scambio e della quantità di calore scambiato, per cui ne permette il calcolo esatto delle caratteristiche. Tuttavia risulta essere molto costoso (acciaio inox lucidato) ed ingombrante rispetto alla potenza termica dissipata. E' quindi vantaggioso solo in quei settori in cui è

necessaria un'estrema pulizia (settore alimentare e farmaceutico) ed affidabilità, e in cui il valore aggiunto del prodotto copra in breve termine il costo dell'impianto.

A seconda che il fluido B sia entrante o uscente dalla sezione B-1 (considerando il verso positivo dell'asse X come indicato in Fig. 7.2), si hanno scambiatori detti in Equicorrente (ovvero A e B hanno lo stesso verso di percorrenza dei tubi) oppure in Controcorrente (ovvero B scorre in verso opposto ad A: entra alla sezione B-2 ed esce alla sezione B-1). Come vedremo ognuna delle due soluzioni, presenterà caratteristiche diverse ed utili ad applicazioni diverse.

Per quanto riguarda il calcolo degli scambiatori, occorre distinguere il:

Calcolo termico (dimensionamento delle superfici di scambio)

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R_{Tot}} \quad (7.1)$$

Calcolo energetico (relazioni del I° principio della termodinamica)

$$\dot{Q} = M_A \cdot C_{P_A} \cdot (T_{A_2} - T_{A_1}) \quad (7.2)$$

$$\dot{Q} = M_B \cdot C_{P_B} \cdot (T_{B_2} - T_{B_1}) \quad (7.3)$$

(nel calcolo energetico, consideriamo la pressione praticamente costante, ovvero liquidi incomprimibili).

Mentre il calcolo energetico è dato semplicemente dal bilancio dell'entalpia (tanto calore cede un fluido, tanto l'altro ne riceve), il calcolo termico è più articolato (si devono calcolare le resistenze termiche, i coefficienti di convezione e il funzionamento delle superfici di scambio).

Si consideri uno scambiatore in equicorrente, in cui il fluido A si trovi a temperatura di ingresso al sistema più bassa del fluido B, il tratto di lunghezza L, tra la sezione A1 e A2, come mostrato in fig. 7.1, viene analizzato attraverso un diagramma che lega la temperatura alla distanza dall'ingresso del sistema:

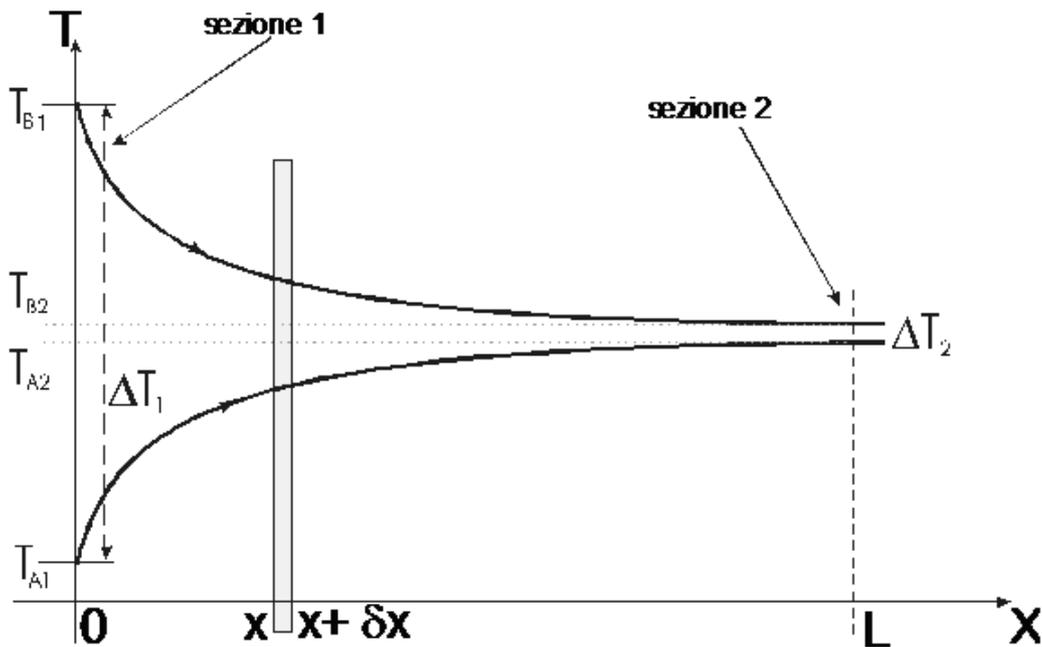


Figura 7.3: Temperatura in funzione della distanza (sistema equicorrente) (Tagliati, 2000).

Si noti un ΔT variabile, ovvero avremo un flusso termico fortemente variabile: in particolare, alla sezione 1, essendoci un $\Delta T = \Delta T_1$ grande, il flusso termico tra i due fluidi sarà piuttosto vivace, mentre alla sezione 2, poiché il $\Delta T = \Delta T_2$ è molto basso, il flusso termico sarà quasi nullo. Data la natura così variabile di ΔT , si è costretti, nello studio della potenza scambiata \dot{Q} , a considerare in realtà un \bar{Q} (il suo valore medio), e di conseguenza un $\Delta \bar{T}$ medio.

Si consideri uno “scambiatore” infinitesimo di lunghezza δx , all’interno del quale possiamo ritenere l’andamento di ΔT praticamente lineare. Si ottiene quindi una relazione, alla coordinata x :

$$\delta \dot{Q} = \frac{T_B(x) - T_A(x)}{R_{Tot}} \quad (7.4)$$

in cui R_{Tot} rappresenta la resistenza termica dello scambiatore infinitesimo e che possiamo rappresentare in questo modo:

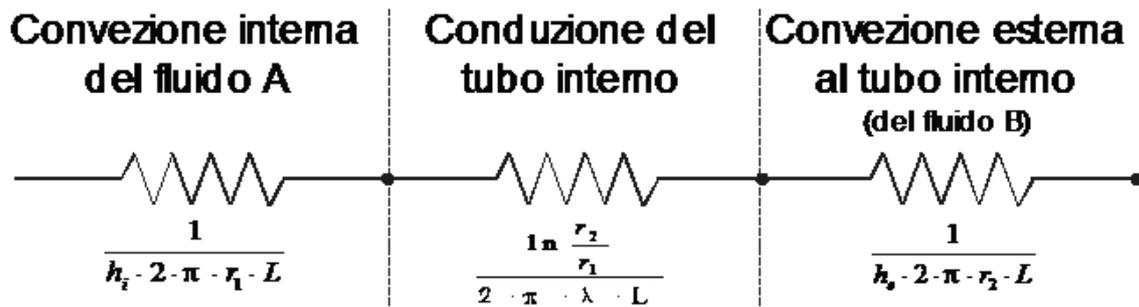


Figura 7.4: Resistenza termica (Tagliati, 2000).

in cui:

λ è la conducibilità termica del materiale con il quale è costruito il tubo interno,

h_i è il coefficiente di convezione interno,

h_e è il coefficiente di convezione esterno,

L è la lunghezza dello scambiatore considerato, in questo caso δx .

La resistenza totale R_{Tot} è la somma dei tre termini (poiché la lunghezza dello scambiatore è infinitesima, si ottiene rapidamente che la resistenza termica risulta infinita). Il coefficiente globale di scambio K in relazione alla superficie di scambio S è:

$$K \cdot S = \frac{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot L}{\frac{1}{h_i} + \frac{r_1}{\lambda} \cdot \ln \frac{r_2}{r_1} + \frac{r_1}{h_e \cdot r_2}} \quad (7.5)$$

in cui K è strettamente legata alla superficie in cui avviene lo scambio S .

Si può quindi scrivere la R_{Tot} per unità di superficie come:

$$R_{Tot} = \frac{1}{K \cdot S} \quad (7.6)$$

per cui si ottiene: $\dot{Q} = K \cdot S \cdot \Delta T$ (7.7)

e conseguentemente: $\delta \dot{Q} = K \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \delta x \cdot [T_B - T_A]$ (7.8)

ovvero il $\delta \dot{Q}$ (che è un infinitesimo: compare infatti il δx a numeratore) in funzione di $[T_B - T_A]$.

Si esprime ora il $\delta \dot{Q}$, anche attraverso le relazioni energetiche date dalle formule (7.2) e (7.3):

$$\begin{cases} \delta \dot{Q} = \dot{M}_A \cdot C_{P_A} \cdot \delta T_A \\ \delta \dot{Q} = \dot{M}_B \cdot C_{P_B} \cdot \delta T_B \end{cases} \quad (7.9)$$

da cui si ottiene:

$$\begin{cases} \delta T_A = \frac{\delta \dot{Q}}{\dot{M}_A \cdot C_{P_A}} \\ \delta T_B = \frac{\delta \dot{Q}}{\dot{M}_B \cdot C_{P_B}} \end{cases} \quad (7.10)$$

ovvero, facendo la differenza tra i due termini:

$$[\delta T_A - \delta T_B] = -\delta \dot{Q} \cdot \left[\frac{1}{\dot{M}_B \cdot C_{P_B}} + \frac{1}{\dot{M}_A \cdot C_{P_A}} \right] \quad (7.11)$$

e per le proprietà della derivata : $\delta [T_A - T_B] = -\delta \dot{Q} \cdot \left[\frac{1}{\dot{M}_B \cdot C_{P_B}} + \frac{1}{\dot{M}_A \cdot C_{P_A}} \right]$ (7.12)

in cui compare ancora il termine [TB-TA].

Sostituendo nell'equazione (7.8), la relazione (7.12) ora trovata, si ottiene:

$$\delta [T_B - T_A] = K \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot \delta x \cdot [T_B - T_A] \quad (7.13)$$

ovvero un'equazione differenziale a variabili separabili:

$$\frac{\delta [T_B - T_A]}{T_B - T_A} = -K \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot \delta x \cdot \left[\frac{1}{\dot{M}_A \cdot C_{P_A}} + \frac{1}{\dot{M}_B \cdot C_{P_B}} \right] \quad (7.14)$$

Integrando il primo membro tra la sezione 1 e la sezione 2, e il secondo membro su tutta la lunghezza dello scambiatore, tra 0 ed L, si ottiene:

$$\ln \frac{T_{B_2} - T_{A_2}}{T_{B_1} - T_{A_1}} = -K \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot \int_0^L \delta x \cdot \left[\frac{1}{\dot{M}_A \cdot C_{P_A}} + \frac{1}{\dot{M}_B \cdot C_{P_B}} \right] \quad (7.15)$$

Poiché però si vuole arrivare ad un'espressione del tipo: $\bar{Q} = K \cdot S \cdot \Delta \bar{T}$ (7.16)

ricaviamo il termine $K \cdot S$ dall'equazione (7.15):

$$K \cdot S = - \frac{\ln \frac{T_{B_2} - T_{A_2}}{T_{B_1} - T_{A_1}}}{\frac{1}{\dot{M}_A \cdot C_{P_A}} + \frac{1}{\dot{M}_B \cdot C_{P_B}}} \quad (7.17)$$

Dalle espressioni (7.2) e (7.3), si può facilmente ricavare:

$$\frac{1}{\dot{M}_A \cdot C_{P_A}} = \frac{T_{A_2} - T_{A_1}}{\dot{Q}} \quad \text{e} \quad \frac{1}{\dot{M}_B \cdot C_{P_B}} = \frac{T_{B_2} - T_{B_1}}{\dot{Q}} \quad (7.18)$$

per cui la (7.17) diventa:

$$K \cdot S = - \frac{\left[\ln \frac{T_{B_2} - T_{A_2}}{T_{B_1} - T_{A_1}} \right] \cdot \dot{Q}}{(T_{B_1} - T_{A_1}) - (T_{B_2} - T_{A_2})} \quad (7.19)$$

$$\text{Sostituendo in (7.16): } \dot{Q} = \dot{Q} \cdot \Delta \bar{T} \cdot \frac{\ln \frac{T_{B_1} - T_{A_1}}{T_{B_2} - T_{A_2}}}{(T_{B_1} - T_{A_1}) - (T_{B_2} - T_{A_2})} \quad (7.20)$$

ovvero l'espressione che cercavamo per il $\Delta \bar{T}$ che sarà quindi un $\Delta \bar{T}$ medio logaritmico:

$$\Delta \bar{T}_L = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}} \quad (7.21)$$

in cui i vari ΔT_n rappresentano le differenze di temperatura tra i due fluidi, all'entrata e all'uscita del sistema.

Si noti che nello sviluppo del modello di $\Delta \bar{T}_L$ le uniche ipotesi che si sono fatte sono la incomprimibilità dei due fluidi: siamo infatti arrivati ad un'espressione in cui compaiono solo le differenze di temperatura dei due fluidi alle due sezioni dello scambiatore. Si consideri ora uno scambiatore in controcorrente, schematizzabile in questo modo:

Scambiatore TUBO-in-TUBO
(modello controcorrente)

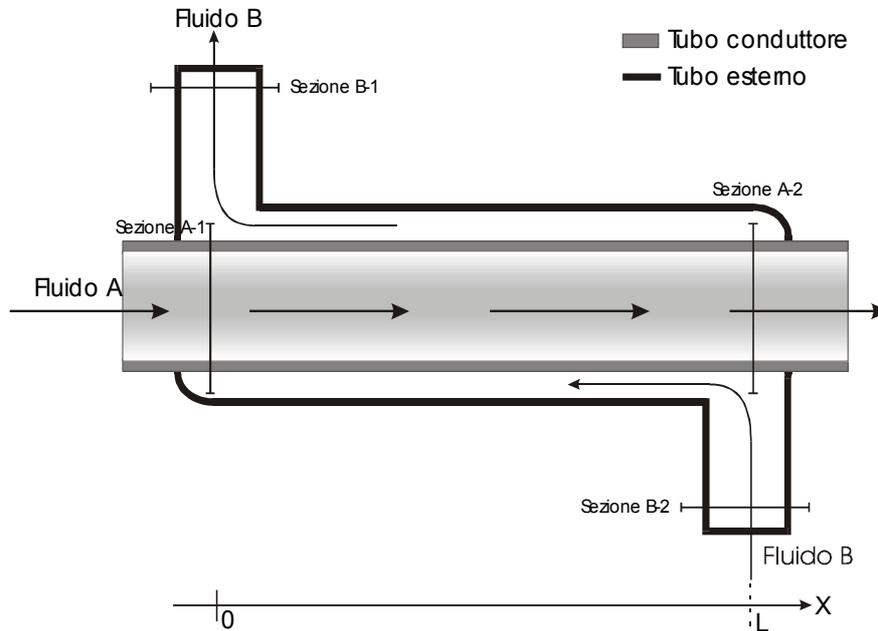


Fig. 4

Figura 7.5: scambiatore di calore tubo in tubo (sistema controcorrente) (Tagliati, 2000).

poiché l'entrata del fluido B avverrà alla sezione 2, dove invece il fluido A esce, si avrà una situazione del tipo indicato in figura 7.6: in cui si può notare che il ΔT rimane quasi costante lungo tutto il tragitto, variando poco tra 0 ed L.

Passando al calcolo del $\Delta \bar{T}$, possiamo, date le considerazioni fatte, utilizzare l'espressione del $\Delta \bar{T}_L$ trovato in (7.21).

Negli scambiatori di calore in controcorrente, si avrà, a parità delle quattro temperature di ingresso ed uscita dei due fluidi, un $\Delta \bar{T}_L$ maggiore rispetto agli scambiatori di calore in equicorrente:

$$\Delta \bar{T}_{L,CC} > \Delta \bar{T}_{L,EC} \tag{7.22}$$

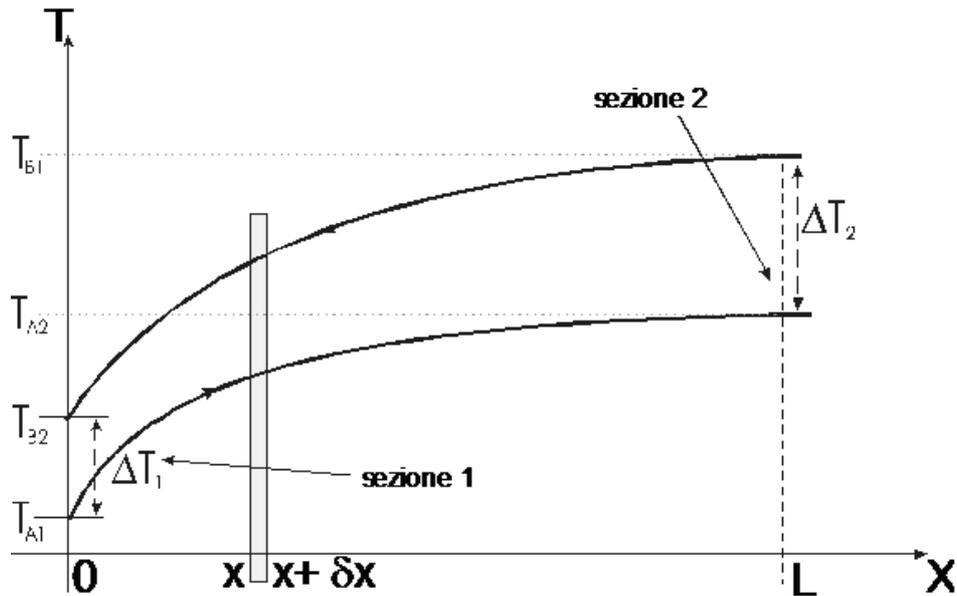
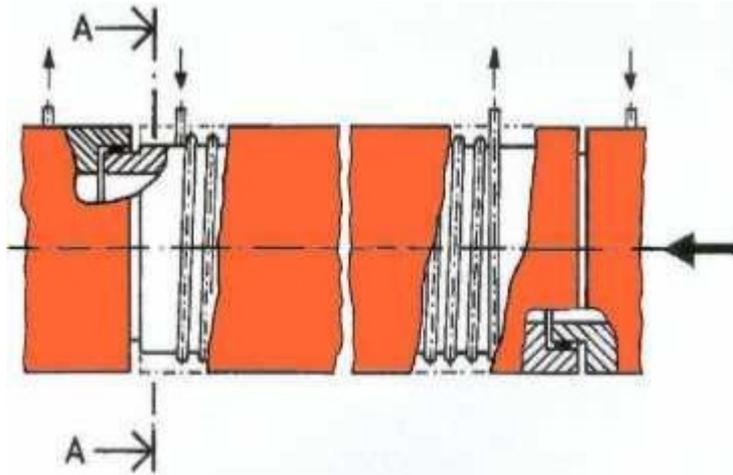


Figura 7.6: scambiatore di calore tubo in tubo (sistema controcorrente) (Tagliati, 2000).

Questo, dalla (7.16) (K non è influenzato dalla corrente dei fluidi e $\dot{Q}_{CC} = \dot{Q}_{EC}$) si traduce nella minore necessità, da parte degli scambiatori in controcorrente, di superficie di scambio, e cioè è possibile costruire scambiatori meno ingombranti (e di conseguenza avere minori costi di materiale, dato che l'acciaio lucidato ha elevati costi). Si deve però considerare la bassa variazione di ΔT lungo il percorso: se da un punto di vista termodinamico questo potrebbe sembrare un vantaggio (poca perdita di energia), dal punto di vista dello scambio termico, questo significa avere uno scambio meno vivace, ovvero una maggiore lentezza nel cambiamento di temperatura del fluido di processo. Negli scambiatori in equicorrente, il forte ΔT iniziale, consente un brusco cambio di temperatura iniziale del fluido A, portandolo subito ad una temperatura più bassa [alta] in breve tempo. In situazioni critiche (dove cioè si deve interrompere velocemente un processo termico, per es. per interrompere un processo di pastorizzazione) si useranno più scambiatori in serie: il primo sarà uno scambiatore in equicorrente per cambiare rapidamente la temperatura del fluido A, gli altri in controcorrente, in modo da ridurre spazio e quindi costi.

7.2 Fognatura multifunzione con s.d.c. integrato tipo “Slinky”

Si tratta di un nuovo sistema di costruzione delle fognature con uno scambiatore di calore a spirale esterno integrato nelle tubature al fine di sfruttare il calore disperso nel suolo e di utilizzare il calore derivante dalle acque di scarico come fonte alternativa di energia per i sistemi geotermici.



Quando viene utilizzato con le pompe di calore geotermiche, questo sistema di fognatura può avere varie configurazioni, ma la più nota consiste in uno scambiatore di calore

Figura 7.7: Scambiatore

di calore tipo “Slinky” (Tec Menagement, 2008)

a spirale integrato alle tubature di plastica piatte sovrapposte (tipo “Slinky”); tale scambiatore di calore viene installato orizzontalmente in fondo ad una buca profonda tre piedi o verticalmente in uno scavo più stretto, che viene riempito di terra successivamente. Il vantaggio di questa applicazione è dato dalla concentrazione di calore in un volume più ridotto, riducendo la necessità di un ampio terreno e di scavi più profondi, comportando così una significativa riduzione dei costi di implementazione. Tuttavia vi è ancora un punto di debolezza, dato dal fatto che questo sistema può essere applicato solamente per recuperare calore dalla prima superficie del terreno, ma non per lo stoccaggio, poiché il calore presente nel terreno varia sensibilmente in funzione della stagione, del sole, delle piogge e dell'intensità della temperatura.

Se ne deduce quindi che lo stoccaggio del calore costituisce parte essenziale dell'ampia varietà di applicazioni energetiche rinnovabili efficienti, e rappresenta una tecnologia fondamentale per consentire lo sviluppo di forme alternative di riscaldamento.

Il gruppo Orange Depot & Exchange Systems ha sviluppato un sistema di fognatura multifunzione con uno scambiatore di calore esterno e integrato a spirale nelle tubature; questa applicazione consente di utilizzare il calore disperso nel terreno circostante e di sfruttare la capacità di immagazzinamento di energia del terreno, oltre che di impiegare le acque di scarico come fonte di energia per i sistemi delle pompe di calore geotermiche. Questa fognatura ibrida è un impianto semplice e poco costoso che si basa su elementi costruttivi convenzionali, e che dunque può essere implementata senza troppe difficoltà.

Oltre alla sua capacità primaria di raccogliere le acque di scarico e di trasportarle, questo sistema sfrutta il calore disperso in tali acque, nonché quello racchiuso nel terreno, utilizzando sinergicamente queste due risorse. Il potenziale energetico di questa applicazione è molto elevato se si considera che può sfruttare l'ampia area nella quale sono posizionate le fognature, ovvero nelle aree urbane.

E' dunque evidente la rilevanza da un punto di vista economico ed ecologico dello sfruttamento del calore altrimenti disperso come fonte energetica alternativa (<http://www.openpr.com/news/15361/Multipurpose-Sewer-Pipe-with-a-Slinky-Heat-Pipe-Exchanger.html>).

7.2.1 Altri tipi di scambiatori di calore

Come accennato nel primo capitolo, nei paesi di tutto il mondo (nord-europei, asiatici e americani) si è già applicata la tecnica di recupero del calore dalle acque di scarico, sia su piccola che su larga scala. Naturalmente gli scambiatori di calore e le relative pompe di calore variano in funzione, non solo delle prestazioni che si desiderano ottenere, ma soprattutto della scala di riferimento: infatti a livello locale (vedi figura 1.4) si hanno scambiatori di dimensioni decisamente ridotti rispetto a quelli di media e larga scala (figure 1.8 e 1.9).

Capitolo 8

INDAGINE SEMPLIFICATA DI RECUPERO ENERGETICO

8.1 Analisi dei valori di portata, temperatura e potenza

In questo capitolo si vuole descrivere un ipotetico studio di fattibilità semplificato, attraverso il quale si applicasse la tecnica di recupero di calore dalle acque reflue; l'impianto fognario di riferimento è quello Vigentino 224x280 cm di tipo misto situato in via Zanardi a Bologna, nel quale si convogliano acque grigie con una portata media giornaliera oscillante tra 200÷500 l/s. Il recupero dei dati è stato svolto nell'ottobre 2006 e sono stati raccolti, ogni due minuti, i valori concernenti il livello dell'acqua reflua in fognatura h , la velocità V , la portata Q e la temperatura T .

Lo studio è cominciato con l'analisi dei valori della portata Q nel periodo dal 28 settembre al 26 ottobre 2006; per avere una migliore precisione sulla misura della portata si è preferito ricavare Q dai valori della scala di deflusso. La tabella 8.1 di seguito mostra i valori con i quali si sono costruite le diverse scale di deflusso figure 8.1, 8.2, 8.3:

Tabella 8.1: Valori di h , dell'area d'invaso A , del perimetro bagnato C , del raggio idraulico R , della velocità V , della larghezza del pelo libero B .

h [m]	A [mq]	C [m]	$R=A/C$ [m]	V [m/sec]*	B [m]	$-L/2$	$L/2$
0.00	0.000000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000	0.000
0.05	0.033955	1.023	0.033	0.339	1.017	-0.509	0.509
0.10	0.095760	1.449	0.066	0.537	1.431	-0.716	0.716
0.15	0.175410	1.778	0.099	0.701	1.744	-0.872	0.872

0.20	0.269269	2.056	0.131	0.847	2.004	-1.002	1.002
0.25	0.375203	2.303	0.163	0.979	2.229	-1.115	1.115
0.30	0.491767	2.526	0.195	1.103	2.428	-1.214	1.214
0.35	0.616600	2.687	0.229	1.231	2.554	-1.277	1.277
0.40	0.746409	2.815	0.265	1.355	2.633	-1.317	1.317
0.45	0.879442	2.927	0.300	1.473	2.685	-1.343	1.343
0.50	1.014531	3.032	0.335	1.582	2.716	-1.358	1.358
0.55	1.150932	3.135	0.367	1.683	2.739	-1.370	1.370
0.60	1.288394	3.237	0.398	1.777	2.759	-1.380	1.380
0.65	1.426725	3.338	0.427	1.863	2.774	-1.387	1.387
0.70	1.565742	3.439	0.455	1.943	2.786	-1.393	1.393
0.75	1.705261	3.539	0.482	2.018	2.794	-1.397	1.397
0.80	1.845103	3.639	0.507	2.088	2.799	-1.400	1.400
0.85	1.985087	3.739	0.531	2.153	2.800	-1.400	1.400
0.90	2.125055	3.839	0.554	2.213	2.797	-1.399	1.399
0.95	2.264792	3.940	0.575	2.270	2.791	-1.396	1.396
1.00	2.404134	4.040	0.595	2.323	2.782	-1.391	1.391
1.05	2.542901	4.141	0.614	2.372	2.768	-1.384	1.384
1.10	2.680910	4.242	0.632	2.418	2.751	-1.376	1.376
1.15	2.817973	4.345	0.649	2.460	2.730	-1.365	1.365
1.20	2.953900	4.448	0.664	2.499	2.706	-1.353	1.353
1.25	3.088497	4.552	0.678	2.535	2.677	-1.339	1.339
1.30	3.221561	4.657	0.692	2.568	2.645	-1.323	1.323
1.35	3.352886	4.763	0.704	2.598	2.608	-1.304	1.304
1.40	3.482253	4.872	0.715	2.625	2.566	-1.283	1.283
1.45	3.609438	4.982	0.724	2.648	2.520	-1.260	1.260
1.50	3.734201	5.094	0.733	2.669	2.469	-1.235	1.235
1.55	3.856290	5.209	0.740	2.687	2.413	-1.207	1.207
1.60	3.975436	5.326	0.746	2.702	2.352	-1.176	1.176
1.65	4.091347	5.447	0.751	2.713	2.284	-1.142	1.142
1.70	4.203709	5.571	0.755	2.721	2.209	-1.105	1.105
1.75	4.312176	5.700	0.757	2.726	2.128	-1.064	1.064
1.80	4.416762	5.835	0.757	2.727	2.038	-1.019	1.019
1.85	4.515832	5.976	0.756	2.724	1.939	-0.970	0.970
1.90	4.610086	6.124	0.753	2.717	1.829	-0.915	0.915
1.95	4.698536	6.283	0.748	2.705	1.706	-0.853	0.853
2.00	4.780465	6.454	0.741	2.688	1.568	-0.784	0.784
2.05	4.854971	6.642	0.731	2.664	1.408	-0.704	0.704
2.10	4.920842	6.855	0.718	2.632	1.220	-0.610	0.610
2.15	4.976297	7.108	0.700	2.589	0.988	-0.494	0.494

2.20	5.018189	7.447	0.674	2.524	0.665	-0.333	0.333
2.24	5.035981	8.118	0.620	2.388	0.000	0.000	0.000

**I valori della velocità sono stati ricavati facendo riferimento alla pendenza media ricavata attraverso la formula di Chezy.*

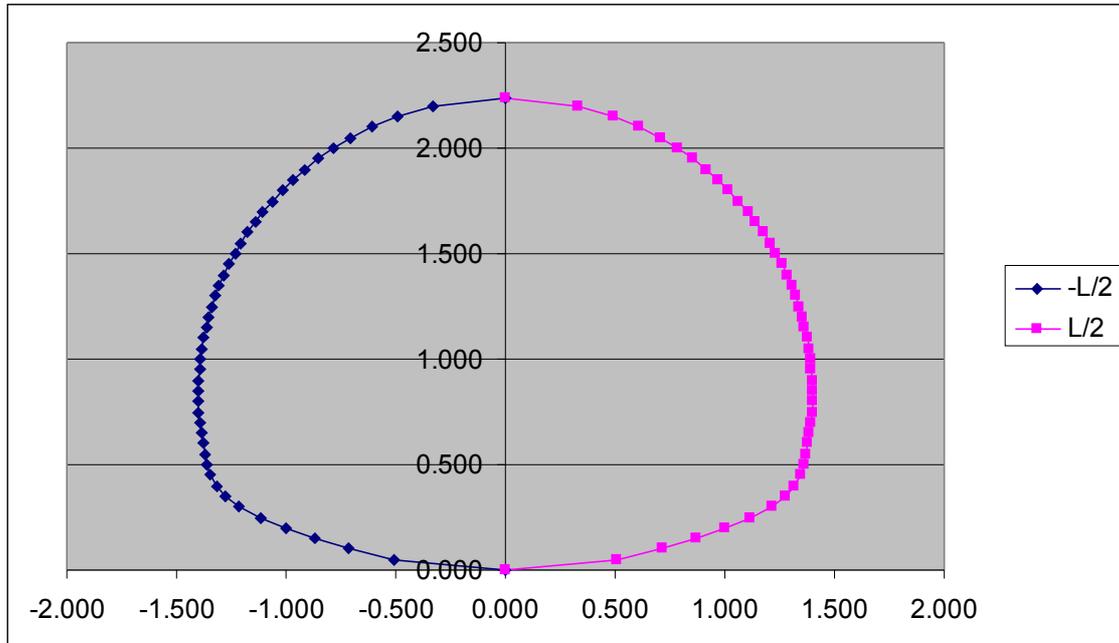


Figura 8.1: punti indicanti il livello di invaso in funzione della geometria del condotto.

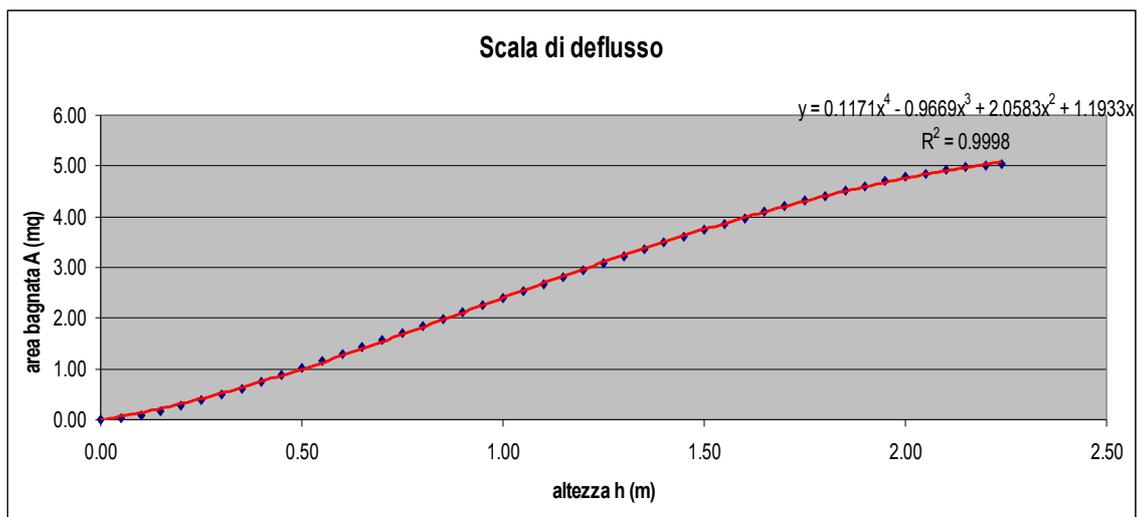


Figura 8.2: scala di deflusso dell'area bagnata A in funzione dell'altezza h d'invaso.

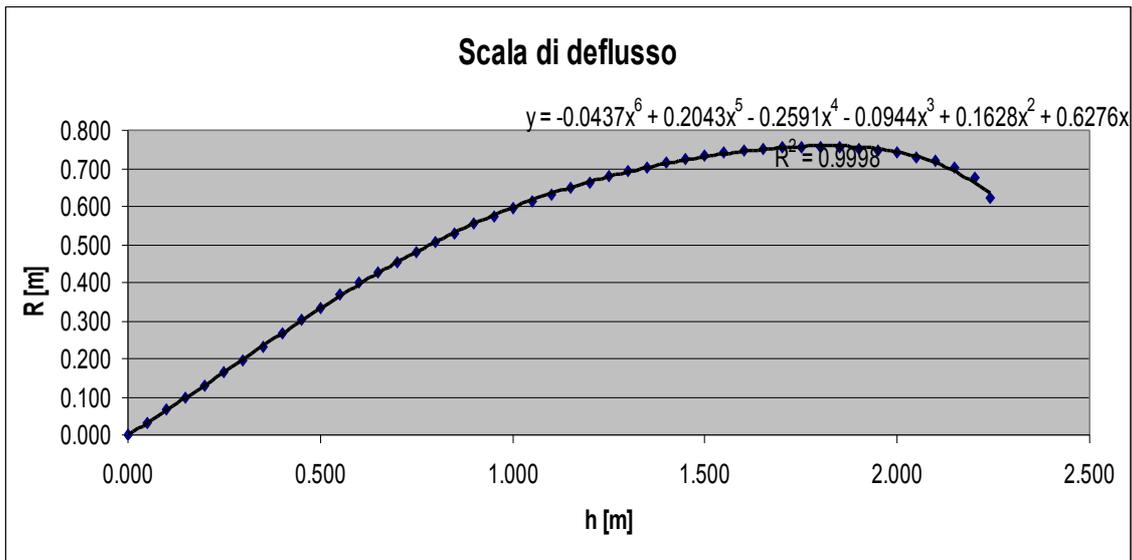


Figura 8.3: scala di deflusso del raggio idraulico R in funzione dell'altezza h d'invaso.

I polinomi sopra i grafici nelle figure 8.2 e 8.3 descrivono l'andamento delle linee di tendenza rispettivamente dell'area bagnata A e del raggio idraulico R in funzione dell'altezza h ; i coefficienti sono poi serviti per stimare i reali valori di tali parametri, calcolando inoltre la portata e la pendenza mediante la formula di Chezy (vedi tabella 8.2).

Tabella 8.2: Coefficienti polinomiali delle linee di tendenza

	Coefficients polinomiali delle linee di tendenza					
	h6	h5	h4	h3	h2	h
Area bagnata			0.1171	-0.9669	2.0583	1.1933
Raggio idraulico	-0.0437	0.2043	-0.2591	-0.0944	0.1628	0.6276

I dati della portata, della temperatura e dell'energia recuperata dal raffreddamento delle acque fognarie sono stati ordinati per settimana; successivamente si è sviluppata la media settimanale (vedi tabella 8.3 e figure 8.6, 8.7, 8.8), inoltre, si sono stimati i valori medi durante i giorni feriali e festivi

(vedi tabella 8.4 e figure da 8.9 a 8.14), ed infine si è effettuata una media tra questi ultimi (tabella 8.5), al fine di poter rappresentare l'andamento medio giornaliero (figure 8.15, 8.16, 8.17) con i rispettivi coefficienti giornalieri (figura 8.18).

Per questo studio ipotetico, si è ipotizzato di inserire in fognatura uno scambiatore di calore, che permettesse di recuperare il calore delle acque di scarico, portandole alla modesta temperatura di 12 °C, in modo da far arrivare le acque reflue al depuratore con un notevole margine di sicurezza, tale da non influenzare in modo eccessivo il rendimento della nitrificazione (vedi cap 4). Si tratta quindi di un processo semplificato, in quanto viene trascurata sia la formazione del biofilm, sia il contributo di altre portate d'acqua entranti al depuratore, le quali, mescolandosi con quelle raffreddate per mezzo dello scambiatore di calore, ne innalzerebbero la temperatura di valle (formula 3.2). Da tali ipotesi, è immediato dedurre il potenziale di questa tecnica se si potesse portare la temperatura addirittura sotto i 10 °C. La potenza è stata ricavata mediante la formula 3.1 ed è espressa in kJ.

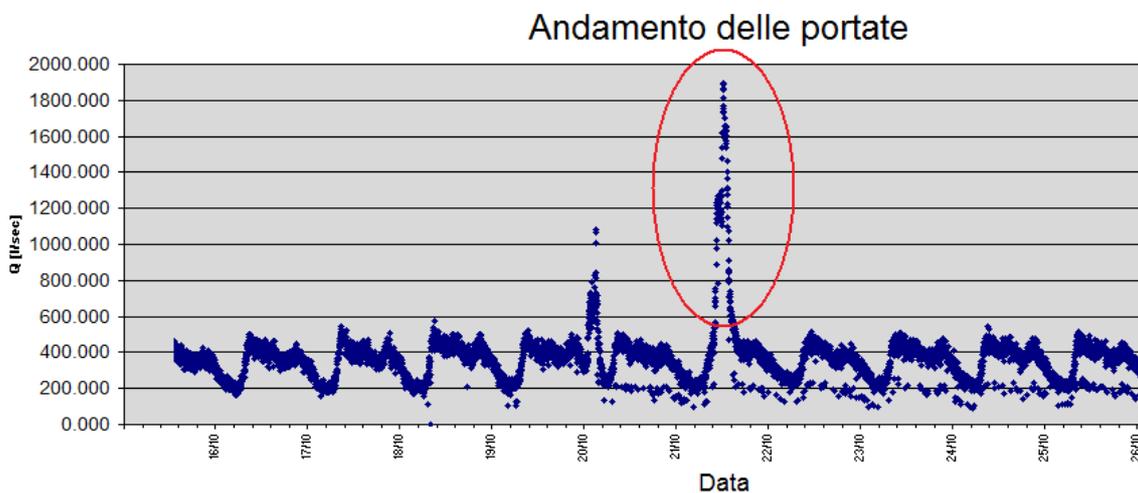


Figura 8.4: Particolare dell'andamento delle portate durante un evento di pioggia verificatosi il 21 ottobre 2006.

I grafici relativi alla portata, alla temperatura e alla potenza recuperata sono caratterizzati da un andamento periodico, infatti l'andamento giornaliero tende a

ripetersi in maniera simile giorno per giorno; inoltre ogni misurazione effettuata tende a evidenziare due picchi nel corso di ogni giornata di cui uno verso le 10.00 e uno verso le 20.00.

Nel corso degli esperimenti si è verificato pure un evento di pioggia, che ha innalzato vertiginosamente la portata in fognatura (vedi figura 8.4) e al contempo ha abbattuto la temperatura delle acque reflue (vedi figura 8.5)

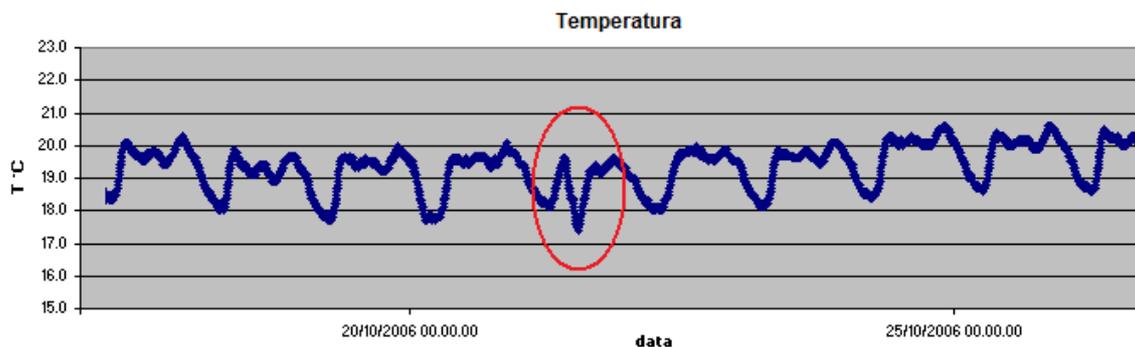


Figura 8.5: Particolare dell'andamento delle temperature durante un evento di pioggia verificatosi il 21 ottobre 2006.

Tabella 8.3: Media settimanale della portata Q , della temperatura T in $^{\circ}\text{C}$ e della potenza P in kW recuperata in fognatura

Giorno e ora	$Q = \text{l/s}$	Media settimanale				
		Q_{media}	$T (^{\circ}\text{C})$	T_{media}	$P (\text{kW})$	P_{media}
lunedì 00.00	301.83	355.74	20.03	19.90	10157.84	11855.08
lunedì 00.02	300.99	355.74	20.03	19.90	10126.95	11855.08
lunedì 00.04	330.81	355.74	20.03	19.90	11159.90	11855.08
lunedì 00.06	317.12	355.74	20.00	19.90	10606.92	11855.08
lunedì 00.08	311.66	355.74	20.00	19.90	10458.97	11855.08
lunedì 00.10	323.86	355.74	20.00	19.90	10891.69	11855.08
...
lunedì 23.50	333.02	355.74	20.15	19.90	11404.26	11855.08
lunedì 23.52	338.19	355.74	20.13	19.90	11535.59	11855.08
lunedì 23.54	338.82	355.74	20.13	19.90	11549.86	11855.08
lunedì 23.56	337.99	355.74	20.13	19.90	11509.21	11855.08
lunedì 23.58	336.54	355.74	20.10	19.90	11424.39	11855.08
martedì 00.00	327.53	355.74	20.13	19.90	11146.25	11855.08
martedì 00.02	327.34	355.74	20.13	19.90	11156.93	11855.08
martedì 00.04	336.94	355.74	20.13	19.90	11506.93	11855.08
martedì 00.06	336.35	355.74	20.13	19.90	11460.48	11855.08
martedì 00.08	323.21	355.74	20.13	19.90	11002.56	11855.08

martedì 00.10	334.59	355.74	20.10	19.90	11367.09	11855.08
...
martedì 23.50	347.86	355.74	20.28	19.90	12072.4	11855.08
martedì 23.52	352.16	355.74	20.28	19.90	12196.44	11855.08
martedì 23.54	364.51	355.74	20.25	19.90	12600.78	11855.08
martedì 23.56	306.03	355.74	20.25	19.90	10620.3	11855.08
martedì 23.58	342.31	355.74	20.23	19.90	11837.63	11855.08
mercoledì 00.00	330.71	355.74	20.23	19.90	11387	11855.08
mercoledì 00.02	346.41	355.74	20.25	19.90	11989.79	11855.08
mercoledì 00.04	341.25	355.74	20.20	19.90	11720.29	11855.08
mercoledì 00.06	327.69	355.74	20.23	19.90	11343.2	11855.08
mercoledì 00.08	340.57	355.74	20.20	19.90	11721.69	11855.08
mercoledì 00.10	323.07	355.74	20.20	19.90	11114.57	11855.08
...
mercoledì 23.50	345.75	355.74	20.03	19.90	11614.22	11855.08
mercoledì 23.52	352.30	355.74	20.00	19.90	11817.63	11855.08
mercoledì 23.54	354.71	355.74	20.00	19.90	11902.76	11855.08
mercoledì 23.56	363.73	355.74	19.98	19.90	12147.8	11855.08
mercoledì 23.58	348.05	355.74	20.00	19.90	11623.17	11855.08
giovedì 00.00	333.43	355.74	20.00	19.90	11142.15	11855.08
giovedì 00.02	331.85	355.74	20.00	19.90	11106.68	11855.08
giovedì 00.04	349.48	355.74	20.00	19.90	11701.08	11855.08
giovedì 00.06	350.60	355.74	19.95	19.90	11697.28	11855.08
giovedì 00.08	344.63	355.74	19.95	19.90	11470.26	11855.08
giovedì 00.10	344.33	355.74	19.93	19.90	11439.64	11855.08
...
giovedì 23.50	343.30	355.74	20.03	19.90	11524.51	11855.08
giovedì 23.52	377.72	355.74	20.03	19.90	12723.30	11855.08
giovedì 23.54	354.79	355.74	20.03	19.90	11954.36	11855.08
giovedì 23.56	342.17	355.74	20.03	19.90	11520.49	11855.08
giovedì 23.58	336.58	355.74	20.03	19.90	11358.98	11855.08
venerdì 00.00	298.39	355.74	20.03	19.90	10069.65	11855.08
venerdì 00.02	329.52	355.74	20.03	19.90	11152.42	11855.08
venerdì 00.04	343.80	355.74	20.07	19.90	11648.38	11855.08
venerdì 00.06	337.77	355.74	20.07	19.90	11439.22	11855.08
venerdì 00.08	337.45	355.74	20.07	19.90	11439.62	11855.08
venerdì 00.10	331.62	355.74	20.03	19.90	11188.79	11855.08
...
venerdì 23.50	279.51	355.74	19.93	19.90	9401.03	11855.08
venerdì 23.52	341.19	355.74	19.93	19.90	11351.44	11855.08
venerdì 23.54	332.02	355.74	19.90	19.90	11008.61	11855.08
venerdì 23.56	335.18	355.74	19.90	19.90	11101.52	11855.08
venerdì 23.58	347.42	355.74	19.90	19.90	11534.22	11855.08
sabato 00.00	321.66	355.74	19.90	19.90	10634.69	11855.08

sabato 00.02	333.23	355.74	19.90	19.90	11011.15	11855.08
sabato 00.04	325.69	355.74	19.83	19.90	10711.51	11855.08
sabato 00.06	308.08	355.74	19.83	19.90	10130.83	11855.08
sabato 00.08	309.55	355.74	19.83	19.90	10182.74	11855.08
sabato 00.10	325.44	355.74	19.87	19.90	10776.95	11855.08
...
sabato 23.50	282.37	355.74	19.63	19.90	9119.89	11855.08
sabato 23.52	339.82	355.74	19.67	19.90	10883.25	11855.08
sabato 23.54	315.02	355.74	19.60	19.90	10002.71	11855.08
sabato 23.56	328.82	355.74	19.60	19.90	10440.27	11855.08
sabato 23.58	335.24	355.74	19.60	19.90	10621.59	11855.08
domenica 00.00	339.37	355.74	19.60	19.90	10797.03	11855.08
domenica 00.02	341.23	355.74	19.60	19.90	10844.05	11855.08
domenica 00.04	321.78	355.74	19.60	19.90	10186.69	11855.08
domenica 00.06	334.24	355.74	19.60	19.90	10570.85	11855.08
domenica 00.08	329.54	355.74	19.60	19.90	10446.34	11855.08
domenica 00.10	322.66	355.74	19.60	19.90	10247.95	11855.08
...
domenica 23.50	323.37	355.74	19.73	19.90	10465.69	11855.08
domenica 23.52	310.76	355.74	19.73	19.90	10063.28	11855.08
domenica 23.54	309.29	355.74	19.73	19.90	10010.17	11855.08
domenica 23.56	316.05	355.74	19.73	19.90	10233.91	11855.08
domenica 23.58	332.17	355.74	19.73	19.90	10769.39	11855.08

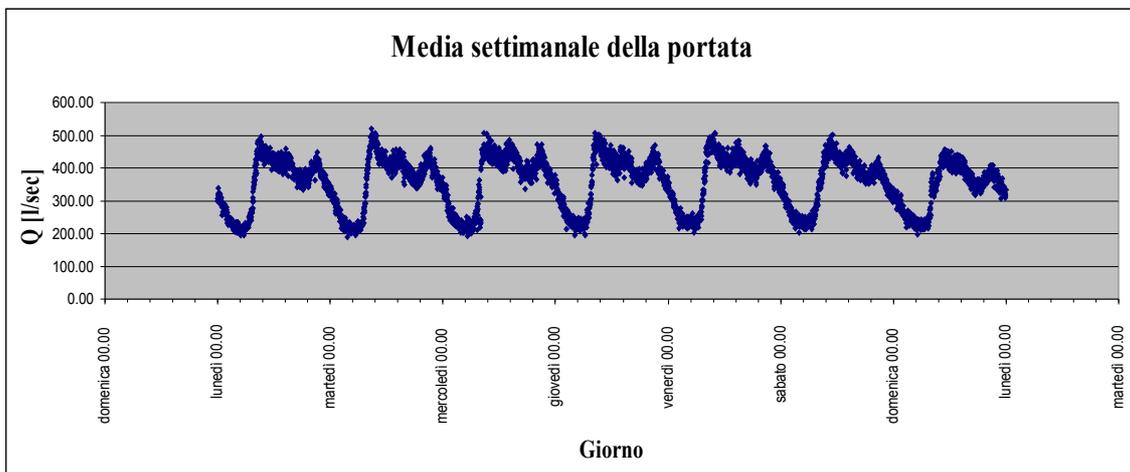


Figura 8.6: Andamento medio settimanale della portata.

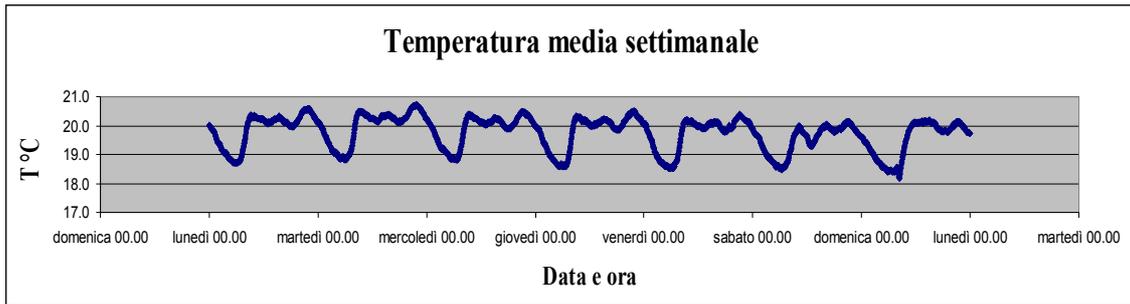


Figura 8.7: Andamento medio settimanale della temperatura.

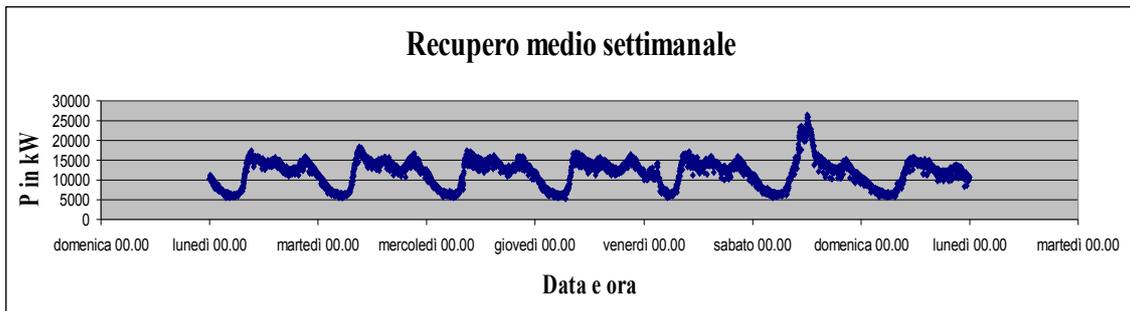


Figura 8.8: Andamento medio settimanale della potenza in kW.

Da questi grafici si può osservare la periodicità giornaliera delle tre variabili; mentre la temperatura tende leggermente a diminuire con l'avvicinarsi dell'inverno, la portata e la potenza hanno un andamento periodico costante.

Tabella 8.4: Media dei giorni feriali e festivi riguardanti la portata Q in l/s, la temperatura T in $^{\circ}\text{C}$ e la potenza P in kW recuperata in fognatura.

Media giorno feriale				Media giorno festivo			
ora	Q (l/s)	T ($^{\circ}\text{C}$)	P (kW)	ora	Q (l/s)	T ($^{\circ}\text{C}$)	P (kW)
0.00	318.38	20.08	10780.58	0.00	330.51	19.75	10715.86
0.02	327.22	20.09	11106.55	0.02	337.23	19.75	10927.60
0.04	340.45	20.08	11547.32	0.04	323.74	19.72	10449.10
0.06	333.91	20.07	11309.42	0.06	321.16	19.72	10350.84
0.08	331.50	20.07	11218.62	0.08	319.55	19.72	10314.54
0.10	331.50	20.05	11200.36	0.10	324.05	19.73	10512.45
0.12	331.22	20.04	11167.26	0.12	335.80	19.70	10845.10
0.14	330.19	20.03	11135.46	0.14	333.28	19.68	10697.94
0.16	321.30	20.04	10816.62	0.16	331.91	19.68	10685.30
0.18	329.67	20.03	11085.54	0.18	325.83	19.67	10456.77
0.20	322.23	20.02	10839.69	0.20	319.99	19.67	10280.64

23.40	331.35	20.12	11271.77	23.40	331.18	19.72	10712.31
23.42	339.32	20.10	11531.87	23.42	332.37	19.72	10751.99
23.44	335.57	20.10	11389.24	23.44	321.64	19.70	10372.69
23.46	339.17	20.09	11495.44	23.46	337.91	19.70	10883.74
23.48	337.96	20.07	11436.76	23.48	325.93	19.68	10478.85
23.50	329.89	20.08	11203.28	23.50	302.87	19.68	9792.79
23.52	352.31	20.07	11924.88	23.52	325.29	19.70	10473.26
23.54	348.97	20.06	11803.27	23.54	312.15	19.67	10006.44
23.56	337.02	20.06	11379.86	23.56	322.43	19.67	10337.09
23.58	342.18	20.05	11555.68	23.58	333.70	19.67	10695.49

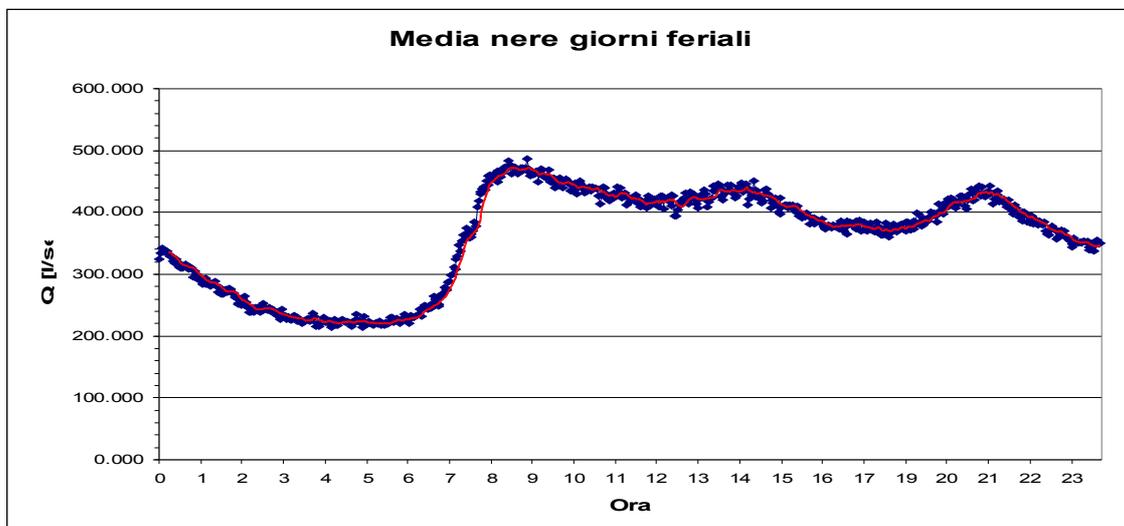


Figura 8.9: Andamento medio della portata Q in l/s durante i giorni feriali.

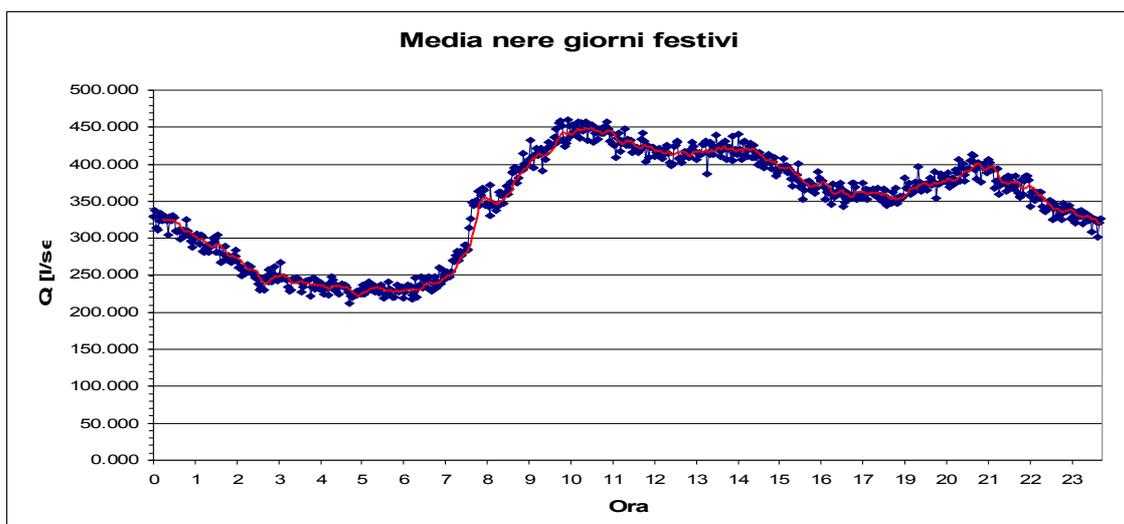


Figura 8.10: Andamento medio della portata Q in l/s durante i giorni festivi.

I grafici delle figure 8.9 e 8.10 mostrano solo una minima differenza nei valori delle portate medie tra i giorni feriali e festivi; infatti, i primi, durante le ore diurne, presentano valori leggermente più alti rispetto a quelli nei giorni festivi (sabato e domenica), inoltre le linee di tendenza mantengono lo stesso andamento nel corso delle 24 ore.

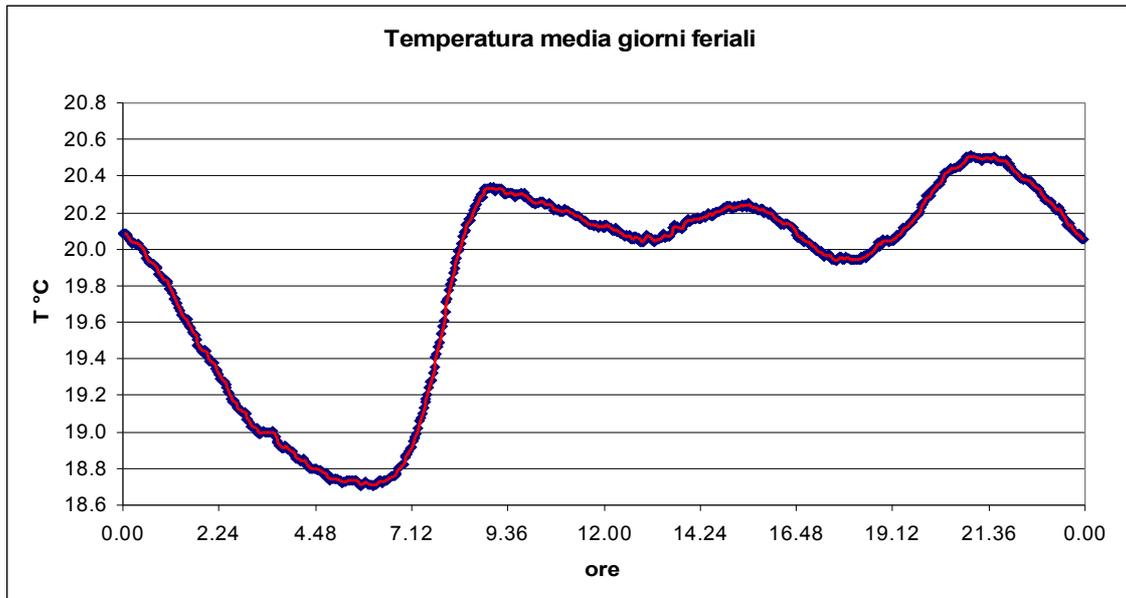


Figura 8.11: Andamento medio della temperatura T durante i giorni feriali.

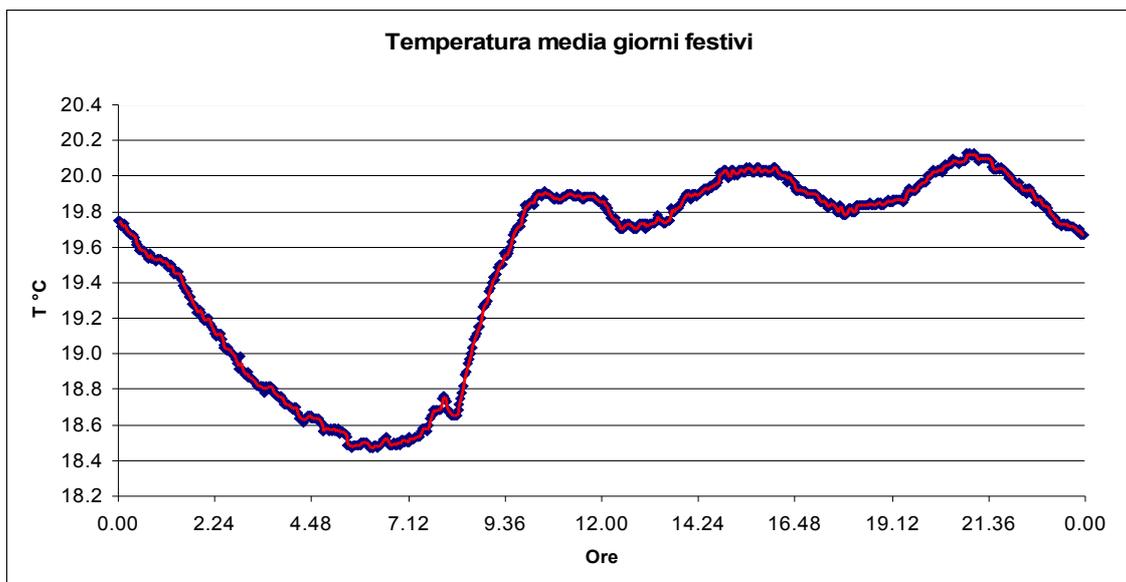


Figura 8.12: Andamento medio della temperatura T durante i giorni festivi.

Dalle figure 8.11 e 8.12 è curioso l'abbattimento della temperatura di circa mezzo grado nei giorni festivi a confronto con quella dei giorni feriali.

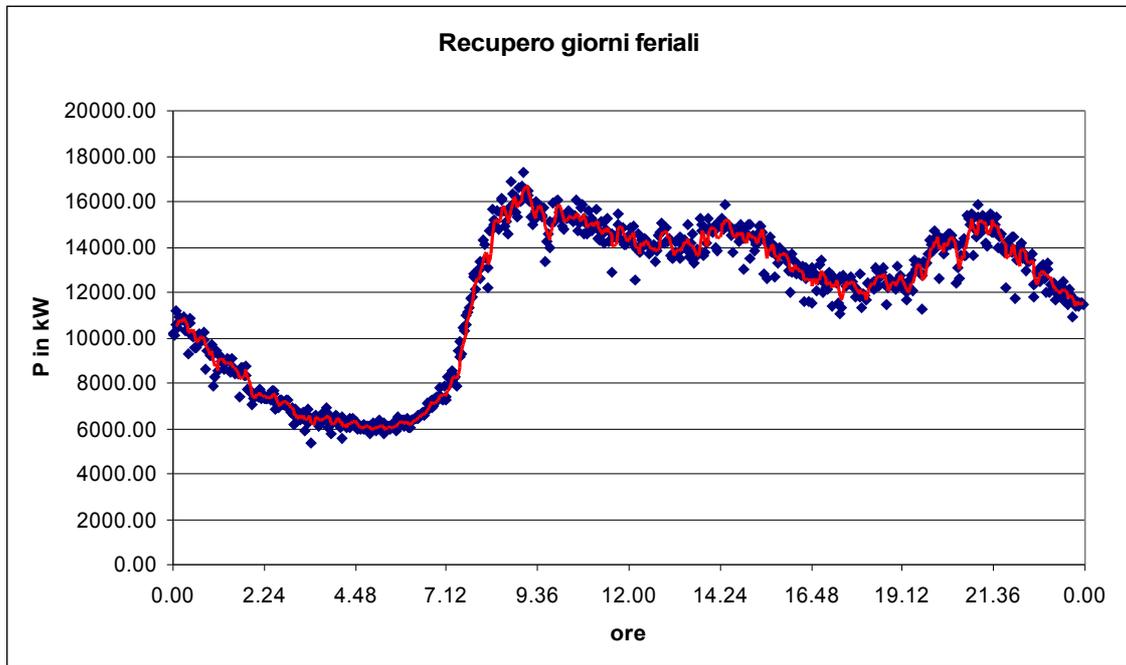


Figura 8.13: Andamento medio del recupero del calore espresso in kW durante i giorni feriali.

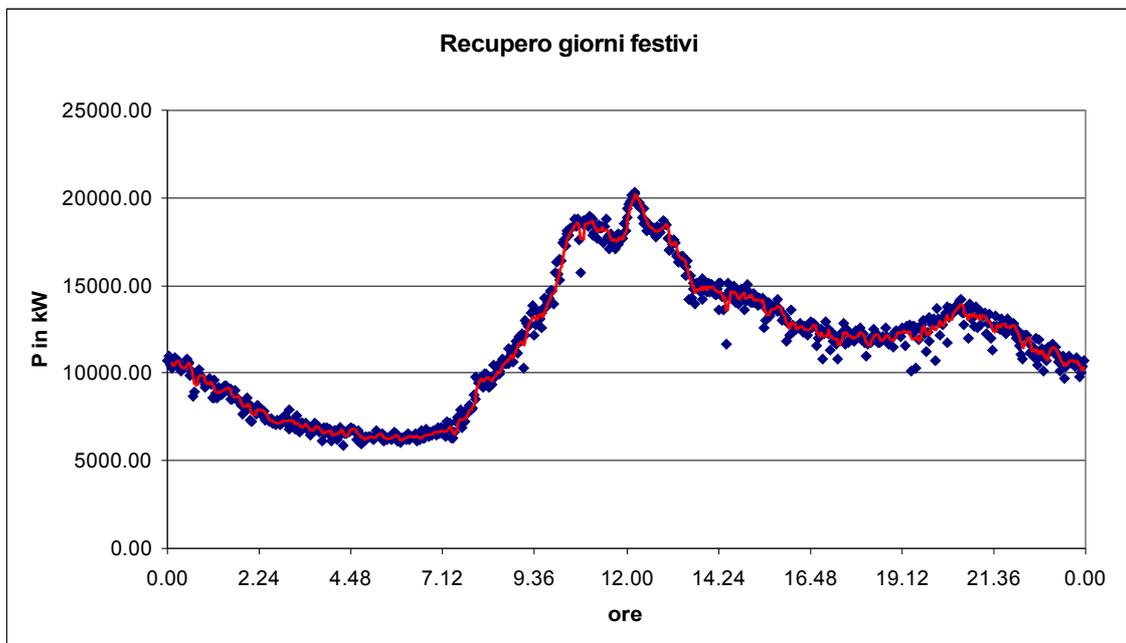


Figura 8.14: Andamento medio del recupero del calore espresso in kW durante i giorni festivi.

Tabella 8.5: Andamento medio giornaliero della portata Q , della temperatura T e della Potenza P stimati durante il periodo dal 28 settembre al 26 ottobre 2006, e i rispettivi coefficienti giornalieri orari del giorno medio $C_{g,m}$, del giorno feriale $C_{g,fer}$, e del giorno festivo $C_{g,fest}$.

Media tra i giorni feriali e festivi						
<i>Ora</i>	<i>Q (l/s)</i>	<i>T (°C)</i>	<i>P (kW)</i>	$C_{g,m}$	$C_{g,fer}$	$C_{g,fest}$
0.00	327.00	19.92	10748.22	0.92	0.91	0.93
0.02	335.22	19.92	11017.08	0.94	0.94	0.95
0.04	327.92	19.90	10998.21	0.92	0.96	0.88
0.06	323.65	19.90	10830.13	0.91	0.94	0.87
0.08	330.55	19.89	10766.58	0.93	0.95	0.91
0.10	332.04	19.89	10856.40	0.93	0.94	0.92
0.12	335.48	19.87	11006.18	0.94	0.95	0.94
0.14	328.14	19.86	10916.70	0.92	0.93	0.91
0.16	329.25	19.86	10750.96	0.93	0.93	0.93
0.18	329.15	19.85	10771.15	0.93	0.93	0.93
0.20	325.72	19.84	10560.16	0.92	0.92	0.91
...
23.40	333.86	19.92	10992.04	0.94	0.97	0.91
23.42	333.93	19.91	11141.93	0.94	0.95	0.93
23.44	328.40	19.90	10880.96	0.92	0.98	0.87
23.46	332.86	19.89	11189.59	0.94	0.95	0.92
23.48	331.21	19.88	10957.81	0.93	0.95	0.91
23.50	336.08	19.88	10498.04	0.94	0.97	0.92
23.52	337.44	19.89	11199.07	0.95	0.99	0.90
23.54	328.50	19.86	10904.86	0.92	1.00	0.85
23.56	334.84	19.86	10858.48	0.94	0.98	0.90
23.58	338.53	19.86	11125.58	0.95	0.99	0.92

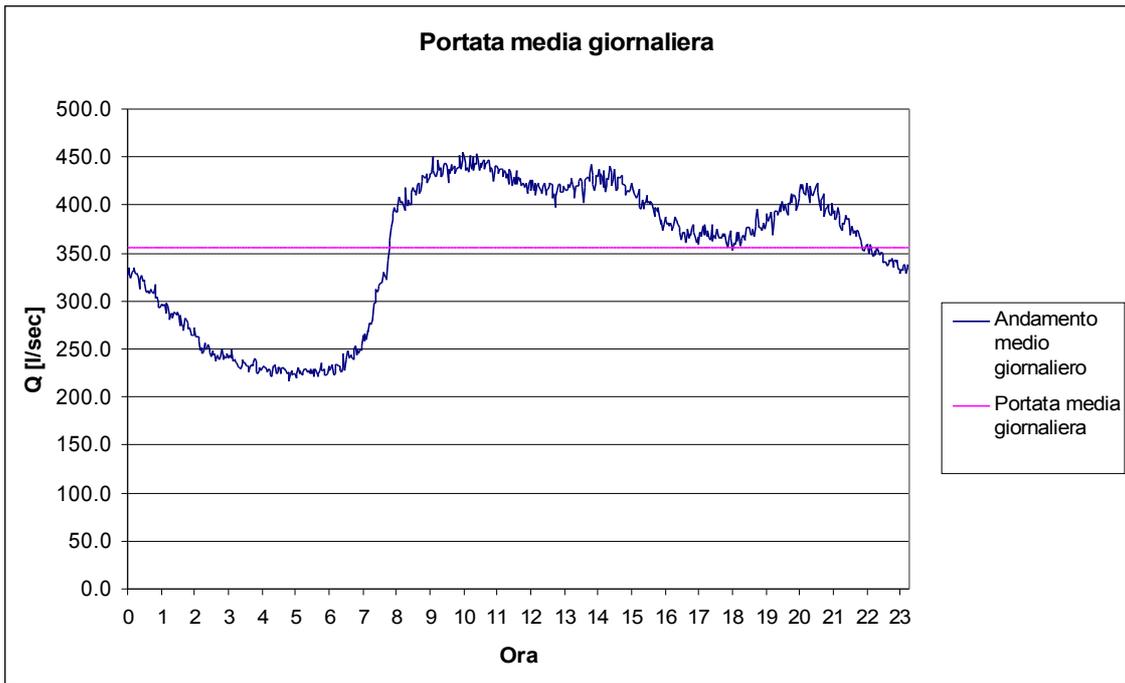


Figura 8.15: Andamento medio giornaliero della portata e rispettiva media.

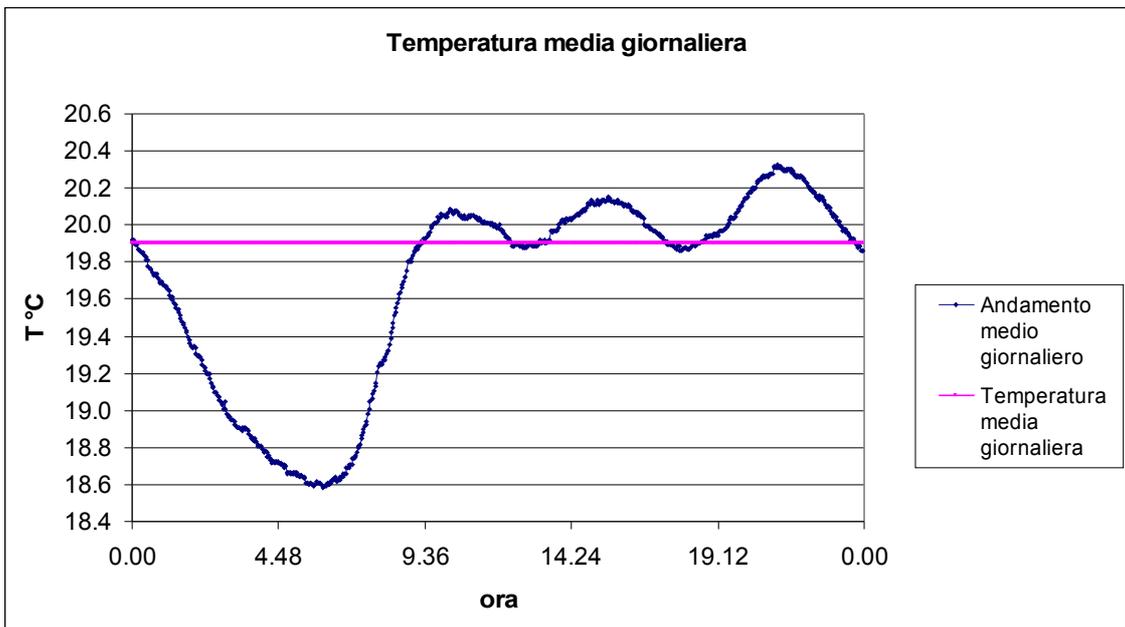


Figura 8.16: Andamento medio giornaliero della temperatura e rispettiva media.

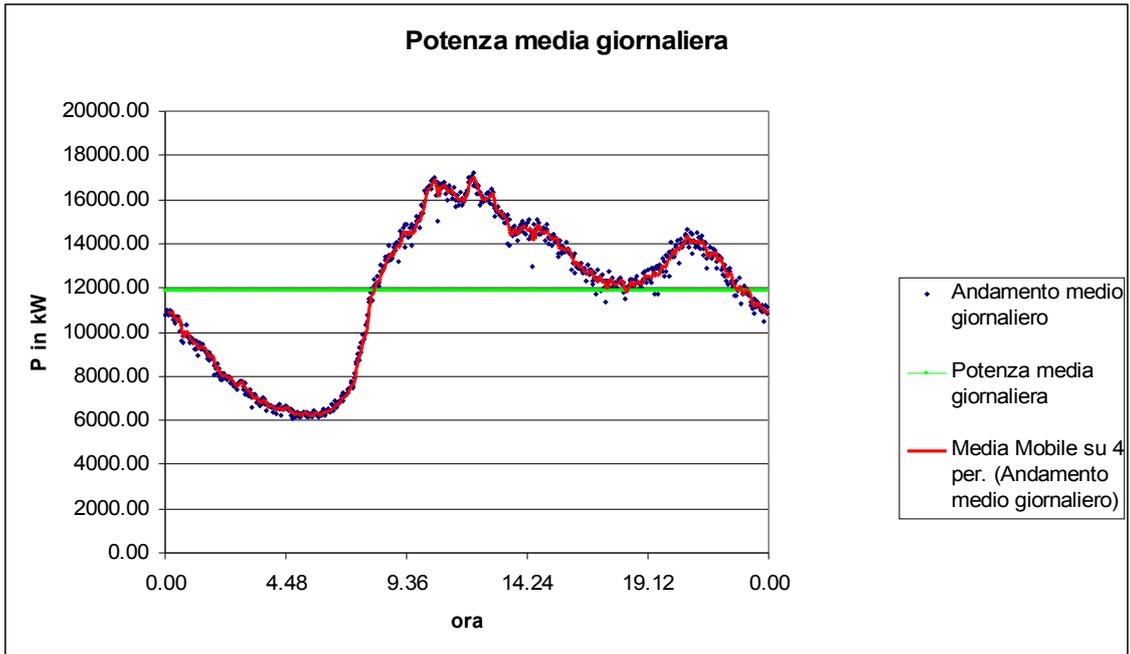


Figura 8.17: Andamento medio giornaliero della potenza ottenibile e rispettiva media.

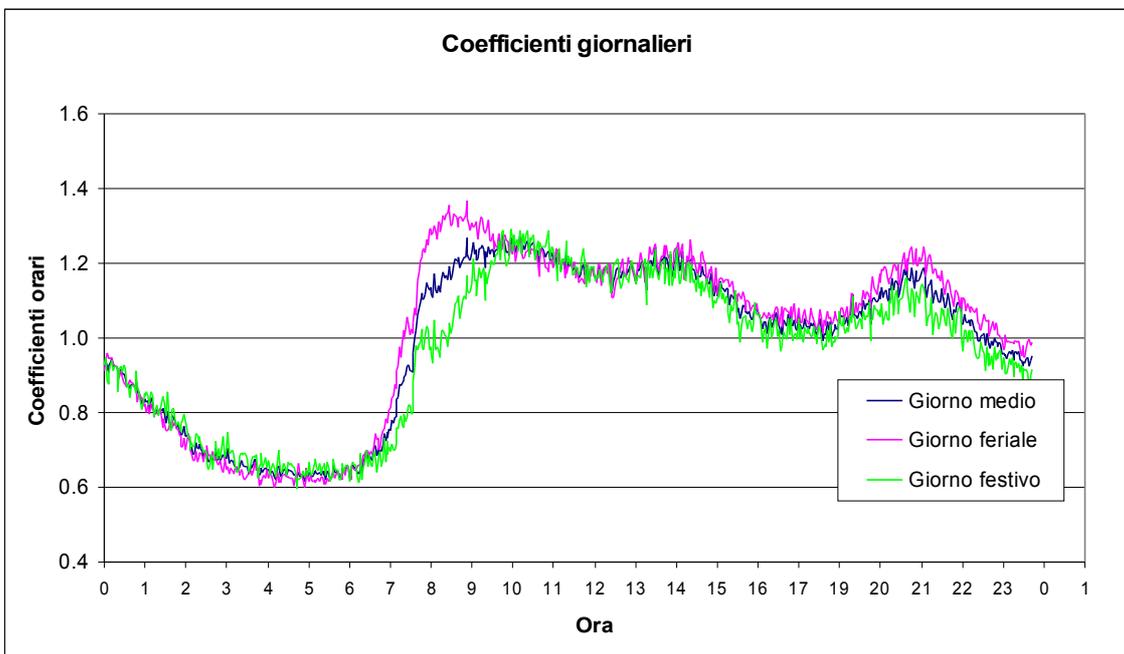


Figura 8.18: Andamento dei coefficienti giornalieri.

8.2 Applicazione

8.2.1 *Acqua calda sanitaria*

Questo lavoro vuole volgere a una stima di quanta energia si potrebbe recuperare da un impianto fognario se si considerasse la tecnica argomentata. Si consideri la sezione fognaria di via Zanardi; la figura 8.19 rappresenta la planimetria nord del bolognese: il punto 304 in figura indica la sezione nella quale sono state raccolte le misure, il punto 311 indica invece l'ubicazione del depuratore, mentre la linea rossa tracciata indica il percorso fognario tra i due punti.

Dopo aver svolto un'analisi completa di quantificazione della portata e della temperatura, in questo paragrafo si svolge uno studio (scala intermedia, par 1.3) che esprima in termini tecnici quanto effettivamente questa tecnica possa essere utile ed efficace nel contesto bolognese.

Si ipotizzi un andamento delle portate e delle temperature come mostrato nelle figure 8.15 e 8.16, per sicurezza si prenda in esame solo la portata minima Q di circa 200 L/s. Dal momento che la portata varia durante il giorno di circa 400 L/s, si vuole portare la temperatura da una media giornaliera di circa 20 °C a una temperatura di 10 °C, mantenendo quindi un recupero di calore costante durante tutto il giorno; questo è possibile in quanto questa temperatura minima di uscita è immediatamente compensata da temperature e portate maggiori nel medesimo condotto fognario a orari diversi, arrivando perciò al depuratore a temperature maggiori di 10 °C.

Si consideri una pompa di calore M operante tra due sorgenti a temperature diverse, che converte lavoro in calore con rendimento circa uguale a 4 (COP).

Dalla formula 3.1 si ricava la quantità di calore P_F derivante dalla fognatura, ceduta per mezzo di uno scambiatore di calore, precisamente si ha:

$$\dot{Q}_F = \dot{V}_F \cdot c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta T = 200 \cdot 4.19 \cdot 1 \cdot 10 = 8374 \text{ kW} \quad (8.1)$$

Considerando, per sicurezza, un rendimento del 50% dello scambiatore di calore per via della formazione del biofilm, allora, della potenza disponibile, entra nella pompa di calore una potenza pari a circa 4 MW.

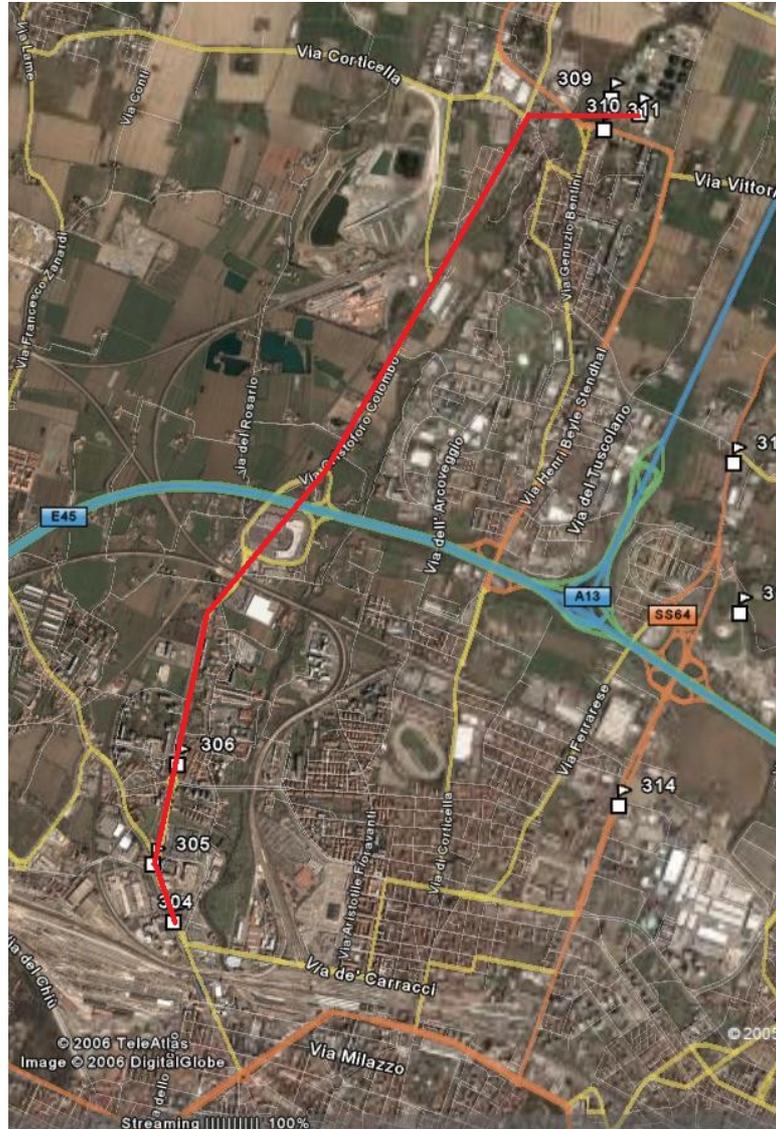


Figura 8.19: Ubicazione dell'impianto fognario nel contesto bolognese.

Considerando, per sicurezza, un rendimento del 50% dello scambiatore di calore per via della formazione del biofilm, allora, della potenza disponibile, entra nella pompa di calore una potenza pari a circa 4 MW.

Dal bilancio potenziale la potenza ceduta all'edificio attraverso la PdC è pari a:

$$\dot{Q}_{ED} = \dot{Q}_F + \dot{L}_C. \quad (8.2)$$

Ipotizzando un COP della pompa di calore pari a 4, allora si avrà:

$$COP_{PdC} = \frac{\dot{Q}_{ED}}{\dot{L}_C} = 4; \quad (8.3)$$

dalla 8.2 si ottiene:

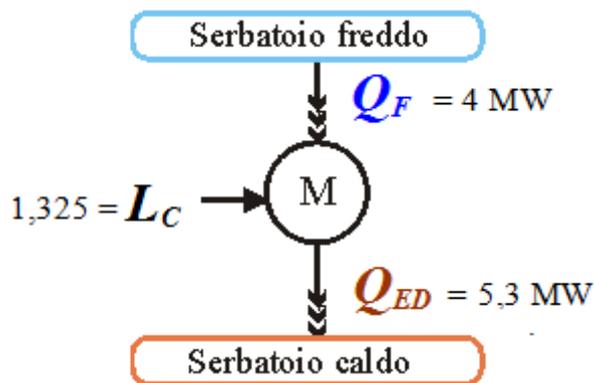
$$COP_{PdC} = \frac{\dot{Q}_{ED}}{\dot{Q}_{ED} - \dot{Q}_F} = \frac{1}{1 - \frac{\dot{Q}_F}{\dot{Q}_{ED}}} = 4 \quad (8.4)$$

Si ricava quindi \dot{Q}_{ED} :

$$4 = \frac{\dot{Q}_{ED}}{\dot{Q}_{ED} - \dot{Q}_F} \Rightarrow 3 \cdot \dot{Q}_{ED} = 4 \cdot \dot{Q}_F \Rightarrow \dot{Q}_{ED} = \frac{4}{3} \cdot \dot{Q}_F = 5,3 \text{ MW} \quad (8.5)$$

Quindi:

$$\dot{L}_C = \frac{\dot{Q}_{ED}}{COP} = \frac{5,3}{4} = 1,325 \text{ MW} \quad (8.6)$$



La figura a fianco riassume in modo esplicativo i risultati ottenuti concernenti la potenza ottenuta dalla fognatura Q_F , la potenza ceduta Q_{ED} e la potenza che serve per far funzionare la macchina L_C .

Figura 8.20: Schema di funzionamento del sistema.

Il consumo medio procapite di acqua calda sanitaria giornaliero è di circa 50 L/s; la potenza che serve per scaldare l'acqua calda sanitaria, considerando un salto medio di 35°C, sarà:

$$\dot{Q} = 50(\text{kg}) \cdot 4,19 \left(\frac{\text{kJ}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right) \cdot 35(\text{K}) \approx 7333 \text{ kJ} \quad (8.7)$$

In un anno il consumo procapite è pari a:

$$\frac{\dot{Q} \cdot 365}{3600} = \frac{7333 \cdot 365}{3600} \approx 750 \text{ kWh / anno} \quad (8.8)$$

Perciò, ricavando la potenza per anno acquisita dalla pompa di calore \dot{Q}_{ED} , diviso il consumo procapite si ottiene una stima di quante persone possano soddisfare il fabbisogno energetico per produrre acqua calda sanitaria:

$$\dot{Q}_{ED} = 5,3 MW = \frac{5,3 \cdot 3600 \cdot 24}{3600} MWh \approx 127,2 MWh \quad (8.9)$$

$$\dot{Q}_{ED} = 127,2 \cdot 365 = 46428 MWh / anno \quad (8.10)$$

$$N_{TOT, persone}^{\circ} = \frac{46428}{0,75} \approx 61900 \quad (8.11)$$

Come abbiamo già accennato, la pompa di calore, per produrre 5,3 MW di potenza, ha bisogno di 1,325 MW di potenza; perciò si può individuare immediatamente il risparmio di questa tecnica se si considerasse una classica fornitura di potenza mediante gas.

Nelle turbine a gas, il combustibile viene bruciato in apposite camere di combustione, poi viene fatto espandere insieme ad aria compressa nella turbina stessa. Durante l'espansione, la miscela di aria e combustibile, interagendo con le palette della turbina imprime al rotore il moto rotatorio generando energia meccanica. Questa energia meccanica viene impiegata per produrre energia elettrica mediante un alternatore. I fumi esausti provenienti dai gas che hanno espanso nella turbina, hanno una temperatura di circa 450-500°C e possono dunque essere impiegati mediante opportuni scambiatori, per produrre acqua calda o vapore. Un sistema a turbina a gas, mediamente, impiega 3,22 kW provenienti dal combustibile, per produrre 1 kW elettrico (rendimento del 31%), e per produrre 1,88 kW termici con un rendimento complessivo finale pari ad 88% (<http://www3.uninsubria.it/uninsubria/allegati/pagine/5565/cog.pdf>). Nel caso in esame, considerando un rendimento pari al 31%, sono necessari 4,27 MW dovuti al gas per fornire 1,325 MW elettrici.

In conclusione, questa particolare tecnica di recupero di calore dalle fognature permetterebbe di ottenere risparmi notevoli nel corso degli anni: in quanto un fabbisogno di 4,27 MW di potenza dal gas costerebbe nel corso di un anno solare circa a:

$$4,27MW = 4,27MW \cdot 24h \approx 102500kWh$$

Che in un anno diventano:

$$102500kWh \cdot 365giorni = 37412500kWh/anno$$

La spesa perciò sarebbe, considerando il costo del gas da letteratura di 0,06€/kWh, pari a:

$$37.412.500kWh \cdot anno \cdot 0,06 \frac{\text{€}}{kWh} = 2244750\text{€} \cdot anno$$

Senza tale tecnica, per fornire la stessa quantità di calore occorrerebbero 5,3 MW, perciò:

$$5,3MW = 5,3MW \cdot 24h \cdot 1000 \cdot 365giorni \cdot 0,06 \frac{\text{€}}{kWh} = 2785680\text{€} \cdot anno .$$

Si ottiene dunque un risparmio netto di circa 500.000 € all'anno.

Secondo alcune stime, il consumo energetico nazionale per l'acqua calda sanitaria di un Paese nord-europeo corrisponde a circa il 10,5%, infatti si ha:

8.2.2 Riscaldamento e fabbisogno energetico totale

Secondo alcune stime, il carico energetico nazionale di un Paese nord-europeo (Germania) è così suddiviso:

- 77,8% Riscaldamento
- 10,5% Acqua calda sanitaria
- 6,6% Elettrodomestici
- 3,7% Cottura cibi
- 1,4% Illuminazione

Risulta evidente come la riduzione della quota di energia utilizzata per il riscaldamento (assolutamente predominante rispetto alle altre utilizzazioni) consenta riduzioni sostanziali della bolletta energetica dei vari paesi (Hidros, 2010).

Si consideri una casa unifamiliare di 100mq, per 3 persone, un impianto di riscaldamento a gas naturale con caldaia non a condensazione e radiatori in ambiente; un consumo di energia termica per il riscaldamento di un'abitazione

coibentata in misura da rispettare la normativa energetica italiana (legge 09.01.91 n.10), prima del recepimento della Direttiva 2002/91/CE relativa al rendimento energetico nell'edilizia, attraverso il DL 192/2005 e il DL 311/2006, è di circa 125 kWh/(m²*anno), ricavato considerando il valore del FEN limite per la zona climatica D (estremo superiore) e il rapporto S/V tipico di una abitazione tradizionale, così come definito dalla legge 09.01.91 n.10.

Quindi il consumo annuo per il solo riscaldamento sarà:

$$125kWh/(m^2 \cdot anno) \cdot 100m^2 = 12500kWh/anno$$

Perciò al giorno:

$$\frac{12500kWh/anno}{365giorni} = 34,25kWh/giorno$$

La potenza necessaria all'abitazione è di:

$$\frac{34,25kWh/giorno}{24ore} = 1,427kW = \dot{Q}_{ED}$$

Dalla formula 3.1 ricavo la portata Q in L/s:

$$Q = \frac{\dot{Q}_{ED}}{c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta T} = \frac{1,427}{4,19 \cdot 1 \cdot 10} = 0,034 L/s$$

Ipotizzando solo un rendimento del 50 %, allora la portata dovrà essere pari a 0,07 L/s.

Al giorno quindi diventa:

$$0,07 L/s \cdot 86400s \approx 6000L = 6m^3.$$

Se si considerasse il fabbisogno energetico totale, allora si avrà:

$$Q = \frac{\dot{Q}_{ED}}{c_w \cdot \rho_w \cdot \Delta T} \cdot \frac{4}{3} = \frac{1,427}{4,19 \cdot 1 \cdot 10} \cdot \frac{4}{3} = 0,0454 L/s$$

Ipotizzando ancora un rendimento del solo 50 %, allora la portata dovrà essere pari a 0,09 L/s.

Il volume totale giornaliero quindi sarà pari a:

$$0,09 L/s \cdot 86400s \approx 7700L = 7,7m^3.$$

In conclusione, supponendo un consumo d'acqua giornaliero di circa 200

L/giorno dovuto a 3 persone, allora: $\frac{200 \cdot 100}{7700} \approx 2.6$; questo sistema di recupero

copre circa un 2,6% del fabbisogno energetico giornaliero totale della casa unifamiliare tradizionale; circa il 3,3% del fabbisogno energetico giornaliero dovuto al solo riscaldamento; circa il 57% del fabbisogno energetico giornaliero d'acqua calda sanitaria e oltre il 60% di tutto il resto del fabbisogno energetico giornaliero.

Si tratta di cifre interessanti che, integrate con altre specifiche alternative, potrebbero contribuire in modo decisivo all'idea di edificio autosufficiente e indipendente dal punto di vista energetico.

CONCLUSIONI

La temperatura delle acque di scarico nelle migliaia di chilometri delle tubature municipali si aggira mediamente tra i 12° e i 16° C per via delle acque di scarico derivanti dai processi urbani e industriali, ma può salire fino a 20°C e oltre a seconda della locazione geografica del Paese in questione. Il sistema di raccolta delle acque di scarico consiste in un grande scambiatore di calore posto in modo orizzontale sotto la superficie del terreno per raggiungere agevolmente tutti i residenti coprendo brevi distanze. Alcune stime giapponesi rilevano che il 40% del calore disperso dalle comunità urbane viene rilasciato nelle fognature; teoricamente, se solo si potesse raffreddare di 5°C l'intero ammontare delle acque di scarico, per esempio, della Germania, stimate approssimativamente intorno agli 11 bilioni di m³, si otterrebbe un ammontare di calore di 65 bilioni di MWh. Ciò significa una riduzione di 5,59 bilioni di tonnellate di combustibili fossili e di 11 bilioni di tonnellate di emissioni di CO₂.

I sistemi fognari rappresentano dunque una importante fonte di energia “pulita”, offrendo un'importante prospettiva per il futuro della comunità mondiale. Non esiste, infatti, alcun dubbio in merito alle potenzialità di questa risorsa energetica utilizzabile come fonte di calore per i moderni sistemi di pompe di calore per riscaldare e condizionare gli ambienti domestici in alternativa o in combinazione con i sistemi più tradizionali. La temperatura delle acque di scarico è a un livello decisamente più alto della superficie del terreno, ma lo svantaggio è dato dal fatto che tali acque non costituiscono una risorsa di calore assolutamente sostenibile, poiché il volume della portata e la temperatura dipendono dalle influenze climatiche stagionali, da fattori tecnici e da quanti utenti sono connessi alla rete fognaria. Infatti, reti più estese hanno una portata d'acqua costante ma con volumi e temperature variabili durante il giorno e le stagioni, mentre reti più ridotte non possono garantire una costante portata delle acque di scarico.

Per riassumere, l'obiettivo di recuperare calore viene perseguito utilizzando questo sistema ibrido di fognatura, che consente di sfruttare contestualmente il calore disperso nel terreno e quello disperso nelle acque di scarico, per poi trasferire il calore stesso grazie allo scambiatore di calore esterno integrato con il sistema fognario; il trasferimento di calore avviene in primo luogo con il terreno circostante, il cui calore disperso viene assorbito dalla rete fognaria, e in secondo luogo con le acque di scarico, che a questo punto del processo vengono sfruttate direttamente dalla rete fognaria assorbendone il calore attraverso le pareti. Dunque, se una rete più ampia ha una portata d'acqua più elevata, il potenziale di calore maggiore deriverà dalle acque di scarico, mentre nel caso di reti meno estese il potenziale di calore maggiore deriverà dal terreno circostante; se ne deduce che il vantaggio di questo nuovo sistema fognario risiede nella possibilità di impiegarlo sia su grande che su piccola scala, con costi d'installazione estremamente ridotti.

Come già discusso, la pompa di calore è di gran lunga la macchina termica più efficiente rispetto a qualsiasi generatore termico disponibile sul mercato. Infatti in caso di C.O.P. $3 \div 5$ si ha un utilizzo di energia inferiore di $3 \div 5$ volte rispetto, ad esempio di una normale caldaia a combustione (che può avere efficienze massime del $100 \div 110\%$).

Questo si concretizza in:

- Riduzione delle emissioni di gas serra come l'anidride carbonica (CO₂);
- Utilizzo di energia elettrica, disponibile ovunque;
- Utilizzo di energie rinnovabili;
- Eliminazione di canne fumarie e centrali termiche, serbatoi per combustibili o allacciamenti alle reti del gas;
- Nessun tipo di inquinamento ambientale;
- Nel caso di utilizzo di energia elettrica prodotta da sistema fotovoltaico, siamo inoltre in presenza di impianti con impatto ambientale zero.

Inoltre:

- La pompa di calore può essere utilizzata sia per il riscaldamento invernale, per il condizionamento estivo, e per l'acqua calda sanitaria;
- A differenza del gas; il prezzo dell'energia elettrica rimane stabile nel tempo; e ciò permette di pianificare investimento a lungo termine.
- Una volta installata la pompa di calore ha una manutenzione praticamente inesistente.

L'utilizzo di pompe di calore riduce l'impiego di energia primaria rispetto all'energia utilizzabile e, confrontato con altri sistemi, dimostra come sia consistente la relativa diminuzione delle emissioni di CO₂;

Tabella C.1: Percentuale di energia primaria utilizzata rispetto al sistema di riscaldamento utilizzato (Hidros, 2010).

<i>Sistema di riscaldamento</i>	<i>Percentuale di energia primaria utilizzata</i>
Riscaldamento elettrico	297%
Gasolio	125%
Gas naturale	120%
Pompa di calore aria acqua	100%
Pompa di calore acqua acqua	76%

Per concludere, se si ottimizzassero i consumi e soprattutto le perdite, se si considerassero edifici a basso consumo energetico, se il rendimento dello scambiatore di calore fosse alto, se il rendimento della pompa di calore fosse altrettanto alto e se venisse integrato tale sistema con altre fonti alternative, come ad esempio un impianto a pannelli solari, allora si potrebbe raggiungere l'indipendenza energetica dell'edificio.

Si tratta di tanti "se", che non sono certamente impossibili da eliminare, ma che potrebbero essere uno stimolo nella ricerca di un'indipendenza a livello non solo energetico, ma soprattutto rispetto agli altri Paesi.

BIBLIOGRAFIA

- <http://www.northernlife.ca/video/video/542/Geothermal-technology-could-cut-energy-costs.aspx>
- <http://www.northernlife.ca/displayArticle.aspx?id=8772>
- <http://greenlineblog.com/2010-olympic-village-using-sewage-heat-recovery/>
- <http://www.openpr.com/news/15361/Multipurpose-Sewer-Pipe-with-a-Slinky-Heat-Pipe-Exchanger.html>
- <http://www.skyscrapercity.com/archive/index.php/t-337318.html>
- <http://www.openpr.com/news/15361/Multipurpose-Sewer-Pipe-with-a-Slinky-Heat-Pipe-Exchanger.html>
- http://www.csdu.it/il_sito/Pubblicazioni/altre_pubbl/A&C'09.htm
- <http://www.google.it/patents?hl=it&lr=&vid=USPAT4454911&id=iX89AAAAEBAJ&oi=fnd&dq=recovery+of+sewer+heat&printsec=abstract#v=onepage&q=recovery%20of%20sewer%20heat&f=false>
- <http://www.kemcosystems.com/Water-System-Components/Wastewater-Heat-Recovery.html>
- <http://www.journalofcommerce.com/article/id23032>
- <http://www.bfe.admin.ch/dokumentation/energieforschung/index.html?lang=it&publication=8156>
- http://library.eawag-empa.ch/schriftenreihe/schriftenreihe_19.pdf
- <http://www.reuters.com/article/idUSN1830885620070419>

- <http://www.kasag.ch/uploads/Master/WaermerueckgewinnungAusAbwasserEawag.pdf>
- <http://www.hidros.it>
- http://www.geotermicasaval.it/pompa_di_calore.php
- <http://www.sportellokyotolazio.it/CITTADINI/Casa-ecologica/Abitare-sostenibile/con-la.php?c=64&m=114&l=it>
- http://www.risanamentoenergetico.com/pompa_di_calore.htm
- http://www.termoadriatica.com/la_fisica_della_pompa_di_calore.htm
- Riello G.V. 1989: "Introduzione al condizionamento dell'aria", Aermec Riello Condizionatori, pag 267-294.
- <http://pcfarina.eng.unipr.it/dispense99/tagliati118042.doc>
- Bischofsberger W. 1984. "Wärmeentnahme aus Abwasser", Berichte aus Wassergüte-wirtschaft und Gesundheitsingenieurwesen, Munich Technical University
- Deiss Ch. 2007. "Energiequelle zum Heizen und Kühlen – Grösste Abwasserener-gienutzungsanlage in der Schweiz", gwa journal no. 6/2007, pp. 413-420.
- DWA-REGELWERK 2008. "Energie aus Abwasser - Wärme und Lageenergie", Leaflet DWA-M 114, Hennef.
- EBM 2007. "Wärme- und Kälteversorgung Concordia Luzern". Liestal
- Eicher Hp. 2008. "Abwasserwärmenutzung - Potenzial, Wirtschaftlichkeit und Förderung", Swiss Federal Office of Energy, Berne.

- ENERGIESCHWEIZ 2005. "Heizen und Kühlen mit Abwasser - Ratgeber für Bauherr-schaften und Gemeinden", Berne. Download: www.infrastrukturanlagen.ch.
- Faist M. 2004. "Ökobilanz einer Wärmepumpe mit Abwärmennutzung aus Rohabwasser", ESU-Services, Study commissioned by the Office for Building of the City of Zurich.
- Friothers 2007. "5 heat pump / chiller units simultaneously generate 90 MW heat energy and 60 MW chilled water", Winterthur.
- Huber 2007. "ThermWin – Energiegewinnung aus Abwasser", Berching
- Kalberer D. 2007. "Energie aus Abwasser – aktueller denn je", Journal "Spektrum der Ge-bäudetechnik" 3/2007, pp. 40-41.
- Kunz P. 2007. "Wärmepumpen – Planung, Optimierung, Betrieb, Wartung", Swiss Federal Office of Energy, Faktor-Verlag, Zürich.
- Schmid F. 2005. "Realisierung von Abwasserenergieanlagen – Gemeinden und Kanal-betreiber als Motor", gwa journal no. 2/2005, pp. 119-125. Download: www.infrastrukturanlagen.ch.
- Schmid F. 2006. "Ökonomische Klärschlamm-Trocknung – Nutzung von erneuerbarer Energie", gwa journal no. 3/2006, pp. 195-201. Download: www.infrastrukturanlagen.ch.
- Schmid F. 2007. "Wärmerückgewinnung aus Abwasser – Potenzialerhebung im Rahmen des GEP", gwa journal no. 6/2007, pp. 405-411. Download: www.infrastrukturanlagen.ch.
- VSA 2004 "Wärmennutzung aus Abwasser – Leitfaden für Inhaber, Betreiber und Planer von Abwasserreinigungsanlagen und

Kanalisationen", Zurich. Download: www.infrastrukturanlagen.ch.

- Wanner O., Panagiotidis V., Clavadetscher P. and Siegrist H. 2005. Effect of heat recovery from raw wastewater on nitrification and nitrogen removal in activated sludge plants. *Water Research* 39: 4725-4734.
- Wellstein J. 2007. "Pionierhafte Wärmenutzung modernisiert", *Journal „Spektrum der Gebäudetechnik“* 6/2007, pp. 36-38.

RINGRAZIAMENTI

Credo sia assurdo poter pensare di riuscire a fare un qualsiasi lavoro senza l'aiuto di altre persone: in ogni nostro gesto, in ogni nostra azione si racchiude un'infinità di insegnamenti, di esperienze, che accompagnano l'essere umano nella crescita, caratterizzandolo e valorizzandolo.

L'amicizia non è altro che un'espressione mossa da un sentimento più grande, al quale tutto il genere umano si rivolge scontrandosi con la dura e tenera realtà che non siamo soli in questo mondo.

Dedico questo lavoro a quelle persone che si muovono con la volontà rivolta verso il dare, a quelle persone che vivono la propria felicità direttamente nella felicità dell'altro e che trovano il riconoscimento più intenso nel sentire un grazie cantato direttamente dal cuore.

Il ringraziamento più grande lo dedico a tutte quelle persone che durante la mia vita si sono mosse, hanno agito e mi hanno accompagnato in modo tale da farmi comprendere che tutte le paure e le difficoltà, incontrate durante qualsiasi viaggio, si possono superare e che nessuno è inferiore rispetto ad un altro se questo è mosso dalla volontà di voler superare l'ostacolo.

Ringrazio mia mamma che mi ha permesso di percorrere questo lungo viaggio di studi, che mi ha indicato la strada della vita e dell'educazione, e che soprattutto mi ha voluto bene incondizionatamente per come sono.

Ringrazio il Professor Marco Maglionico che mi ha dato davvero tanta fiducia permettendomi di affrontare questo interessantissimo lavoro e che è sempre stato disponibilissimo e presente durante questo studio.

Ringrazio la mia meravigliosa compagna Silvia che mi ha accompagnato sempre mano nella mano lungo il mio viaggio, sostenendomi e soprattutto amandomi come in una magia ogni giorno da quando siamo insieme.

Ringrazio Damiano, Fabry e Sara che mi sono stati sempre vicini nei momenti di crescita, di studio e di difficoltà, per questo li considero i miei amici più grandi e nutro per loro un profondo rispetto e un'intensa stima.

Ringrazio mio padre perché mi ha permesso di imparare tante verità sulla vita, mi ha permesso di crescere e mi ha insegnato un amore profondo per qualunque animale; nonostante tutti gli eventi successi e le conseguenti difficoltà so che mi vuole bene e io a lui.

Ringrazio mio fratello che con le sue conoscenze tecnologiche mi ha risolto tanti problemi rendendomi il lavoro più semplice e meno faticoso, ma lo ringrazio soprattutto perché è mio fratello, perché nonostante mille difficoltà di convivenza e altrettanti miei capricci egoistici in pieno periodo adolescenziale posso dire che gli voglio bene e che fa parte della mia vita.

Ringrazio la mia Lunetta che in tutta la sua vita ha sempre e solo dato, accontentandosi della speranza che avessi qualche attenzione per lei, di un pezzo di pane e di qualche coccola extra!

Ringrazio tutti i miei amici di via Gozzadini e dintorni: Mirco, Giggs, Bady, Benji, Chicca & Alice e Dave!

Ringrazio tutte le mie nuove amicizie: Chiari, Fra, Nicola, Terry, Meggy, Stefano & Ilaria, Andrea & Rugiada, con le quali spero si possa costruire e coltivare un'amicizia duratura e incondizionata.

Ringrazio tutte quelle persone che hanno voluto condividere con me questo giorno perché mi hanno dimostrato, con la loro presenza, che hanno davvero voglia di coltivare un'amicizia.

Un ringraziamento particolare a Stefano che mi ha aiutato con le traduzioni dal tedesco all'italiano necessarie per la realizzazione di questo lavoro.

Grazie a tutti davvero!