

Pompe di circolazione

Dimensionamento ed ottimizzazione dell'impianto

Organizzazioni responsabili

APSLI	Associazione padronale svizzera lattonieri e installatori
ASIRA	Associazione svizzera delle imprese di riscaldamento e aerazione
ATS	Associazione tecnici svizzeri
SITC	Società svizzera degli ingegneri termici e climatici
SBHI	Società svizzera degli ingegneri consulenti per l'impiantistica e l'energia

Autori

- Erich Füglistner, Intep AG, Zurigo
- René Sigg, Intep AG, Zurigo

Gruppo di progettazione

Esso è composto dai signori:

- Abt, EMB AG, Ballwil
- Appelt, Atech, Montricher
- Bachmann, L&G, Steinhausen
- Eblé, Sauter AG, Zurigo
- Gabathuler, Gabathuler AG, Diessenhofen
- Koch, Huwyler & Koch, Zurigo
- Luchsinger, IEU AG, Liestal
- Meyer, Bieri Pumpenbau AG, Münsingen
- Nipkow, ARENA, Zurigo
- Spänhauer, Werner Kuster AG, Frenkendorf

ISBN 3-905233-25-8

Edizione originale: ISBN 3-905233-01-0

Copyright © Ufficio federale dei problemi congiunturali,
3003 Berna, ottobre 1991

La riproduzione parziale è autorizzata purché sia citata la fonte.
Il presente manuale può essere ordinato presso l'Ufficio
centrale federale degli stampati e del materiale (UCFSM),
3003 Berna (n. di ordin. 724.330 i)

Prefazione

Il programma di promozione «Edilizia ed Energia», della durata totale di 6 anni (1990-1995), è composto dai tre programmi d'impulso seguenti:

- PI EDIL – Manutenzione e rinnovamento delle costruzioni
- RAVEL – Uso razionale dell'elettricità
- PACER – Energie rinnovabili.

Questi tre programmi d'impulso sono realizzati in stretta collaborazione con l'economia privata, le scuole e la Confederazione. Il loro scopo è quello di promuovere una crescita economica qualitativa. In tale ottica essi devono sfociare in uno sfruttamento minore delle materie prime e dell'energia, con un maggiore ricorso al capitale costituito dalle capacità umane.

Il fulcro delle attività di RAVEL è costituito dal miglioramento della competenza professionale nell'impiego razionale dell'energia elettrica. Oltre agli aspetti della produzione e della sicurezza, che finora erano in primo piano, deve essere dato ampio risalto all'aspetto costituito dal rendimento. Sulla base di una matrice del consumo, RAVEL ha definito in modo esteso i temi da trattare. Oltre alle applicazioni dell'energia elettrica negli edifici sono presi in considerazione anche i processi nell'industria, nel commercio e nel settore delle prestazioni di servizio. I gruppi mirati sono corrispondentemente svariati: essi comprendono i professionisti di ogni livello, nonché i responsabili delle decisioni che devono esprimersi in merito a decorsi ed investimenti essenziali per quanto concerne il consumo dell'energia elettrica.

Corsi, manifestazioni, pubblicazioni, videocassette, ecc.

Gli obiettivi di RAVEL saranno perseguiti mediante progetti di ricerca volti all'ampliamento delle conoscenze di base e – a partire dallo stesso principio – mediante la formazione, il perfezionamento e l'informazione. La divulgazione delle conoscenze è orientata verso l'impiego nella prassi quotidiana e si basa essenzialmente su manuali, corsi e manifestazioni. Si prevede di organizzare ogni anno un congresso RAVEL durante il quale, di volta in volta, si informerà, discutendone in modo esauriente, in merito ai nuovi risultati, sviluppi e tendenze della giovane ed affascinante disciplina

costituita dall'impiego razionale dell'elettricità. Il bollettino «IMPULSO», pubblicato due o tre volte all'anno, fornisce dettagli su tutte queste attività ed informerà gli interessati in merito all'offerta di perfezionamento ampia ed orientata a seconda dei singoli gruppi d'interesse. Tale bollettino appare da due a tre volte all'anno e può essere ordinato in abbonamento (gratuito) presso l'Ufficio federale dei problemi congiunturali, 3003 Berna. Ogni partecipante ad un corso o ad una manifestazione organizzati nell'ambito del programma riceve una documentazione. Essa consiste essenzialmente della pubblicazione specializzata elaborata a questo scopo. Tutte queste pubblicazioni possono essere ordinate anche presso l'Ufficio centrale federale degli stampati e del materiale (UCFSM), 3003 Berna.

Competenze

Per poter fronteggiare questo programma ambizioso di formazione è stato scelto un concetto di organizzazione e di elaborazione che, oltre alla collaborazione competente di specialisti, garantisce anche il rispetto dei punti d'interazione nel campo d'applicazione dell'energia elettrica, nonché del sostegno necessario da parte di associazioni e scuole del ramo interessato. Una commissione composta dai rappresentanti delle associazioni, delle scuole e dei settori professionali interessati stabilisce i contenuti del programma ed assicura la coordinazione con le altre attività che perseguono l'uso razionale dell'elettricità. Le associazioni professionali si assumono anche l'incarico di organizzare i corsi di perfezionamento professionale e le campagne d'informazione. Della preparazione di queste attività è responsabile la direzione del progetto composta da: Dott. Roland Walthert, Werner Böhi, Dott. Eric Bush, Jean-Marc Chuard, Hans-Ruedi Gabathuler, Jürg Nipkow, Ruedi Spalinger, Dott. Daniel Spreng, Felix Walter, Dott. Charles Weinmann, nonché Eric Mosimann, UFCO. Nell'ambito delle proprie competenze l'elaborazione è eseguita da gruppi di progettazione che devono risolvere singoli problemi (progetti di ricerca e di trasformazione) sotto l'aspetto del contenuto, dell'impiego del tempo e dei costi.

Documentazione

La presente documentazione, basata su esempi pratici e sulle fasi di progettazione, spiega come

e quando si possono ridurre gli sprechi di elettricità nell'impiego delle pompe di circolazione. Essa deve costituire un aiuto per risolvere i problemi quotidiani di tutti gli utenti di pompe di circolazione (progettisti ed installatori). La fase di progettazione proposta comprende le tre fasi parziali seguenti:

- scelta dei circuiti idraulici
- calcolo della rete delle tubazioni
- scelta delle pompe
- regolazione e comando
- paragone con caratteristiche.

Oltre alla diminuzione del consumo di elettricità, anche il comportamento ottimale dell'impianto riveste una grande importanza. Queste due esigenze non si escludono per fortuna a vicenda, ma sono al contrario complementari.

Dopo una procedura di consultazione e la prova d'impiego nel corso di una manifestazione pilota, la presente documentazione è stata rielaborata con cura. Gli autori erano tuttavia liberi di valutare, tenendone conto secondo il proprio libero apprezzamento, i diversi pareri in merito a singoli problemi e si assumono anche la responsabilità dei testi. Le lacune che venissero alla luce durante l'applicazione pratica potrebbero essere eliminate in occasione di un'eventuale rielaborazione. L'Ufficio federale dei problemi congiunturali, il redattore responsabile o il direttore del corso (cfr. p. 2) saranno lieti di ricevere suggestioni a tale proposito.

In questa sede desideriamo ringraziare tutte le persone che hanno contribuito alla realizzazione della presente pubblicazione.

Settembre 1991

Dott. H. Kneubühler
Direttore aggiunto
dell'Ufficio federale
dei problemi congiunturali

Indice

Riepilogo	7
<hr/>	
1. Introduzione	9
1.1 RAVEL - uso razionale dell'elettricità... con pompe di circolazione?	10
1.2 Esposizione del problema	10
1.3 Obiettivo della pubblicazione	11
1.4 Limiti	11
<hr/>	
2. Fasi di progettazione	13
2.1 Nuovi impianti	14
2.2 Risanamenti	14
2.3 Progetto di ricerca RAVEL 11.55	19
<hr/>	
3. Piccoli impianti - Impianti senza distributore	21
3.1 Definizione	22
3.2 Esempio d'impianto	23
3.3 Calcolo della rete delle tubazioni	24
3.4 Scelta della pompa di circolazione	27
3.5 Comando e regolazione	28
3.6 Paragone delle caratteristiche	29
3.7 Calcolo della redditività	30
3.8 Unità di riscaldamento	31
3.9 Concetto di misurazione	31
3.10 Conclusioni concernenti i piccoli impianti	32
<hr/>	
4. Impianti con distributore	33
4.1 Definizione	35
4.2 Esempio d'impianto	35
4.3 Calcolo della rete delle tubazioni	38
4.4 Scelta delle pompe di circolazione	41
4.5 Comando e regolazione	43
4.6 Paragone delle caratteristiche	45
4.7 Calcolo della redditività	45
4.8 Concetto di misurazione	46
4.9 Conclusioni concernenti gli impianti con distributore	46
<hr/>	
5. Grandi impianti	47
5.1 Definizione	48
5.2 Esempio d'impianto	49
5.3 Calcolo della rete delle tubazioni	52
5.4 Scelta della pompa di circolazione per le tubazioni a distanza	54
5.5 Comando e regolazione	56
5.6 Paragone delle caratteristiche	62
5.7 Concetto di misurazione	62
5.8 Conclusioni concernenti i grandi impianti	63

6.	Impianti speciali	65
6.1	Impianti frigoriferi	66
6.2	Impianti di recupero del calore	69
6.3	Impianti di produzione dell'acqua calda	71

7.	Messa in esercizio, cura e manutenzione	73
7.1	Pompa di circolazione	74
7.2	Organi di comando e di regolazione	75

8.	Nozioni fondamentali	77
8.1	Nozioni d'idraulica	78
8.2	Calcolo della rete delle tubazioni	81
8.3	Equilibratura idraulica	94
8.4	Pompa di circolazione	94
8.5	Comando e regolazione	28

9.	Consumo di elettricità e caratteristiche	119
9.1	Consumo di energia delle pompe per il riscaldamento in Svizzera	120
9.2	Controllo della potenza teorica delle pompe	121
9.3	Calcolo del consumo di elettricità delle pompe di circolazione	121
9.4	Considerazioni concernenti la redditività	122

10.	Appendice	125
A1	Risultati dei calcoli	126
A2	Bibliografia	133
A3	Elenco dei fabbricanti	136
A4	Denominazioni e simboli	137
A5	Tabella dei valori attuali	139
A6	Tabelle di conversione	141
A7	Formulario per il calcolo della rete di tubazioni	142

Riepilogo

Il consumo di elettricità delle pompe di circolazione nell'impiantistica non è così insignificante come spesso si crede. In Svizzera circa il 3.5% del consumo globale di elettricità (approssimativamente 1600 GWh/a) è da ascrivere alle pompe di circolazione. Mediante un dimensionamento corretto ed una scelta razionale della pompa di circolazione il potenziale di risparmio teorico è approssimativamente del 40%, ciò che corrisponde al consumo annuo d'energia elettrica di circa 160'000 economie domestiche.

Una pompa di circolazione dimensionata in modo corretto permette non soltanto di diminuire il consumo di energia elettrica, ma anche di migliorare il comportamento dell'impianto. I sistemi di riscaldamento moderni (ricupero del calore, accumulazione di calore, pompe di calore, caldaie a condensazione, ecc.) possono funzionare perfettamente solo utilizzando una pompa di circolazione dimensionata in modo molto esatto. Se la pompa di circolazione è sovradimensionata occorre prevedere l'insorgere di problemi come quelli causati dal rumore, da una differenza di temperatura troppo bassa, da una miscelazione inadeguata delle masse d'acqua nell'accumulatore, ecc.

La presente documentazione, basata sulle fasi di progettazione e su tre esempi pratici, spiega il modo in cui procedere al dimensionamento ed alla scelta della pompa di circolazione. In questo caso la progettazione non si basa soprattutto sulla pompa di circolazione, bensì sull'impianto considerato nel suo insieme. Il calcolo della rete assume un'importanza capitale per quanto concerne il dimensionamento e la descrizione funzionale dell'impianto idraulico.

In una rete le interconnessioni idrauliche possono essere individuate soltanto basandosi su un calcolo dettagliato delle perdite di pressione. Il dimensionamento di una rete che causa perdite di pressione minime costituisce un fattore importante per permettere una regolazione corretta di un sistema caratterizzato da portate variabili. I due vantaggi principali di un impianto concepito in questo modo risiedono nell'influsso reciproco minimo tra gli utilizzatori, nonché nel rispetto delle autorità minime necessarie delle valvole e degli utilizzatori.

Se sono noti la portata, la pressione di mandata, nonché il comportamento d'esercizio dell'impianto è possibile procedere alla scelta della pompa di circolazione. Nel caso dei piccoli impianti il dimensionamento razionale della rete, con perdite minime di pressione, nonché le

coibentazioni termiche attualmente utilizzate rendono estremamente difficile la scelta delle pompe, poiché il mercato non offre praticamente alcuna pompa di circolazione adeguata alla classe di potenza di tali impianti. Le piccole pompe di circolazione, inoltre, hanno solo una bassa percentuale di rendimento. Per motivi d'ordine energetico nei grandi impianti si deve dare la preferenza alle pompe con funzionamento a secco e non a quelle con funzionamento ad umido.

Negli impianti con portata variabile (valvole termostatiche, valvole passanti, ecc.) è opportuno adattare la potenza della pompa di circolazione al carico momentaneo. Si deve tuttavia tenere in considerazione il fatto che, anche con il «miglior» comando, non potranno mai essere soddisfatti in modo ottimale i diversi fabbisogni di pressione di un impianto, decentralizzati e variabili. In tale caso si pone anche il difficile problema della scelta del segnale di comando rappresentativo emesso dall'impianto. Troppo spesso si utilizza un costoso comando del regime dei giri mediante un convertitore di frequenza senza aver determinato in precedenza e con la dovuta accuratezza l'esatto segnale di comando; è questo il motivo per cui i risparmi non si verificano come previsto.

Oltre alle grandezze di comando note, quali la temperatura, la differenza di pressione ed il tempo, recentemente anche la portata è stata utilizzata come segnale di comando. Per gli impianti medi la soluzione può consistere in pompe di circolazione con comando integrato del regime dei giri che funziona come un comando a ritardo di fase ed una regolazione costante della differenza di pressione oppure può consistere nella programmazione di una curva caratteristica negativa. L'inserimento/il disinserimento della pompa di circolazione a seconda del fabbisogno rimane tuttavia, come in passato, la soluzione più efficace e più economica; questo comando deve pertanto essere previsto in tutti gli impianti con equipaggiamento standardizzato.

L'allestimento di una descrizione funzionale, un concetto di misurazione, nonché una messa in esercizio accurata costituiscono i presupposti importanti del buon funzionamento dell'impianto e di un funzionamento della pompa di circolazione con un minimo dispendio d'energia. Il controllo continuo dell'impianto e la registrazione dei dati concernenti l'esercizio dello stesso permettono inoltre di scoprire rapidamente le disfunzioni e rendono possibili le costatazioni tempestive che permettono di

migliorare e di ottimizzare l'impianto.

Oggi i problemi concernenti la progettazione di un impianto sono generalmente noti. La presente documentazione persegue l'obiettivo di fornire delle basi per la soluzione dei problemi, in modo tale da contribuire all'uso razionale dell'energia necessaria alle pompe di circolazione. Per riuscire a raggiungere nei prossimi anni il risparmio energetico potenzialmente previsto (che è di circa 624 GWh/a), è indispensabile il massimo impegno da parte di tutti gli specialisti che partecipano alla progettazione.

1. Introduzione

1.1	RAVEL - Uso razionale dell'elettricità... con pompe di circolazione?	10
1.2	Esposizione del problema	10
1.3	Obiettivo della pubblicazione	11
1.4	Limiti	11

1. Introduzione

1.1 RAVEL - uso razionale dell'elettricità...con pompe di circolazione?

Dopo la crisi del petrolio della metà degli anni '70, le cerchie specializzate nella tecnica del riscaldamento hanno fatto grandi sforzi per ridurre al massimo il fabbisogno di energia termica. Non ci si è invece preoccupati del consumo di energia elettrica degli impianti di riscaldamento. Diverse misurazioni effettuate di recente [1] dimostrano che il consumo di energia elettrica delle pompe di circolazione non è affatto trascurabile e potrebbe inoltre essere ulteriormente diminuito (cfr. capitolo «9. Consumo di elettricità e caratteristiche»). L'impiego razionale dell'elettricità è pertanto sensato anche nel caso delle pompe di circolazione. Il concetto di uso razionale dell'elettricità comprende i principi seguenti:

- usare l'energia in modo intelligente
- evitare le eccedenze di potenza utile
- migliorare sistematicamente il rendimento.

Nel settore del dimensionamento e dell'ottimizzazione dell'esercizio delle pompe termiche la presente documentazione propone applicazioni tali da permettere di raggiungere gli obiettivi stabiliti da RAVEL.

1.2 Esposizione del problema

Le grandezze seguenti hanno un influsso determinante sul consumo di energia elettrica da parte di una pompa di circolazione (figura 1.1):

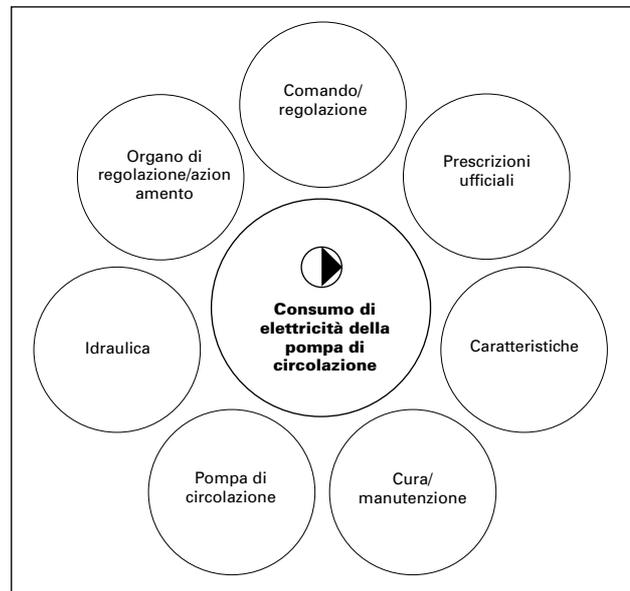


Figura 1.1: fattori determinanti

Poiché le competenze e le responsabilità a livello dei diversi componenti e delle esigenze richieste incombono a parecchie persone è spesso difficile adeguare l'uno all'altro tutti questi influssi nell'ambito di un sistema ottimale. A dire il vero, nell'occhio del ciclone sta il progettista, responsabile della coordinazione tra tutti gli specialisti e dell'integrazione in un progetto dei componenti ottimali. Eventualmente il progettista è anche responsabile della progettazione di un sistema ottimizzato (esercizio e consumo di energia). Sotto l'aspetto del controllo di qualità dei grandi impianti, al progettista incombe pure la responsabilità dell'elaborazione di un concetto di misurazione, onde permettere di paragonare i valori pratici con le caratteristiche del progetto (pressione, temperatura, ecc.). Il progettista deve inoltre poter controllare il consumo previsto di energia elettrica basandosi su valori caratteristici.

Il tipo di progettazione attuale di un impianto è confrontato con i problemi seguenti:

- la portata di una pompa di circolazione è spesso sovradimensionata, ciò che comunemente va imputato alle cause seguenti:
 - il calcolo della rete è basato su incertezze e supplementi di sicurezza, ciò che di regola è causa di valori troppo elevati per quanto concerne le perdite di pressione.
 - Durante i lavori di risanamento e non soltanto in caso di guasto si procede alla sostituzione della pompa di circolazione nell'ambito di una «sostituzione standard della pompa».
 - Le portate calcolate non possono talvolta essere rispettate poiché le attrezzature di regolazione (ad es. raccordi di ritorno, valvole termostatiche, ecc.) non permettono la precisione richiesta per la regolazione.
 - Una pompa di circolazione sovradimensionata non crea problemi qualora la portata possa essere diminuita «in modo semplice» mediante strozzamento in caso di emissione di rumori.
- Al momento della scelta della pompa di circolazione il progettista deve attenersi ai prodotti offerti dal mercato. Le differenze di rendimento tra i diversi prodotti sono relativamente esigue. Un'ottimizzazione da parte del progettista è quindi molto difficile.
- Oggi vengono spesso utilizzati sistemi di comando e di regolazione moderni, nonché pompe a parecchi stadi onde realizzare risparmi energetici. Per numerose applicazioni non si dispone tuttavia ancora di tutta l'esperienza necessaria e mancano generalmente i dati di misurazione corrispondenti. Spesso si tenta anche di risolvere i problemi idraulici utilizzando apparecchi di comando e di regolazione.

1.3 Obiettivo della pubblicazione

La presente pubblicazione vorrebbe costituire un vero e proprio «strumento ausiliare di progettazione» per il dimensionamento delle pompe di circolazione e l'ottimizzazione del loro esercizio. Ivi sono descritte:

- le possibilità ed i limiti dell'impiego delle pompe di circolazione, nonché i loro sistemi di comando e di regolazione;
 - i parametri concernenti la potenza, il consumo di energia, nonché i potenziali di risparmio noti.
- Essa è destinata in primo luogo ai progettisti nel settore del riscaldamento, della ventilazione e della climatizzazione, agli installatori, nonché agli ingegneri delle aziende produttrici.

In numerose pubblicazioni ed articoli specializzati (cfr. bibliografia nell'appendice A3) sono già stati elaborati numerosi elementi di base, soprattutto per quanto concerne il settore dei circuiti idraulici e dei dispositivi di equilibratura idraulica. Nella presente documentazione tali temi sono trattati solo in modo riassuntivo.

1.4 Limiti

La documentazione è dedicata esclusivamente alle pompe di circolazione utilizzate nell'impiantistica. Il punto chiave è costituito dal trattamento delle pompe di circolazione nella tecnica di riscaldamento. Un capitolo descrive inoltre brevemente l'impiego delle pompe di circolazione per trasportare acqua calda, acqua fredda, acqua refrigerata e miscele a base di glicole.

Non vengono al contrario trattate le pompe di circolazione utilizzate per il trasporto dei liquidi speciali o per adempiere una funzione qualsiasi in processi rari (applicazioni industriali speciali).

2. Fasi di progettazione

2.1	Nuovi impianti	13
2.2	Risanamenti	14
2.2.1	Caratteristiche d'esercizio fornite dall'impianto	17
2.2.2	Calcolo delle portate e delle regolazioni preliminari	18
2.3	Progetto di ricerca RAVEL 11.55	19

2. Fasi di progettazione

L'obiettivo dovrebbe consistere nel risparmiare elettricità per mezzo di una progettazione adeguata. Le pompe di circolazione costituiscono gli utilizzatori principali di elettricità nei sistemi idraulici domestici. Nell'ambito di una progettazione il progettista di un impianto deve essere in grado di controllare la potenza delle pompe ed il loro consumo di energia, consumo che era già stato previsto durante la fase stessa di progettazione.

Presenteremo qui di seguito lo sviluppo delle fasi di progettazione, da un lato per quanto concerne i nuovi impianti e dall'altro il risanamento d'impianti vecchi. Le fasi di progettazione indicano il procedimento da seguire per il dimensionamento e la scelta della pompa di circolazione.

Le fasi di progettazione dei nuovi impianti sono qui di seguito trattate nei capitoli «3. Piccoli impianti», «4. Impianti con distributore» e «5. Grandi impianti».

2.1 Nuovi impianti

Oggi un nuovo impianto deve adempiere alle esigenze seguenti:

- buon funzionamento dell'impianto
- consumo minimo di energia
- spese di manutenzione minime.

Esiste uno stretto rapporto tra il «buon funzionamento dell'impianto» ed il «consumo minimo di energia». Per il progettista e l'installatore il «buon funzionamento dell'impianto» deve necessariamente stare in primo piano. Se la messa in esercizio dell'impianto permette di constatare che i valori calcolati (portata, pressione di mandata, differenza di temperatura, ecc.) sono raggiunti, sono parimenti adempite le condizioni preliminari di un consumo minimo di energia.

Le singole fasi di progettazione sono presentate nella figura 2.1 ed indicano al progettista in quale punto gli sarà possibile trovare informazioni supplementari. Nel caso di una progettazione effettiva, per giungere alla soluzione ideale è opportuno ripetere, se possibile, le fasi di progettazione due o tre volte. Le fasi di progettazione seguenti costituiscono soltanto uno strumento di progettazione ausiliario.

2.2 Risanamenti

In futuro una parte considerevole delle pompe di circolazione saranno utilizzate in impianti di riscaldamento che sono stati risanati. La procedura per la scelta della pompa di circolazione di un impianto risanato è per principio differente da quella impiegata nel caso di un nuovo impianto, soprattutto per quanto concerne la determinazione delle caratteristiche dell'impianto (figura 2.2). La sostituzione di una pompa di circolazione ha spesso luogo nell'ambito di un risanamento dell'impianto di riscaldamento (ad es. sostituzione della caldaia) oppure del risanamento globale di un edificio (risanamento dell'involucro dell'edificio e dell'impiantistica). Occorre tener conto di tali modificazioni quando si tratta di procedere al dimensionamento della pompa di circolazione. Poiché spesso non si dispone più dei documenti tecnici originali, dei piani d'impianto, dei piani di costruzione, dei calcoli, ecc., occorre fare in modo di trovare il numero maggiore di dati possibile partendo dall'impianto esistente (dati d'esercizio). Parallelamente è necessario verificare le quantità di acqua dei diversi utilizzatori e, basandosi sul tipo di equilibratura scelta, procedere alla regolazione preliminare degli organi di equilibratura. A seconda della qualità dei dati si ottengono parametri più o meno precisi per il dimensionamento della pompa di circolazione ed il tipo di sistema di comando e di regolazione. Poiché è molto raro che vengano rilevati regolarmente i dati – eccezion fatta per quanto concerne il consumo dell'energia necessaria per il riscaldamento – oppure che vengano allestite delle statistiche, i dati saranno sempre forniti dall'impianto stesso. Nella maggior parte dei casi sarà necessario installare apparecchi o nippli di misurazione. Quanto più questi punti di misurazione sono vicini ai diversi utilizzatori, tanto maggiore sarà la loro esattezza. Durante l'anno i punti di misurazione installati permettono parimenti di ottimizzare l'esercizio dell'impianto e di avviare rapidamente alle disfunzioni eventuali. Le fasi di progettazione presentate (figura 2.2) propongono una procedura possibile.

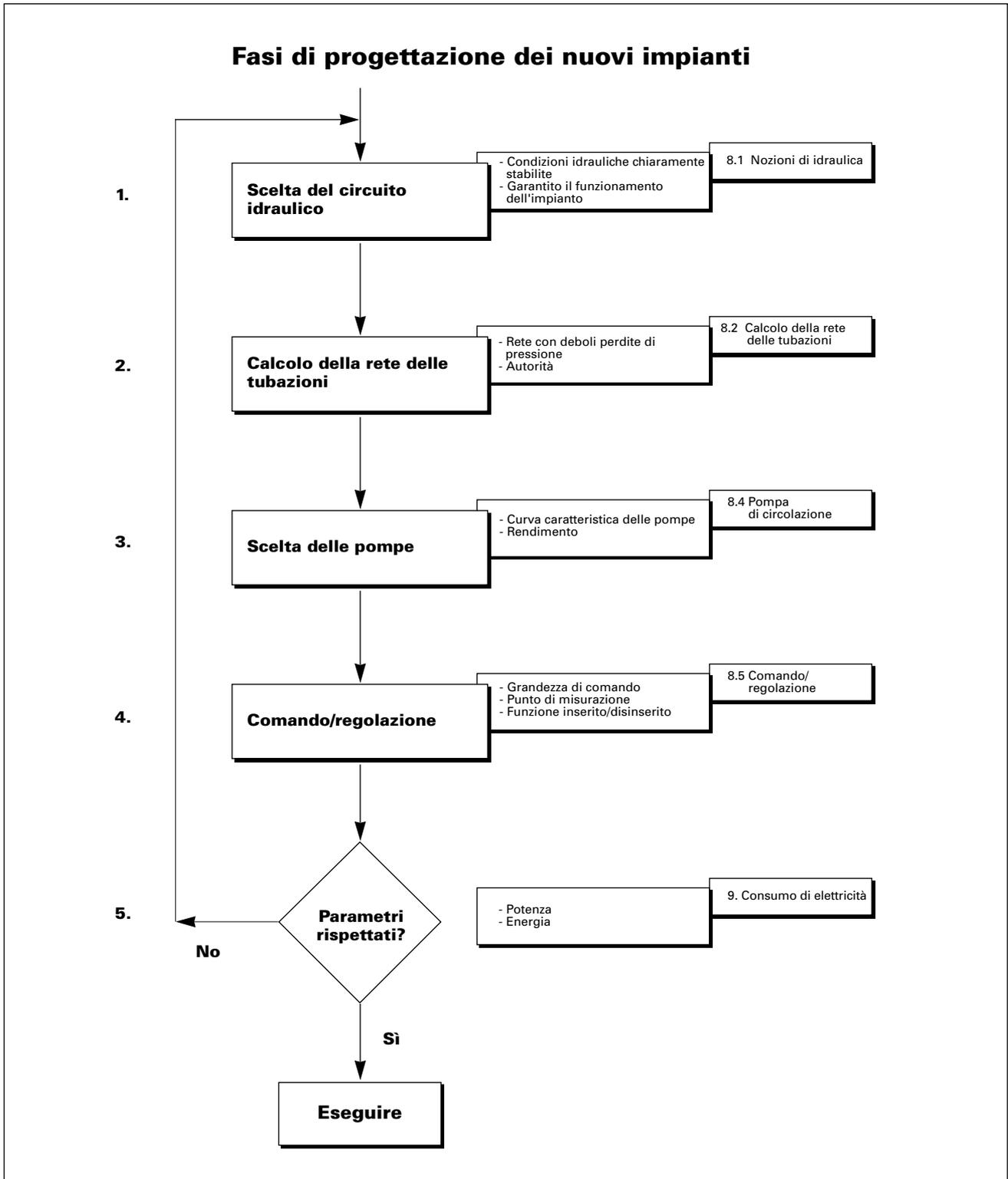


Figura 2.1: fasi di progettazione dei nuovi impianti

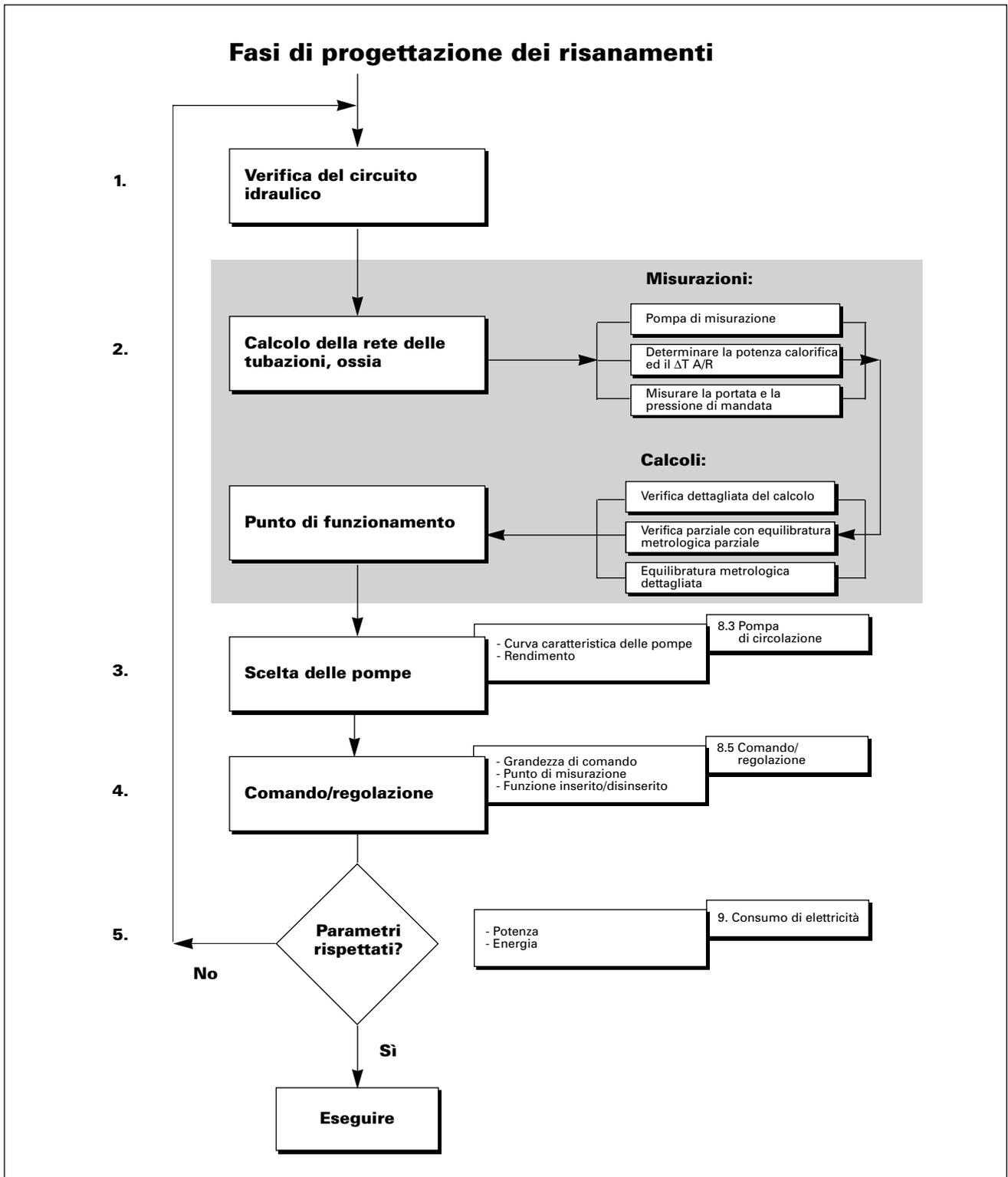


Figura 2.2: fasi di progettazione dei risanamenti

2.2.1 Caratteristiche d'esercizio fornite dall'impianto

Impiego di una pompa di misurazione

Con l'impiego di una pompa di misurazione e senza utilizzare altri apparecchi a questo scopo è possibile determinare un punto sulla curva caratteristica della pompa e, di conseguenza, la curva caratteristica dell'impianto. Sulla base della nuova portata calcolata partendo dalla potenza calorifica che deve essere installata è possibile determinare il nuovo punto d'esercizio sulla curva caratteristica dell'impianto. La misurazione per mezzo della pompa di misurazione può avvenire indipendentemente dalla stagione; sarà tuttavia necessario simulare nell'impianto lo stato d'esercizio nominale (valvole termostatiche aperte, regolazione preliminare degli organi di equilibratura, impianto purgato, valvole by-pass chiuse, ecc.).

La simulazione dello stato d'esercizio nominale è legata ad un dispendio notevole. L'impiego di una pompa di misurazione può essere razionale anche negli impianti nuovi.



Figura 2.3: pompa di misurazione [F1]

Determinazione della potenza calorifica e della differenza di temperatura A/R

Conoscendo la potenza calorifica e la differenza di temperatura di andata e di ritorno è possibile determinare un punto d'esercizio sulla curva caratteristica dell'impianto per mezzo della curva caratteristica della pompa di circolazione installata (figura 2.4, $\Delta T \approx 12K$). Il ΔT effettivo (misurare e non limitarsi a leggere il termometro installato)

fornisce, mediante il paragone con la differenza di temperatura di dimensionamento (figura 2.4, $\Delta T \approx 20K$), un'indicazione concernente la portata effettiva. Basandosi sulla portata calcolata di nuovo è possibile determinare anche il nuovo punto d'esercizio sulla curva caratteristica nota dell'impianto. Si avrà eventualmente cura di non ridurre senza volerlo la potenza calorifica degli utilizzatori diminuendo la temperatura media. Qualora non sia possibile prevedere una riduzione della potenza si aumenterà la temperatura d'andata fino al valore necessario. In questo caso occorre ovviamente registrare i dati d'esercizio durante una fredda giornata d'inverno allo scopo di ottenere, con la precisione massima possibile, il punto d'esercizio nominale. Utilizzando questo metodo l'impianto deve pure essere equilibrato onde poter garantire un'alimentazione sufficiente di acqua calda in ogni utilizzatore nel caso di quantità minima di acqua. In realtà, il nuovo punto d'esercizio indicato nella figura 2.4 si applica soltanto ad un impianto che ha un **solo** utilizzatore oppure un impianto in cui ogni utilizzatore si presti ad una riduzione della portata e della pressione di mandata. In condizioni estreme si aumenterà nuovamente la pressione di mandata, in pratica fino al suo valore originale. Ciò sarà il caso, ad esempio, quando un utilizzatore è collegato in prossimità della pompa di circolazione, utilizzatore che con il vecchio punto d'esercizio era alimentato in modo corretto e che, a causa della riduzione della pressione di mandata, non dispone più di un'alimentazione sufficiente di acqua calda. In tale caso si esaminerà se non sia eventualmente necessaria una ripartizione su due pompe di circolazione.

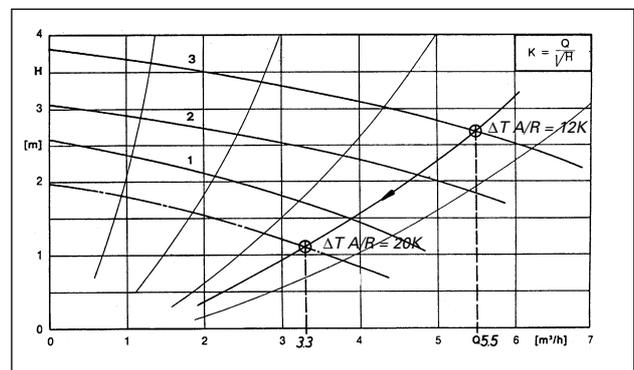


Figura 2.4: determinazione del punto di funzionamento mediante misurazione del consumo di calore e della differenza di temperatura andata/ritorno

Misurazione della portata e/o della pressione di mandata

Un altro metodo consiste nel misurare direttamente la portata e/o le differenze di pressione. Insieme con gli altri dati, quali la differenza di temperatura A/R e la curva di riscaldamento, è possibile effettuare una buona analisi dell'impianto. L'impiego di un tipo o dell'altro di misurazione dipende molto dall'impianto stesso e dall'ampiezza delle trasformazioni effettuate. Per quanto concerne i metodi di misurazione cfr. [F2]. Per quanto riguarda l'equilibratura valgono anche in questo caso le osservazioni fatte in precedenza.

Oltre alle procedure menzionate per la misurazione dei dati di esercizio ne esistono sicuramente ancora delle altre. Oltre alle possibilità di misurazione riveste in ogni caso un ruolo importante anche l'esperienza del progettista.

2.2.2 Calcolo delle portate e delle regolazioni preliminari

Un problema importante è costituito dal fatto che numerosi impianti non sono perfettamente equilibrati e non posseggono organi di equilibratura. Senza questi ultimi non sarà mai possibile lavorare con una portata minima e con una pompa di circolazione piccola. Senza un'equilibratura della differenza di pressione necessaria in caso di carico nominale dei differenti utilizzatori (equilibratura idraulica), non è possibile garantire l'alimentazione minima di acqua calda di tutti gli utilizzatori.

Esistono diverse possibilità per procurarsi i dati necessari ad un'equilibratura. Qui di seguito esporremo brevemente un metodo semplice ed economico. La scelta del metodo adeguato dipende dall'ampiezza delle trasformazioni effettuate. Quanto più gli organi di equilibratura sono vicini agli utilizzatori, tanto migliore è la possibilità di procedere all'equilibratura idraulica. Nelle condizioni ideali gli organi di strozzamento si trovano direttamente vicino all'utilizzatore. Qualora per motivi tecnici ciò non fosse possibile, ci si dovrà accontentare di equilibrare i differenti gruppi di utilizzatori gli uni con gli altri. In tale caso non è possibile regolare la portata generale minima, giacché anche l'utilizzatore più sfavorito di un gruppo deve poter godere di un'alimentazione sufficiente. Ci sembra

importante poter realizzare almeno una misurazione di portata per ogni gruppo (ad es. per ogni tratto montante).

Fasi di lavorazione con il metodo di equilibratura metrologica sull'utilizzatore

- Si valuterà la nuova differenza di pressione nominale mediante uno dei metodi indicati in precedenza. Si terrà conto delle modificazioni apportate all'impianto (posa di valvole termostatiche, di raccordi di ritorno regolabili, ecc.) aumentando adeguatamente la differenza di pressione.
- Si calcolerà nuovamente la potenza calorifica dei diversi utilizzatori.
- Si calcolerà la quantità di acqua necessaria per un utilizzatore basandosi sulla differenza di temperatura corrispondente.
- Per semplificare la regolazione finale si attribuirà un'autorità di 0.5 all'utilizzatore più sfavorito. Si partirà quindi dal presupposto che metà della differenza di pressione nominale sia attribuita a tale utilizzatore. Formulando un'altra ipotesi – la stessa pressione viene attribuita globalmente a tutti gli altri utilizzatori – è possibile calcolare le regolazioni preliminari delle valvole termostatiche e degli organi di equilibratura (cfr. a questo proposito anche l'esempio del calcolo presentato al capitolo «8.2 Calcolo della rete delle tubazioni»).
- La regolazione dell'impianto viene effettuata in seguito come se si trattasse di un impianto nuovo.

Tale metodo permette:

1. di realizzare un'equilibratura perfetta e
2. di assicurare la quantità minima di acqua calda a tutti gli utilizzatori.

Il rispetto dei punti summenzionati garantisce un esercizio perfetto anche con una pompa dalle dimensioni minime possibili.

In tutti i casi di risanamento, nei quali la differenza di pressione nominale non può essere accertata in modo esatto, è opportuno scegliere una pompa di circolazione che offra la possibilità di far variare la propria velocità verso il basso e – contrariamente a quanto avviene nei nuovi impianti – anche verso l'alto.

2.3 Progetto di ricerca RAVEL 11.55

In questo contesto confrontisi di nuovo il progetto di ricerca PR RAVEL 11.55, dedicato soprattutto allo sviluppo di un metodo di misurazione per la definizione delle caratteristiche principali delle pompe di circolazione. L'obiettivo di questo progetto di ricerca consiste nell'elaborazione di una raccomandazione concernente la sostituzione delle pompe di circolazione negli impianti esistenti. Questo progetto dovrebbe fornire preziosi impulsi per quanto riguarda i lavori di risanamento che devono essere effettuati nel corso dei prossimi anni; circa 200 impianti vi sono misurati ed analizzati, mentre circa 50 degli stessi saranno l'oggetto di modificazioni e di controlli successivi per verificare i risultati ottenuti.

3. Piccoli impianti - Impianti senza distributore

3.1	Definizione	22
3.2	Esempio d'impianto	23
3.3	Calcolo della rete delle tubazioni	24
3.3.1	Calcolo della portata	24
3.3.2	Calcolo della pressione di mandata	24
3.4	Scelta della pompa di circolazione	27
3.5	Comando e regolazione	28
3.6	Paragone delle caratteristiche	29
3.6.1	Fabbisogno di energia della pompa di circolazione	29
3.7	Calcolo della redditività	30
3.8	Unità di riscaldamento	31
3.9	Concetto di misurazione	31
3.10	Conclusioni concernenti i piccoli impianti	32

3. Piccoli impianti - Impianti senza distributore

3.1 Definizione

I piccoli impianti sono costituiti da sistemi di riscaldamento senza distributore utilizzati nelle case unifamiliari e nelle case plurifamiliari di piccole dimensioni (esempi cfr. figura 3.1). La potenza calorifica dei piccoli impianti è inferiore a 70 kW. Fino a questa potenza il mercato offre unità di riscaldamento che sono destinate in modo particolare a questo settore.

Una grande parte delle pompe di circolazione utilizzate è installata in piccoli impianti. A causa delle dimensioni dell'impianto capita spesso che vengano sottovalutate le spese causate dal progetto. Con i nuovi concetti di produzione del calore (pompe termiche, caldaie a condensazione, impianti solari, ecc.) e di comando/regolazione (valvole termostatiche, regolazione per ogni singolo locale, ecc.), le esigenze richieste dalla progettazione dei piccoli impianti sono diventate molto più severe. Anche nel caso di piccoli impianti le portate variabili della rete delle tubazioni, i problemi acustici causati dalle valvole termostatiche e le condizioni d'esercizio inammissibili potrebbero causare problemi praticamente impossibili da risolvere. È quindi importante procedere in modo corretto e con ogni cura all'allestimento del concetto idraulico, al dimensionamento della rete delle tubazioni ed alla scelta della pompa di circolazione. Ne risulteranno non soltanto un miglior esercizio di tutto l'impianto, ma anche un minor consumo d'elettricità da parte della pompa di circolazione.

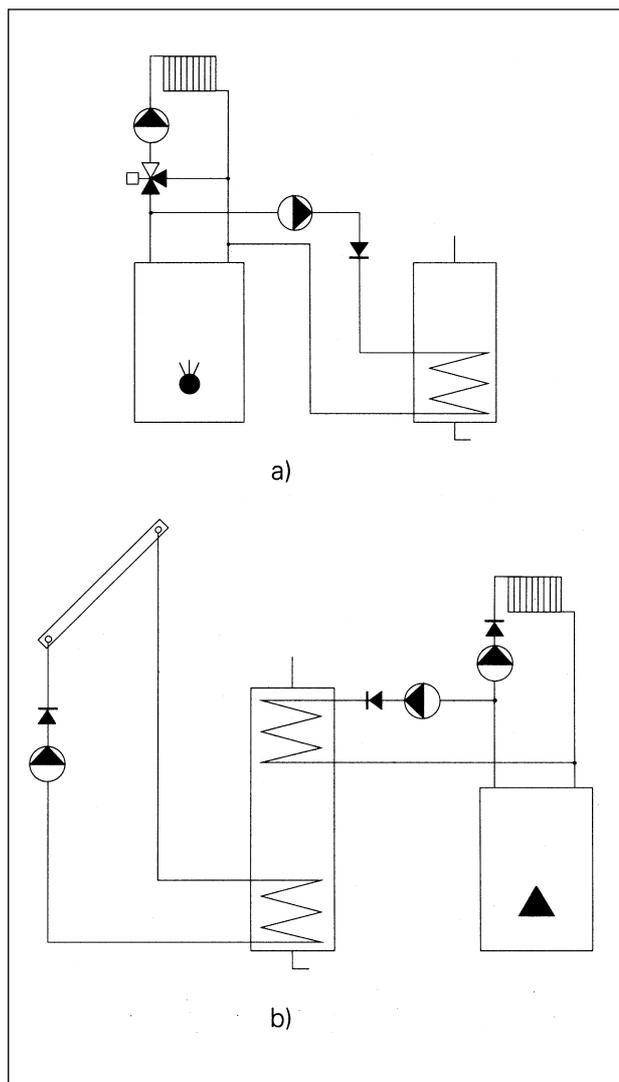


Figura 3.1: rappresentazione schematica di piccoli impianti, ad es. a) impianto con caldaia a nafta con produzione di acqua calda b) impianto con caldaia a gas con produzione bivalente di acqua calda

3.2 Esempio d'impianto

La figura 3.2 mostra l'elevazione di un impianto di riscaldamento ad acqua calda convenzionale con pompa a 2 tubi e caldaia a nafta per una casa unifamiliare di grandi dimensioni con coibenta-

zione termica corrispondente alle norme attuali. La potenza calorifica necessaria è dell'ordine di 6 kW.

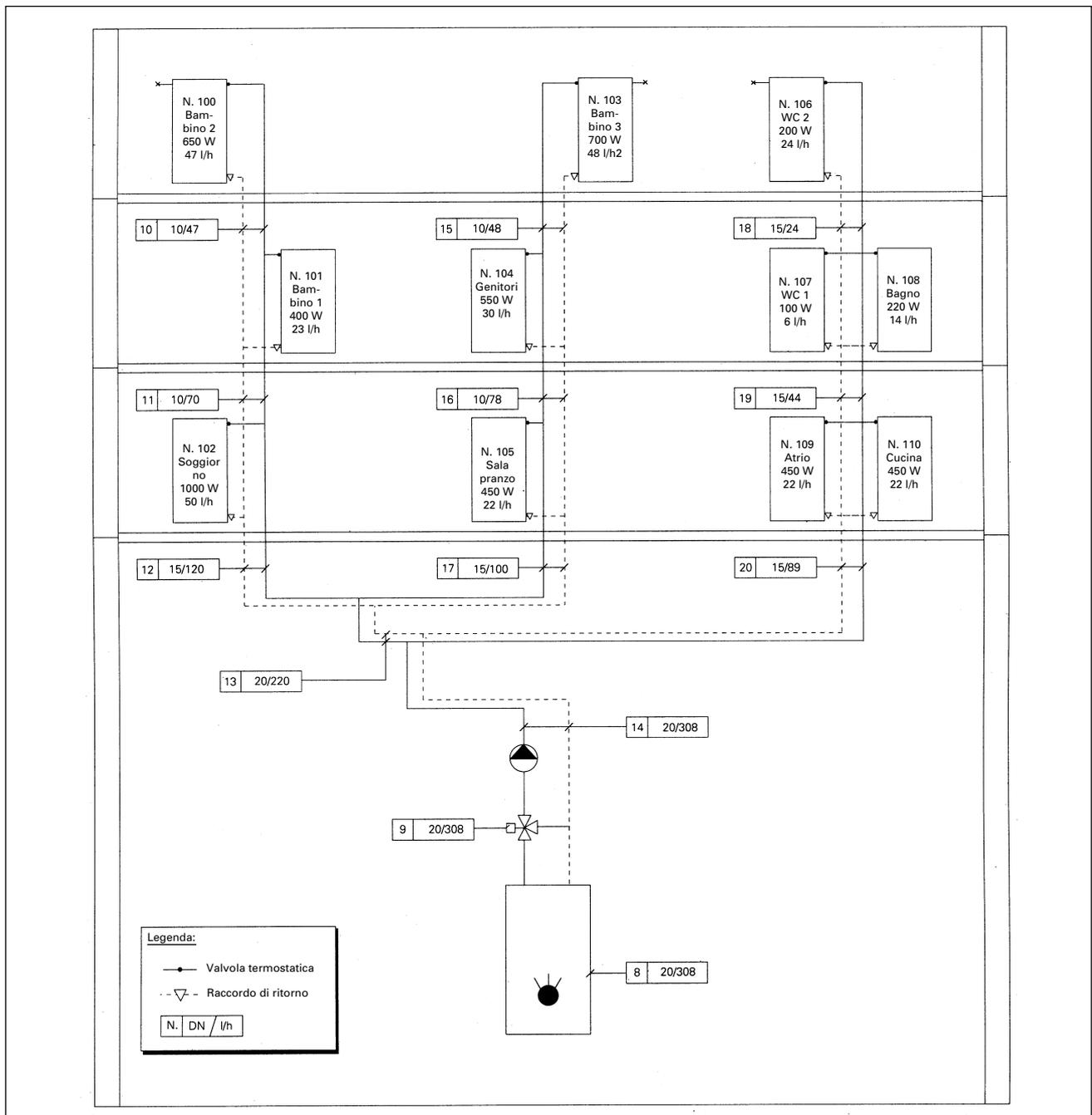


Figura 3.2: impianto di riscaldamento di una casa unifamiliare (elevazione)

I corpi riscaldanti nei singoli locali sono equipaggiati di valvole termostatiche e di raccordi di ritorno regolabili. La regolazione della temperatura dei locali avviene mediante le valvole termostatiche ed una regolazione della temperatura di andata che ha un influsso sulla valvola miscelatrice. La differenza di temperatura tra andata e ritorno nel punto di dimensionamento nominale è di 20 K (60°C/40°C).

3.3 Calcolo della rete delle tubazioni

La scelta del circuito idraulico (dispositivo di miscelazione) ed il calcolo della rete delle tubazioni costituiscono la base della progettazione di un impianto di riscaldamento. Sulla scorta dei dati forniti dal calcolo della potenza calorifica necessaria e della rete delle tubazioni vengono scelte la pompa di circolazione, nonché il sistema di comando e di regolazione. Nel presente caso il calcolo della rete delle tubazioni è stato eseguito con un programma EED [F2]. Le indicazioni concernenti le dimensioni delle tubazioni, le portate, le potenze degli utilizzatori, ecc. possono essere dedotte dallo schema della figura 3.2.

3.3.1 Calcolo della portata

Basandosi sulla potenza necessaria determinata a partire dalla potenza calorifica da installare (SIA 384/2), nonché sulla differenza di temperatura scelta per il sistema si calcola la portata mediante

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3.6 \cdot 10^3 \quad \text{m}^3/\text{h}$$

\dot{V}	portata	m^3/h
\dot{Q}	potenza calorifica	kW
ρ_w	massa volumetrica dell'acqua (a 20°C)	kg/m^3
c_{pw}	capacità termica dell'acqua	kJ/kgK
ΔT	differenza di temperatura	K

approssimazione, secondo la formula seguente: Otteniamo la portata esatta mediante un calcolo dettagliato della rete delle tubazioni e tenendo conto delle perdite per raffreddamento delle stesse. Un fabbisogno piccolo di potenza calorifica ed una differenza di temperatura

massima possibile tra l'andata ed il ritorno hanno come conseguenza una piccola portata della pompa di circolazione. Occorre tener conto in modo particolare del fatto che la potenza della pompa di circolazione è teoricamente ridotta al cubo della riduzione della portata nel caso di tubazioni dello stesso diametro (in realtà la riduzione è leggermente minore, poiché il rendimento della pompa di circolazione peggiora quando la potenza diminuisce).

Con il presente esempio e basandosi sul calcolo della rete delle tubazioni si ottiene una portata di:

$$\dot{V} = 0.31 \text{ m}^3/\text{h}$$

3.3.2 Calcolo della pressione di mandata

Formula empirica

Nei piccoli impianti le perdite di pressione sono spesso calcolate in modo approssimativo utilizzando una formula empirica oppure sulla base della pressione di mandata di un impianto realizzato anteriormente (valori empirici che purtroppo si basano solo raramente su misure effettive). In diversi libri e manuali si trova la formula empirica seguente:

$$\Delta p = 1.5 \dots 2 \cdot R \cdot l \quad \text{Pa}$$

Δp	perdita di pressione della rete delle tubazioni	Pa
R	perdita di pressione specifica delle tubazioni	Pa/m
l	lunghezza delle tubazioni del tratto più lungo	m

Si ammette eventualmente che le perdite di pressione si suddividano approssimativamente a metà nelle tubazioni ed a metà nei diversi punti di resistenza della rete. Il paragone seguente, basato su calcoli dettagliati, dimostra il motivo per cui questo tipo di calcolo empirico non è affatto conveniente per la progettazione di un impianto. Nel nostro esempio e secondo la formula empirica, la perdita di pressione nelle tubazioni è di:

$$\Delta p = 2 \cdot 100 \text{ Pa}/\text{m} \cdot 41 \text{ m} \cdot 10^{-3} = 8.2 \text{ kPa}$$

Oltre a questa perdita di pressione occorre ancora aggiungere le perdite degli utilizzatori, cioè:

- valvola termostatica 4 kPa

Calcolo della rete delle tubazioni variante 2 ($\Delta p \leq 50 \text{ Pa/m}$)

Basandosi sui risultati della variante 1 si calcola la variante 2 in funzione di una perdita di pressione specifica nelle tubazioni di $\Delta p \leq 50 \text{ Pa/m}$ (valore massimo ammesso; il valore medio è inferiore) e di un limite della velocità di flusso di 1.2 m/s. Il calcolo fornisce i valori seguenti:

Pressione di mandata	$\Delta p_p = 9.1 \text{ kPa}$
Autorità dell'utilizzatore	$\phi P_{vb} = \frac{\phi \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0.43 [-]$ (min. 0.30)
Autorità della valvola termostatica	$\phi P_{vT} = \frac{\phi \Delta p_{vT100}}{\Delta p_{vT0}} = 0.22 [-]$ (min. 0.10)
Autorità della valvola di regolazione	$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = 0.49 [-]$ (min. 0.50)

Il risultato del calcolo secondo la variante 2 fornisce valori migliori di quelli della variante 1 per quanto concerne le autorità. Le autorità della valvola di regolazione si trovano praticamente al valore limite inferiore richiesto. Le condizioni preliminari per quanto concerne la regolazione dell'impianto sono quindi più favorevoli. Riducendo la pressione di mandata vengono inoltre diminuiti i rischi di rumore nelle valvole termostatiche. Come l'abbiamo indicato nel capitolo «8.2 Calcolo della rete delle tubazioni», con queste deboli perdite di pressione specifica nelle tubazioni ci troviamo in un settore praticamente laminare per quanto concerne le condizioni di flusso. Ciò significa pertanto che le differenze di pressione effettivamente necessarie saranno certamente ancora più deboli. Con il metodo di calcolo classico ci troviamo quindi dal «lato sicuro» e non abbiamo assolutamente bisogno di alcun supplemento di sicurezza. Partendo dall'esempio di un piccolo impianto calcolato nei minimi dettagli si costata che il grande passo verso le pompe di circolazione più piccole consiste in un calcolo corretto della rete delle tubazioni. L'influsso di minori resistenze specifiche delle condotte si manifesta qui soltanto

nel sottosuolo. Questa constatazione piuttosto sorprendente deriva dal fatto che il calcolo si basa su un ΔT di 20K e che nel nostro esempio esistono soltanto utilizzatori di debole potenza. In numerose colonne montanti si può constatare che si rimane quindi al di sotto dei 50 Pa/m raccomandati, ciò che vale anche per la variante 1. Un calcolo della redditività dimostra che questa variazione da 150 a 50 Pa/m, presentata come modesta, costituisce in realtà un grande passo per quanto concerne il risparmio di elettricità.

Paragone dei costi

I miglioramenti menzionati nell'ambito della variante 2 devono naturalmente essere «acquisiti» utilizzando un diametro superiore per le tubazioni. Le spese supplementari che ne derivano possono essere dedotte dalla tabella riassuntiva che segue (figura 3.3). Occorre rammentare che per una progettazione ottimizzata occorre utilizzare tubazioni di maggior diametro che non nel sottosuolo (tubazioni n. 12, 13 e 14). Di conseguenza le spese supplementari sono parimenti modeste, come risulta dalla tabella comparativa seguente.

Variante 1					
DN	Lunghezza l	Prezzo del tubo/m	Lunghezza l	Prezzo coibentazione termica/m	Costi
	m	Fr./m	m	Fr./m	Fr.
10	52	24.-	28	20.-	1807.-
15	55	28.-	43	20.-	2409.-
					4215.-

Variante 2					
DN	Lunghezza l	Prezzo del tubo/m	Lunghezza l	Prezzo coibentazione termica/m	Costi
	m	Fr./m	m	Fr./m	Fr.
10	24	24.-	0	20.-	576.-
15	55	28.-	43	20.-	2409.-
20	28	28.-	28	23.-	1418.-
					4403.-

Figura 3.3: paragone degli investimenti supplementari causato dalle tubazioni di maggior diametro per ridurre le perdite di pressione specifiche nelle tubazioni stesse. I calcoli si basano sulle indicazioni della tariffa ASCV 90/91 per il materiale, i salari ed i tempi di montaggio. Per le tubazioni è stata scelta la lista con i tubi d'acciaio ST.33 secondo DIN 2440/1626. Per quanto concerne la coibentazione termica la scelta è caduta sui gusci di espanso rigido PIR.

Le spese supplementari causate dalla variante 2 ammontano a circa a fr. 190.- Questo importo è insignificante se paragonato al prezzo totale di un piccolo impianto che varia da circa fr. 15'000.- a fr. 20'000.-. Se il paragone viene effettuato unicamente con l'investimento destinato alla rete delle tubazioni, il supplemento d'investimento è approssimativamente del 4.5%.

3.4 Scelta della pompa di circolazione

È possibile scegliere la pompa di circolazione basandosi sui dati forniti nel capitolo «3.3 Calcolo della rete delle tubazioni». Oltre alla pressione di mandata ed alla portata anche il comportamento dell'impianto assume un ruolo importante. Con portate variabili il punto d'esercizio varia in modo costante, ciò che significa che nell'ambito del carico parziale il punto d'esercizio sulla curva caratteristica della pompa di circolazione si sposterà dal punto d'esercizio nominale verso sinistra, ovvero in direzione di una portata nulla. Nella zona di tale portata la pressione di mandata non supererà 20 kPa per motivi concernenti i rumori, benché diverse esperienze dimostrino che i problemi concernenti i rumori possono insorgere anche con piccole pressioni di mandata (combinazione tra la valvola termostatica ed il corpo riscaldante). La figura 3.4 illustra la curva caratteristica della pompa di circolazione scelta per l'esempio dato nella variante 1 e la figura 3.5 quello della pompa di circolazione scelta per l'esempio fornito per la

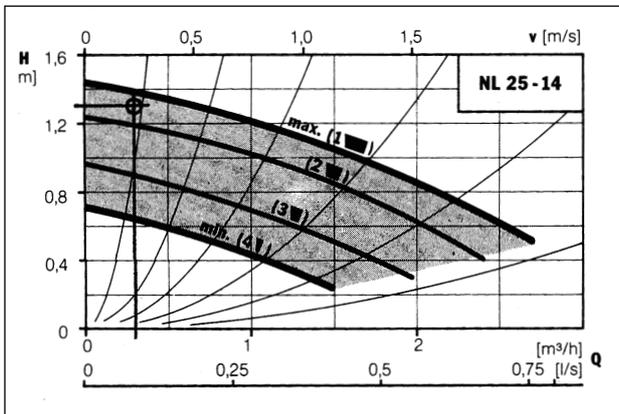
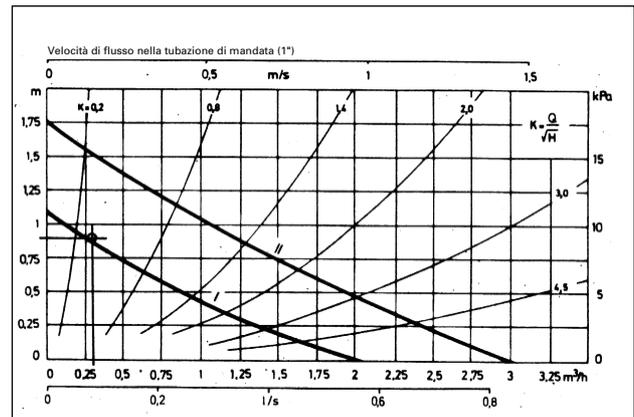


Figura 3.4: campo della curva caratteristica di una pompa di circolazione per l'esempio d'impianto della variante 1 [F1]

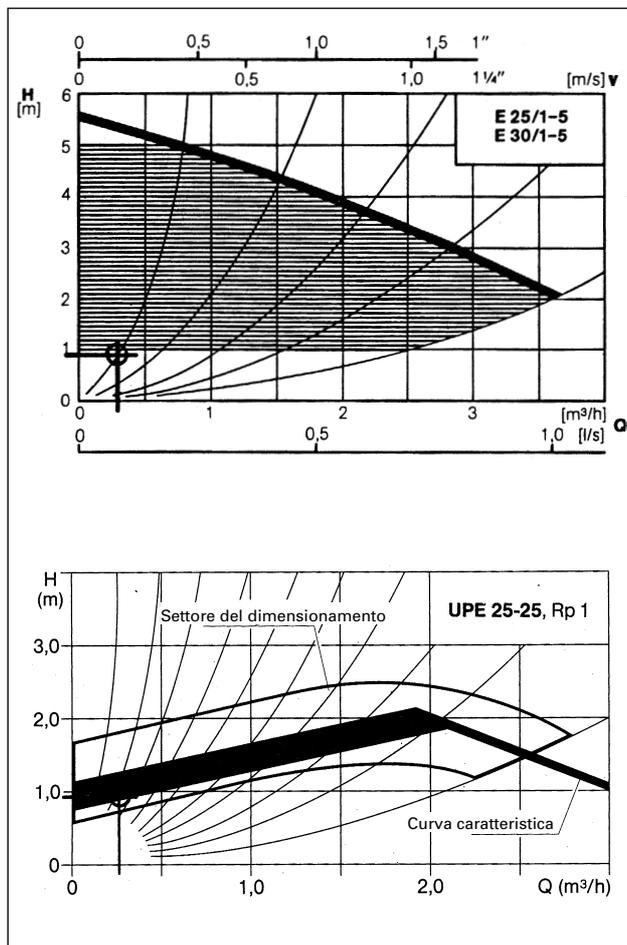


variante 2.

Figura 3.5: campo della curva caratteristica di una pompa di circolazione per l'esempio d'impianto della variante 2 [F3]

La soluzione ottimale consisterebbe nell'uso di una pompa di circolazione il cui punto d'esercizio nominale fosse situato nel settore medio della curva caratteristica, poiché, nel campo di carico parziale, il punto d'esercizio sulla curva caratteristica si sposta verso sinistra (in direzione della portata nulla). Non è tuttavia stato possibile trovare una pompa di circolazione che corrispondesse alle caratteristiche delle due varianti. Si costata che sul mercato non è reperibile alcuna pompa di circolazione per le piccole portate e le deboli pressioni di mandata. Si è quindi stati costretti a scegliere una pompa di circolazione il cui punto d'esercizio fosse situato per approssimazione sulla curva caratteristica. Secondo la figura 3.4 e la figura 3.5 il punto d'esercizio effettivo è leggermente inferiore a quello calcolato. L'esercizio della pompa di circolazione allo stadio scelto non dovrebbe tuttavia presentare alcun problema. Per il calcolo delle autorità occorrerà tener conto dei punti di lavoro per una portata nulla. Per la pompa di circolazione della variante 1 esso è di circa 12 kPa, mentre è di circa 11 kPa per la variante 2. Con la scelta della pompa va di nuovo persa una parte del miglioramento della possibilità di regolazione ottenuto con tubazioni di maggior diametro. I motivi sono dovuti al fatto che le due pompe di circolazione paragonate si comportano in modo diverso e per la variante 2 dobbiamo ammettere una deviazione maggiore del punto d'esercizio effettivo rispetto al punto calcolato.

Per i piccoli impianti i fornitori propongono viepiù pompe di circolazione con comando continuo della velocità di rotazione. La figura 3.6 offre due esempi di curve caratteristiche. Si tratta in questo caso di pompe di circolazione che vengono raccomandate per equipaggiare



impianti di riscaldamento di case unifamiliari e di
 Figura 3.6: campo della curva caratteristica di due pompe di circolazione regolabili in modo continuo e raccomandate per piccoli impianti [F1], [F4]

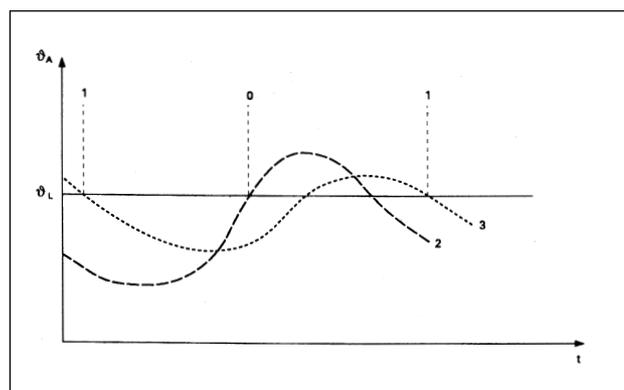
Le pompe di circolazione illustrate nella figura 3.6 non sono affatto convenienti per il nostro esempio e per i piccoli impianti in genere, poiché il loro campo d'esercizio copre portate e pressioni di mandata sensibilmente maggiori. Il punto

d'esercizio nominale si situerebbe all'estrema sinistra della curva caratteristica e non si disporrebbe quindi più di un settore di regolazione. Utilizzando una di queste pompe di circolazione il consumo di energia elettrica sarebbe inoltre molto maggiore che non con la pompa di circolazione scelta per la variante 2 e ciò a causa della potenza elettrica dissipata dal comando a ritardo di fase.

Come lo dimostra l'esempio, per mezzo di un dimensionamento corrispondente le portate dei piccoli impianti sono sensibilmente minori di quanto non lo si supponga in generale. Si tratta di una constatazione di cui i fabbricanti delle pompe di circolazione dovrebbero assolutamente tener conto.

3.5 Comando e regolazione

La debole portata necessaria per i piccoli impianti non permette soluzioni razionali nell'ambito del comando della velocità di rotazione delle pompe di circolazione, cosicché è possibile esercitare un influsso sul consumo d'elettricità solo inserendo e disinserendo la pompa a seconda del fabbisogno. Nei regolatori di riscaldamento moderni il comando della pompa è direttamente integrato (cosiddetto comando ECO). La figura 3.7 indica l'andamento



qualitativo del comando di una pompa mediante
 Figura 3.7: comando della pompa di circolazione mediante un regolatore di riscaldamento moderno [5]

- Legenda:
- 0 riscaldamento disinserito
 - 1 riscaldamento inserito
 - 2 temperatura esterna momentanea
 - 3 temperatura esterna smorzata
 - ϑ_A temperatura esterna
 - ϑ_L valore limite ECO, ad es. 17°C
 - t tempo

Il dispositivo di comando automatico ECO determina in quale momento la pompa di circolazione deve inserirsi e disinserirsi e ciò sulla base della temperatura esterna e di una temperatura fittizia programmata. Mediante l'inserimento della pompa di circolazione a determinati intervalli (ad es. 30 secondi ogni 18 ore) si può evitare che la stessa rimanga ferma per lunghi periodi. Il dimensionamento adottato per l'esempio fornito con la variante 2 causa deboli perdite specifiche di pressione nelle tubazioni. La forza di gravità può quindi esercitare un forte influsso sulla pressione di mandata e, di conseguenza, sulle prestazioni della pompa di circolazione. Ciò significa che al momento della scelta di una pompa di circolazione occorre tener conto del fatto che le forze di gravità possono essere d'ausilio all'azione della pompa stessa. Al momento della messa in moto dell'impianto, una potenza maggiore può essere necessaria per vincere le resistenze idrauliche dovute ad una maggiore viscosità. Per mezzo di un accoppiamento adeguato la pompa funziona dapprima alla velocità massima al momento dell'avviamento dell'impianto, per poi ritornare ad una velocità minore dopo un certo tempo ed allorché sono raggiunte le temperature d'esercizio.

3.6 Paragone delle caratteristiche

Come già rammentato nel capitolo «2. Fasi di progettazione» dopo la scelta della pompa di circolazione e del sistema di comando/regolazione è razionale verificare il consumo di energia della pompa di circolazione basandosi sulle caratteristiche. Per mezzo di alcuni calcoli è parimenti possibile procedere ad un controllo della qualità. In tale caso si farà un paragone tra il consumo di energia elettrica delle pompe di circolazione di un impianto (nel nostro esempio una sola pompa di circolazione) con un valore di riferimento secondo la figura 9.4.

3.6.1 Fabbisogno di energia della pompa di circolazione

Le pompe di circolazione scelte secondo le figure 3.3 e 3.4 presentano potenze il cui punto d'esercizio è situato approssimativamente a 25 W ed a 47 W. Il fabbisogno d'energia elettrica è calcolato mediante l'equazione seguente

$$E_p = \frac{P_p \cdot h_a}{SRE} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} \quad \text{MJ/m}^2\text{a}$$

E_p consumo di elettricità della pompa di circolazione $\text{MJ/m}^2\text{a}$

P_p potenza della pompa di circolazione W

h_a ore di servizio h/a

SRE superficie di riferimento energetico m^2

Variante 1

$$E_p = \frac{47\text{W} \cdot 5000\text{h/a}}{200\text{m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 4.2 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Variante 2

$$E_p = \frac{25\text{W} \cdot 5000\text{h/a}}{200\text{m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 2.3 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Il valore di riferimento della figura 9.5 di $E_p = 3.1 \text{ MJ/m}^2\text{a}$ è rispettato soltanto nella variante 2. Per il calcolo del consumo totale di energia elettrica dell'impianto di riscaldamento sarà necessario aggiungere al consumo della pompa di

circolazione anche quello del motore del bruciatore e degli organi di regolazione (energia ausiliaria). Conformemente alle misure secondo [3] questa percentuale è approssimativamente dello 0.5% del consumo di energia finale per il calore, ossia di 1.5 MJ/m²a per quanto concerne il presente esempio.

Per la variante 1 il consumo supplementare di **energia elettrica** ammonta addirittura all'**82%**. Questa enorme differenza è imputabile a due fattori:

- dimensionamento delle tubazioni a debole perdita di pressione nella variante 2
- miglior rendimento della pompa di circolazione nella variante 2 (rendimento della variante 1 = 2.4%, rendimento della variante 2 = 3.1%, ciò significa che la pompa di circolazione più piccola ha un rendimento del 30% più elevato!).

Sembra tuttavia che si possa mettere in dubbio, sul piano energetico, questo rendimento del 30% più elevato! Come lo mostra l'esempio summenzionato appare tuttavia giustificato paragonare i rendimenti dei differenti prodotti per ogni categoria di potenza (cfr. capitolo «8.4 Pompa di circolazione»), giacché non esiste ancora un prodotto che possa offrire rendimenti migliori su tutta la gamma di potenza.

3.7 Calcolo della redditività

Da un semplice calcolo della redditività appare chiaro che è razionale diminuire al massimo lo sperpero di elettricità utilizzando le pompe di circolazione.

	Investimenti			Energia elettrica	
	Rete tubazioni Fr.	Pompa di circolazione Fr.	Totale Fr.	Consumo kWh/a	Costi Fr./a
Variante 1	4215.-	342.-	4557.-	235	38.-
Variante 2	4403.-	383.-	4786.-	125	20.-
Costi suppl. della variante 2			229.-		-18.-

Figura 3.8: paragone tra i costi d'investimento e quelli dell'energia delle varianti 1 e 2

Ipotesi

- prezzo medio dell'elettricità: 0.16 fr./kWh
- interesse nominale: 8%
- rincaro: 6%
- durata di vita media di un impianto di riscaldamento: 20 anni [23]
- fattore del valore attuale: 16.3514 [A5]

Val. attuale netto = -229.- + 16.3514 · 18.- = **65.- > 0**,
ciò significa che l'investimento è redditizio!

3.8 Unità di riscaldamento

Per i piccoli impianti oggi si utilizzano spesso unità di riscaldamento prefabbricate (figura 3.9), con raccordo e pompa di circolazione.

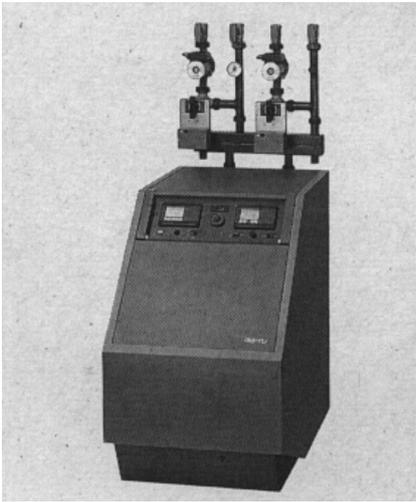


Figura 3.9: unità di riscaldamento con raccordo e pompa di circolazione [F6]

Per il progettista o l'installatore non è più necessario scegliere una pompa di circolazione, giacché la stessa è fornita con l'unità di riscaldamento. La scelta della pompa di circolazione non avviene più sulla base delle caratteristiche dell'impianto, bensì unicamente sulla scorta dell'offerta del fornitore dell'unità di riscaldamento.

Le pompe di riscaldamento di tali unità sono esclusivamente pompe di circolazione a parecchi stadi. Le portate minime di tali pompe sono tuttavia e senza eccezione alcuna troppo elevate per i piccoli impianti, poiché si utilizzano le stesse pompe per caldaie di una potenza da 15 a 65 kW. La figura 3.10 presenta il diagramma tipico di una pompa di circolazione. Per il primo stadio della pompa di circolazione la pressione di mandata per una portata nulla è già superiore a 20 kPa. Gli stadi 2 e 3, con una pressione di mandata fino a 50 kPa per una portata nulla, non sono utilizzabili nei piccoli impianti. Il progettista deve assolutamente controllare le pompe di circolazione installate nell'unità di riscaldamento; se necessario ordinerà un'unità equipaggiata con un'altra pompa di circolazione! Qualora gli apparecchi di regolazione e di comando siano integrati nell'unità di riscaldamento il progettista farà in modo che vi sia

una funzione d'inserimento ed una di disinserimento della pompa di circolazione dipendente dal fabbisogno effettivo (ciò che non è sempre il caso).

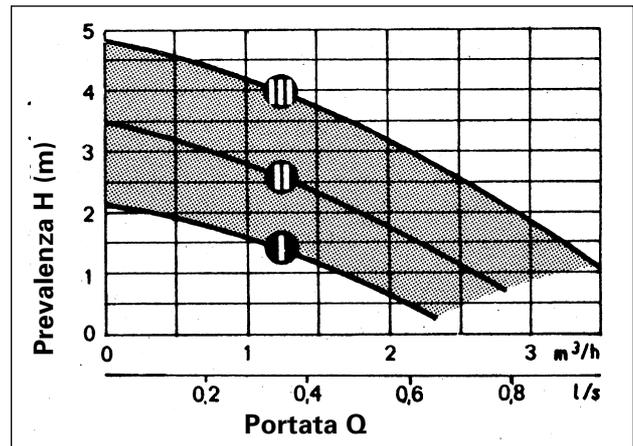


Figura 3.10: campo della curva caratteristica della pompa di circolazione di un'unità di riscaldamento [F6]

3.9 Concetto di misurazione

Anche nel caso di piccoli impianti è opportuno verificare il loro esercizio (pompa di circolazione) eseguendo alcune misurazioni. Basandosi sui calcoli dettagliati della rete delle tubazioni sarà possibile procedere alla regolazione preliminare di tutti gli utilizzatori. Si può così garantire una certa tolleranza e si potrà essere certi che tutti gli utilizzatori saranno alimentati con la portata necessaria. Per controllare la portata della pompa di circolazione si prevederanno punti di misurazione almeno prima e dopo la pompa di circolazione. Conoscendo la curva caratteristica della pompa e sulla base di una misurazione della differenza di pressione è possibile valutare la portata della pompa di circolazione. Nell'ambito della descrizione delle funzioni dell'impianto è importante che già al momento del suo dimensionamento il progettista decida in merito ai punti di misurazione necessari. Per il collaudo dell'impianto sarà allestita una lista di controllo adeguata su cui verranno indicate le caratteristiche regolate e misurate. Su tale lista di controllo saranno parimenti indicate tutte le altre modificazioni eseguite sull'impianto.

3.10 Conclusioni concernenti i piccoli impianti

- Eseguire un calcolo completo della rete delle tubazioni.
- Per perdite di pressione specifiche scegliere tubazioni di < 50 Pa/m.
- Eseguire l'equilibratura idraulica dell'utilizzatore (se possibile basandosi su una misurazione tecnica).
- Pompa di circolazione con una curva caratteristica piatta.
- Inserimento/disinserimento delle pompe di circolazione mediante accoppiamento ECO delle pompe di regolazione del riscaldamento.
- Controllare l'inserimento dell'avviamento dell'impianto.
- Controllare in modo critico le pompe di circolazione delle unità di riscaldamento.
- Consumo elettrico della pompa di circolazione < 3.1 MJ/m²a.
- Potenza della pompa di circolazione per case unifamiliari < 2.5 W/corpo riscaldante.
- Potenza della pompa di circolazione per piccoli impianti nella gamma superiore di potenza < 1 W/corpo riscaldante.

4. Impianti con distributore

4.1	Definizione	35
4.2	Esempio d'impianto	35
4.3	Calcolo della rete delle tubazioni	38
4.3.1	Calcolo della portata	38
4.3.2	Calcolo della pressione di mandata	38
4.4	Scelta delle pompe di circolazione	41
4.4.1	Pompa di circolazione del circuito primario	41
4.4.2	Pompa di circolazione del gruppo «ufficio»	42
4.4.3	Pompa di circolazione del gruppo «ventilazione»	43
4.5	Comando e regolazione	43
4.5.1	Circuito primario	43
4.5.2	Gruppo «ufficio»	43
4.5.3	Gruppo «ventilazione»	44
4.6	Paragone delle caratteristiche	45
4.6.1	Consumo di energia delle pompe di circolazione	45
4.6.2	Consumo specifico di elettricità/corpo riscaldante	45
4.7	Calcolo della redditività	45
4.8	Concetto di misurazione	46
4.9	Conclusioni concernenti gli impianti con distributore	46

Annotazioni

4. Impianti con distributore

4.1 Definizione

Gli impianti di grandezza media sono impianti muniti di un distributore. A causa della loro progettazione idraulica essi sono molto più complessi dei piccoli impianti. Gli impianti con distributore vengono utilizzati soprattutto nei grandi edifici del settore terziario, rispettivamente nei grandi edifici industriali ed abitativi. Nuovi concetti, quali i sistemi a bassa temperatura, gli accumulatori e le portate variabili fanno in modo che il progetto sia soggetto ad esigenze severe. Le funzioni e gli stati d'esercizio saranno definiti già nella fase di progettazione affinché tutti i componenti possano essere adattati gli uni agli altri. La figura 4.1 fornisce una rappresentazione schematica d'impianti tipici di

4.2 Esempio d'impianto

L'elevazione (figura 4.2) presenta un impianto di riscaldamento di un edificio amministrativo.

L'edificio è riscaldato staticamente (nessuna ventilazione meccanica degli uffici). La produzione di calore è garantita da una caldaia a gas a condensazione (potenza calorifica ca 100 kW). I gruppi seguenti sono collegati al distributore:

- acqua calda
- ufficio
- ventilazione.

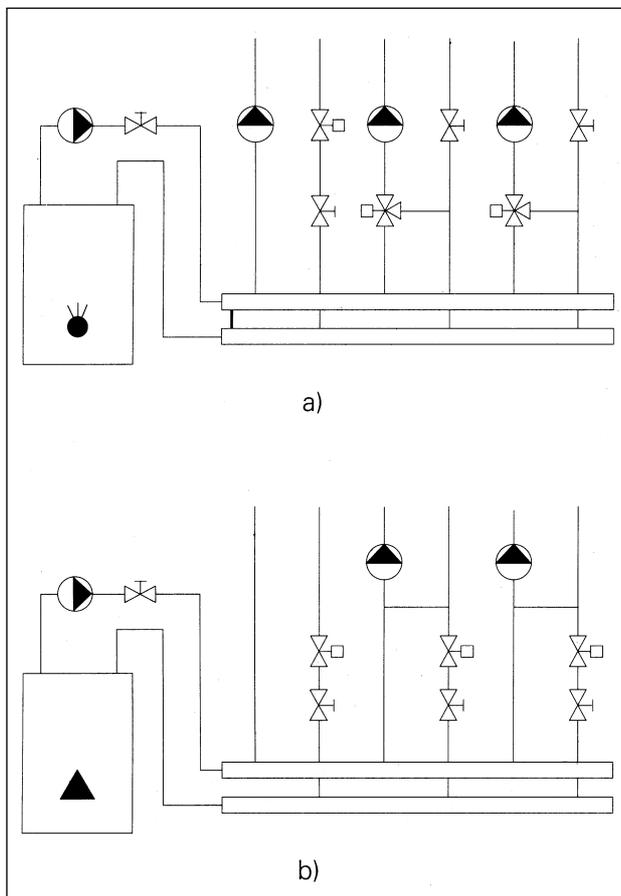


Figura 4.1: rappresentazione schematica d'impianti di grandezza media con distributore senza pressione e dispositivo di miscelazione (a) e con distributore soggetto ad una pressione e con accoppiamento ad iniezione e valvole passanti (b)

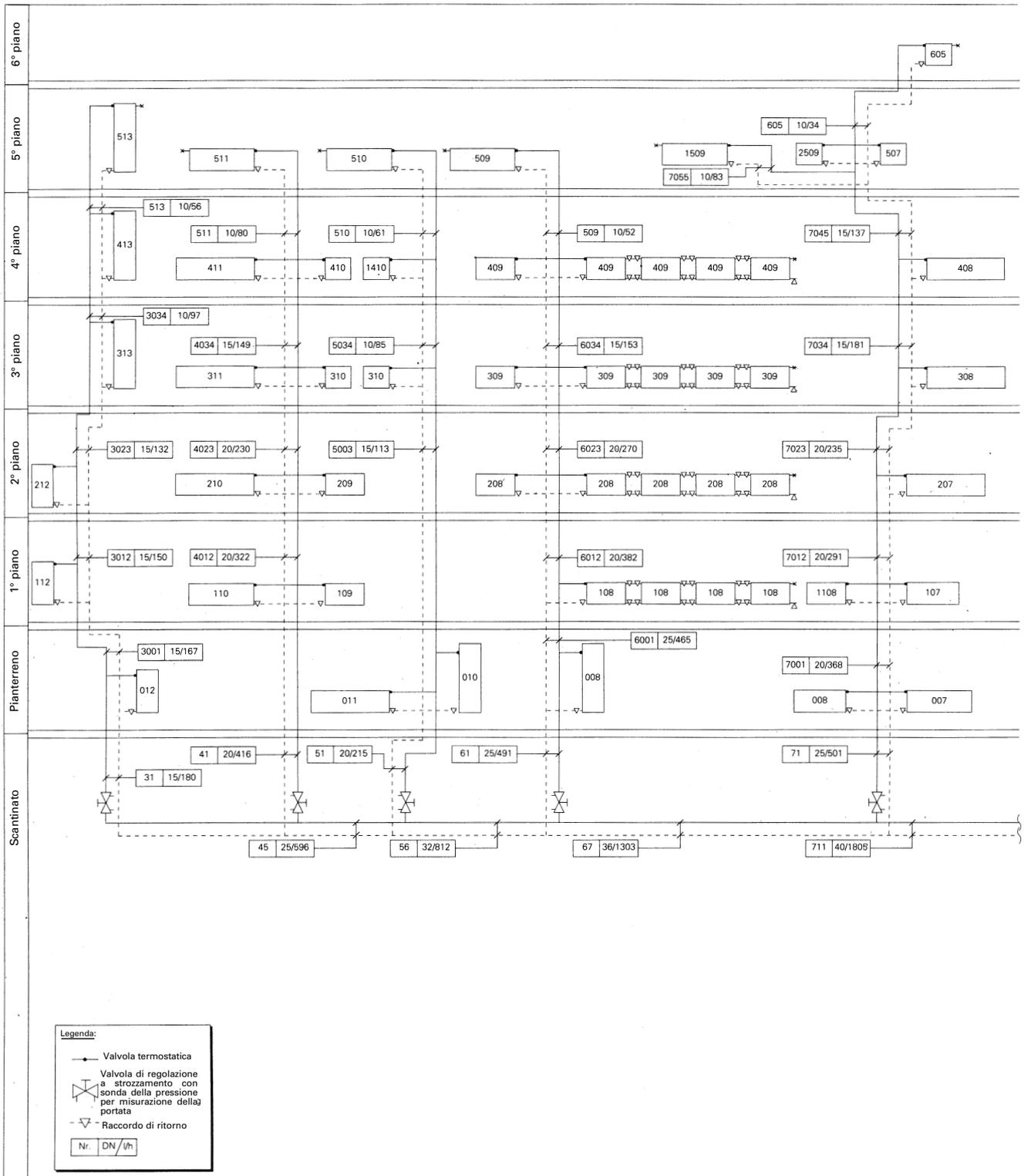
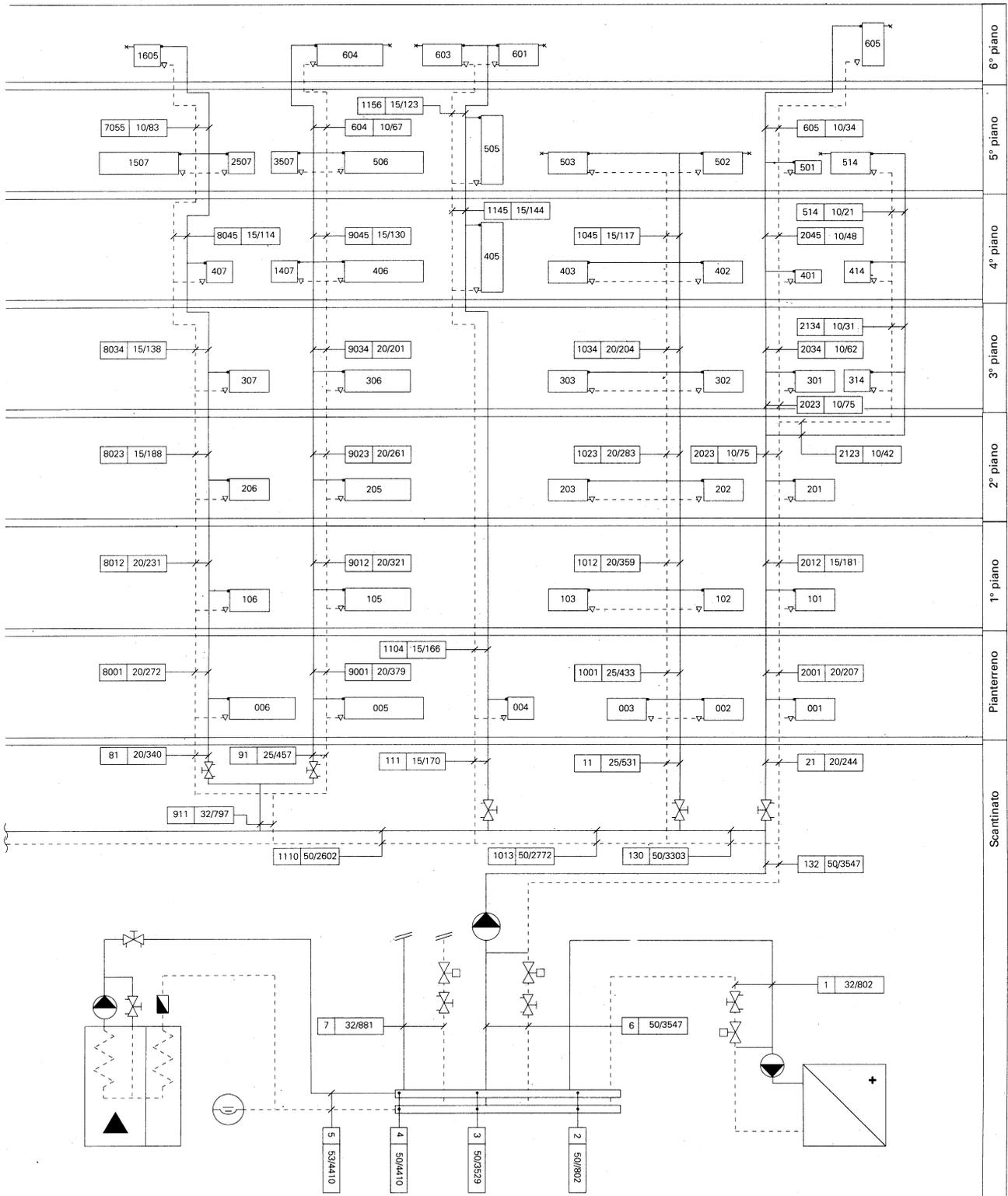


Figura 4.2: impianto di riscaldamento di un edificio amministrativo



Per poter sfruttare il calore di condensazione della caldaia, in quest'ultima è indispensabile una bassa temperatura di ritorno (dal lato del condensatore). Per gli utilizzatori si sceglie quindi un accoppiamento ad iniezione con valvole passanti. La portata nel circuito primario è variabile; viene trasportata soltanto la quantità d'acqua effettivamente necessaria (minimizzazione delle perdite del distributore). La portata minima necessaria per la caldaia è garantita da un by-pass interno (cfr. le indicazioni fornite dal fabbricante della caldaia). I corpi riscaldanti degli uffici sono muniti di valvole termostatiche e di raccordi di ritorno. Attraverso una condotta adeguata il gruppo «ventilazione» alimenta gli aerotermini dell'impianto di ventilazione di un deposito.

I calcoli seguenti si riferiscono innanzi tutto al dimensionamento della pompa di circolazione del circuito primario, nonché alle pompe di circolazione dei gruppi «ufficio» e «ventilazione».

4.3 Calcolo della rete delle tubazioni

In questo esempio il calcolo della rete delle tubazioni è composto da tre parti distinte, ovverosia:

- circuito primario
- ufficio (riscaldamento statico)
- ventilazione.

Il calcolo della rete delle tubazioni è stato eseguito mediante un programma di elaborazione elettronica dei dati [F2]. Le indicazioni concernenti le dimensioni delle tubazioni, le portate, le potenze degli utilizzatori, ecc., possono essere tratte dallo schema dell'elevazione (figura 4.2).

4.3.1 Calcolo della portata

Questo esempio è stato dimensionato per una differenza di temperatura tra l'andata ed il ritorno nel punto di esercizio nominale di 20K (60°C/40°C). Poiché la temperatura di ritorno sarà sempre $\leq 40^\circ\text{C}$ a causa del circuito idraulico, il calore di condensazione è sfruttato in condizioni ottimali. Nel condensatore la condensazione inizia a temperature di ritorno inferiori a 55°C circa. Basandosi sulla potenza termica da installare e sulla differenza di temperatura scelta per il sistema, la portata viene calcolata come segue:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3.6 \cdot 10^3 \quad \text{m}^3/\text{h}$$

\dot{V} portata m^3/h

\dot{Q} potenza calorifica kW

ρ_w massa volum. dell'acqua (a 20°C) kg/m^3

c_{pw} capacità termica dell'acqua kJ/kgK

ΔT differenza di temperatura K

Con i dati della figura 4.3 ed il calcolo effettuato mediante il programma EED si ottengono le portate seguenti per i diversi gruppi:

Gruppo	Fabbisogno di calore kW	Differenza di temperatura K	Portata m^3/h
Circuito primario	100	20	4.4
Ufficio	75	20	3.6
Ventilazione	18	20	0.8
Acqua calda	30	20	1.3

Figura 4.3: portate del circuito primario e del circuito secondario

4.3.2 Calcolo della pressione di mandata

Circuito primario

Il calcolo delle perdite di pressione vale per il caso più sfavorevole (gruppo «ventilazione»). Per motivi tecnici di regolazione si avrà cura di fare in modo che l'autorità delle valvole di regolazione sia ≥ 0.5 . Le tubazioni saranno quindi dimensionate in modo da presentare il minimo possibile di perdite di pressione. La pressione di mandata totale nel circuito della caldaia si calcola come segue:

Pressione di mandata

$$\Delta p_p = \mathbf{21.3 \text{ kPa}}$$

Autorità della valvola «ventilazione»

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = \mathbf{0.49 [-]} \quad (\text{min. } 0.50)$$

Autorità della valvola «ufficio»

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = \mathbf{0.62 [-]} \quad (\text{min. } 0.50)$$

Gruppo «ufficio»

Per questa parte dell'impianto di riscaldamento ci si sforzerà di avere a disposizione una rete di tubazioni la cui perdita di pressione sia ridotta al minimo possibile, onde poter disporre di valori elevati per le autorità degli utilizzatori e delle valvole. Un calcolo dettagliato della rete delle tubazioni è indispensabile per procedere ad un'analisi esatta dell'impianto. Per gli impianti di queste dimensioni non ci si può in alcun caso permettere di calcolare la rete delle tubazioni mediante una formula empirica, come quella menzionata nel capitolo «3.3 Calcolo della rete delle tubazioni».

– Calcolo della rete delle tubazioni variante 1 ($\Delta p \approx 150 \text{ Pa/m}$)

Un calcolo dettagliato della rete delle tubazioni permette di ottenere dati concernenti la pressione di mandata massima e le autorità delle valvole e degli utilizzatori, nonché indicazioni sull'equilibratura idraulica. Nella variante 1 il dimensionamento delle tubazioni avviene in funzione di una perdita di pressione specifica nella tubazione di $\Delta p \approx 150 \text{ Pa/m}$ (il valore medio è inferiore) e di una limitazione della velocità di flusso a 1.2 m/s. Nella prassi odierna vengono generalmente utilizzati questi valori. Questo

Pressione di mandata

$$\Delta p_p = 27.7 \text{ kPa}$$

Autorità dell'utilizzatore

$$\phi P_{vb} = \frac{\phi \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0.39 \text{ [-]} \quad (\text{min. } 0.30)$$

Autorità della valvola termostatica

$$\phi P_{vT} = \frac{\phi \Delta p_{vT100}}{\Delta p_{vT0}} = 0.09 \text{ [-]} \quad (\text{min. } 0.10)$$

calcolo fornisce i valori seguenti:

Le autorità minime che devono essere raggiunte per gli utilizzatori e le valvole sono in media appena rispettate. Con una pressione di mandata di 27.7 kPa sono tuttavia indispensabili misure a livello della colonna montante per limitare la differenza di pressione - eliminazione dei rumori causati dalle valvole termostatiche. In questo caso non sono adatte le valvole limitatrici della pressione, giacché non è ammesso un aumento della temperatura di ritorno (una caldaia a

condensazione necessita basse temperature di ritorno). Le diverse possibilità sono descritte in modo più dettagliato nel capitolo «4.5.2 Gruppo «ufficio»». Nel nostro esempio per la variante 1 i regolatori della differenza di pressione sono inseriti in ogni colonna montante (cfr. figura 4.10).

– Calcolo della rete delle tubazioni variante 2 ($\Delta p \approx 50 \text{ Pa/m}$)

Con un valore medio minore di $\Delta p \approx 50 \text{ Pa/m}$ (il valore medio è inferiore) ed una limitazione della velocità di flusso a 1.2 m/s (rete di tubazioni con deboli perdite di pressione), il funzionamento dell'impianto risulterà nettamente migliorato (migliore possibilità di regolazione, eliminazione dei rumori, ecc.). Il calcolo per la variante 2

Pressione di mandata

$$\Delta p_p = 14.9 \text{ kPa}$$

Autorità dell'utilizzatore

$$\phi P_{vb} = \frac{\phi \Delta p_{vb100}}{\Delta p_{vb0}} = 0.52 \text{ [-]} \quad (\text{min. } 0.30)$$

Autorità della valvola termostatica

$$\phi P_{vT} = \frac{\phi \Delta p_{vT100}}{\Delta p_{vT0}} = 0.19 \text{ [-]} \quad (\text{min. } 0.10)$$

fornisce i valori seguenti:

Questi valori offrono vantaggi chiaramente superiori qualora vengano comparati ai valori della variante 1. La pressione di mandata dell'impianto è nettamente inferiore a 20 kPa. Con una pompa di circolazione ed una curva caratteristica piatta delle valvole termostatiche non vi saranno problemi di rumore (figura 4.7). Per questo motivo e contrariamente alla variante 1 è possibile rinunciare all'inserimento nelle colonne montanti dei regolatori supplementari della differenza di pressione. Le autorità sono migliorate, ciò che esercita un influsso favorevole sulla possibilità di regolazione dell'impianto. In questo esempio, come in quello del capitolo «3. Piccoli impianti - impianti senza distributore», appaiono evidenti i vantaggi di una rete di tubazioni con deboli perdite di pressione.

Paragone dei costi

Variante 1					
DN	Lunghezza l m	Prezzo del tubo/m Fr./m	Lunghezza l m	Prezzo coibentazione termica/m Fr./m	Costi Fr.
10	453	24.-	22	20.-	11376.-
15	129	28.-	23	20.-	4052.-
20	86	28.-	55	23.-	3628.-
25	21	35.-	21	24.-	1221.-
32	18	31.-	18	26.-	983.-
36	5	33.-	5	26.-	266.-
40	1	32.-	1	26.-	57.-
42	5	38.-	5	32.-	348.-
					21583.-

Variante 2					
DN	Lunghezza l m	Prezzo del tubo/m Fr./m	Lunghezza l m	Prezzo coibentazione termica/m Fr./m	Costi Fr.
10	240	24.-	-	20.-	5789.-
15	217	28.-	22	20.-	6489.-
20	153	28.-	33	23.-	4996.-
25	51	35.-	38	24.-	2723.-
32	18	31.-	18	26.-	1011.-
36	10	33.-	10	26.-	561.-
40	18	32.-	18	26.-	1005.-
50	11	38.-	11	34.-	751
					23325.-

Figura 3.3: paragone degli investimenti supplementari causato da un maggior diametro delle tubazioni per ridurre le perdite di pressione specifiche nelle tubazioni stesse. I calcoli si basano sulle indicazioni della tariffa ASCV 90/91 per il materiale, i salari ed i tempi di montaggio. Per le tubazioni è stata scelta la lista con i tubi d'acciaio ST.33 secondo DIN 2440/1626. Per quanto concerne la coibentazione termica la scelta è caduta sui gusci di espanso rigido PIR.

Il paragone dei prezzi delle varianti 1 e 2 secondo la figura 4.4 dimostra che l'investimento supplementare necessario per tubazioni di maggior diametro è modesto. A causa di perdite di pressione specifiche minori nelle tubazioni con la variante 2 in paragone alla variante 1, le tubazioni di maggior diametro sono necessarie soltanto nel sottosuolo. Le spese supplementari

create dalla variante 2 sono di circa fr. 1750.- (cfr. figura 4.4). Se paragonato al prezzo globale di un impianto di media grandezza questo importo è irrisorio. Facendo un paragone con l'investimento destinato soltanto alla rete delle tubazioni (tubi diritti) il supplemento d'investimento è circa dell'8%.

Nella variante 1 ed a causa di una pressione di mandata di 34 kPa, è opportuno adottare precauzioni onde limitare la differenza di pressione nelle colonne (eliminazione dei rumori provocati dalle valvole termostatiche). Se si installano ad esempio regolatori della differenza di pressione nelle diverse colonne montanti della variante 1, questi ultimi dovranno essere conteggiati come spesa supplementare in un eventuale calcolo della redditività (capitolo «4.7 Calcolo della redditività»). Nell'ambito della sicurezza d'esercizio, del funzionamento, della manutenzione e della cura dell'impianto, la struttura «più semplice» della variante 2 è notevolmente più favorevole.

Gruppo «ventilazione»

La pompa di circolazione del gruppo ventilazione sopporta la perdita di pressione della valvola di regolazione fino all'aerotermo compreso. L'accoppiamento scelto garantisce una portata d'acqua costante attraverso l'aerotermo ed adempie così le esigenze richieste per quanto concerne una ripartizione regolare della temperatura nello scambiatore di calore e nella condotta dell'aria. Sarà scelta la distanza più corta possibile tra l'organo di regolazione e l'aerotermo, affinché il tempo morto della tratta regolata sia il minore possibile (miglioramento della regolazione). Occorre inoltre garantire la protezione antigelo sfruttando la tecnica di regolazione.

Matematicamente si ottiene la pressione di mandata seguente:

$$\Delta p_p = 4.1 \text{ kPa}$$

4.4 Scelta delle pompe di circolazione

4.4.1 Pompa di circolazione del circuito primario

Per la scelta della pompa di circolazione del circuito primario si terrà conto soprattutto delle due esigenze seguenti:

- debole variazione di pressione nel caso di variazione della portata (pompa di circolazione con curva caratteristica piatta oppure regolazione della differenza di pressione);
- punto d'esercizio posto se possibile nella zona media della curva caratteristica della pompa di circolazione.

Nella figura 4.5 è rappresentato il campo della curva caratteristica di una pompa di circolazione con regolazione della differenza di pressione. La pressione di mandata è regolata sulla pompa di circolazione nel momento della messa in esercizio del sistema. Poiché la portata del circuito della caldaia varia, il punto d'esercizio si sposterà orizzontalmente in rapporto alla pressione di mandata stabilita. Una regolazione con differenza di pressione costante causa inoltre un miglioramento dell'autorità delle valvole di regolazione dei gruppi «ventilazione» e «ufficio», cosicché risulta possibile rispettare i valori minimi richiesti (cfr. capitolo «4.3.2 Calcolo della pressione di mandata»).

Si potrebbe anche utilizzare una pompa non regolata con curva caratteristica piatta. È tuttavia importante rispettare la portata richiesta nel circuito della caldaia. Si raccomanda di non sottodimensionare la pompa di circolazione del circuito primario. Se non si riesce a trovare una pompa di circolazione adeguata, si dovrà cercare in quale modo sia possibile ridurre il consumo e, di conseguenza, la portata nei diversi gruppi o, eventualmente, ridimensionare la rete.

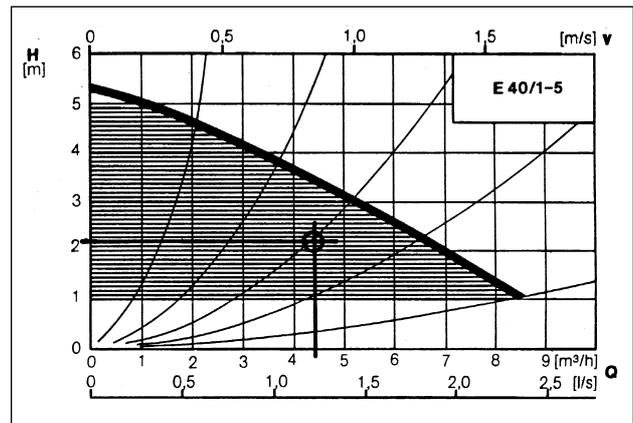


Figura 4.5: campo della curva caratteristica di una pompa di circolazione per il circuito della caldaia [F1]

4.4.2 Pompa di circolazione del gruppo «ufficio»

La figura 4.6 rappresenta il campo della curva caratteristica di una pompa di circolazione per i parametri di dimensionamento della variante 1.

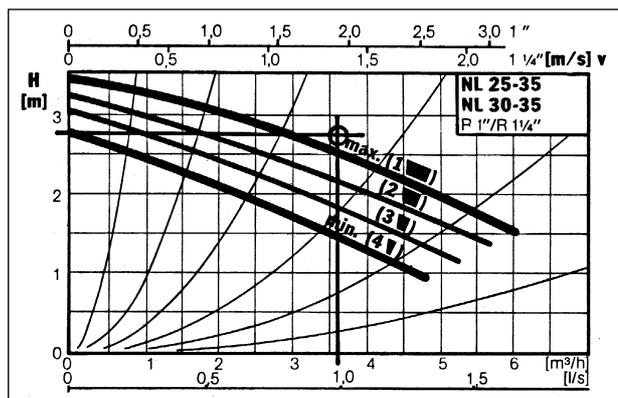


Figura 4.6: campo della curva caratteristica di una pompa di circolazione per il gruppo «ufficio», variante 1

La variante 2 mostra in quale modo un dimensionamento adeguato permetta di limitare le perdite di pressione mediante le valvole termostatiche al di sotto del limite critico di 20 kPa. Oltre a questo criterio, per la scelta della pompa di circolazione si terrà anche conto della portata variabile; ciò significa che il punto d'esercizio nominale deve spostarsi verso la sinistra della curva caratteristica della pompa per il settore di carico parziale. Si potrà quindi scegliere una pompa di circolazione con curva caratteristica piatta affinché il punto d'esercizio non superi 20 kPa (figura 4.7, per un esercizio alla velocità 2) oppure una pompa di circolazione con regolazione della differenza di pressione. In questo ultimo caso è anche possibile scegliere una pompa di circolazione munita di un comando a ritardo di fase, come alla figura 4.8.

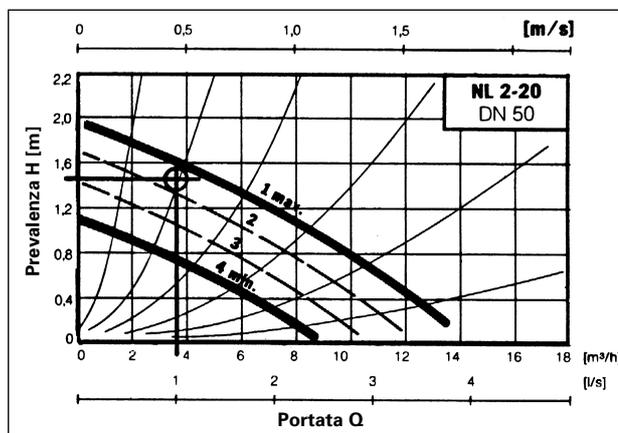


Figura 4.7: campo della curva caratteristica di una pompa di circolazione per il gruppo «ufficio», variante 2

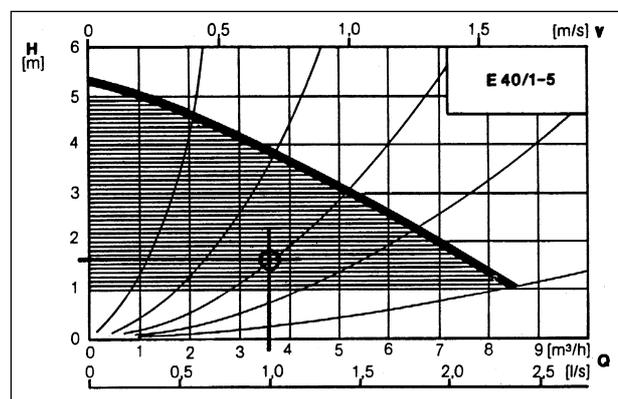


Figura 4.8: campo della curva caratteristica di una pompa di circolazione con regolazione della differenza di pressione e comando continuo della velocità mediante ritardo di fase per il gruppo «ufficio», variante 2 [F1]

4.4.3 Pompa di circolazione del gruppo «ventilazione»

La scelta della pompa di circolazione deve aver luogo in funzione di un punto d'esercizio ottimizzato, giacché durante il funzionamento dell'impianto è stabilito un solo punto d'esercizio (portata costante). La figura 4.9 illustra il campo della curva caratteristica della pompa di

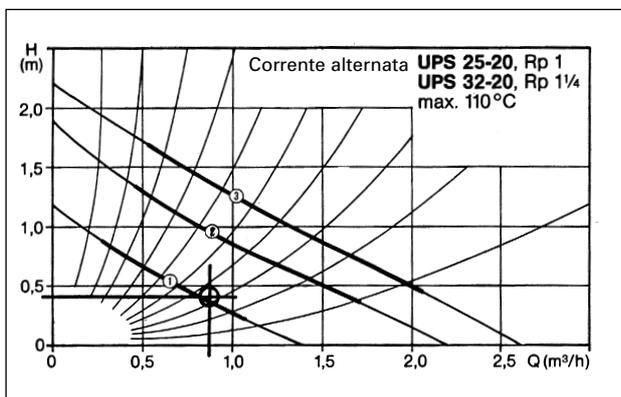


Figura 4.9: campo della curva caratteristica di una pompa di circolazione per il gruppo «ventilazione» [F4]

circolazione scelta.

4.5 Comando e regolazione

4.5.1 Circuito primario

Non appena si manifesta un fabbisogno di calore, la pompa di circolazione primaria deve mettersi in funzione per alimentare i gruppi corrispondenti mediante acqua calda proveniente dalla caldaia. Il comando/la regolazione della pompa di circolazione primaria si limita quindi ad un inserimento/disinserimento, facendo in modo che la pompa di circolazione primaria sia disinserita non appena il fabbisogno di calore è stato soddisfatto.

Per quanto concerne il circuito primario è importante poter rispettare le autorità minime richieste per le valvole. L'autorità della valvola è definita dal quoziente tra la differenza di pressione per la portata nominale e la differenza di pressione per la portata nulla. L'autorità della valvola può essere migliorata soltanto mantenendo una differenza di pressione costante nel circuito primario e ciò indipendentemente dalla portata. La pompa di circolazione presentata alla figura 4.5 comprende già una regolazione

della differenza di pressione mediante la regolazione della velocità di rotazione con un comando a ritardo di fase.

4.5.2 Gruppo «ufficio»

Anche in questo caso la pompa di circolazione deve entrare in funzione solo per soddisfare un fabbisogno di calore. Questa funzione d'inserimento/disinserimento è garantita in modo perfetto dai regolatori di riscaldamento moderni (cfr. figura 3.7).

Se l'esecuzione avviene secondo la variante 1, dovranno essere adottate misure per evitare che le valvole termostatiche creino rumori a causa della pressione di mandata elevata. Per raggiungere questo scopo si dispone per principio delle seguenti possibilità:

- impiego di **regolatori della differenza di pressione** per limitare la pressione nelle colonne (cfr. figura 4.10). La scelta della pompa di circolazione avverrà sulla base dei dati forniti

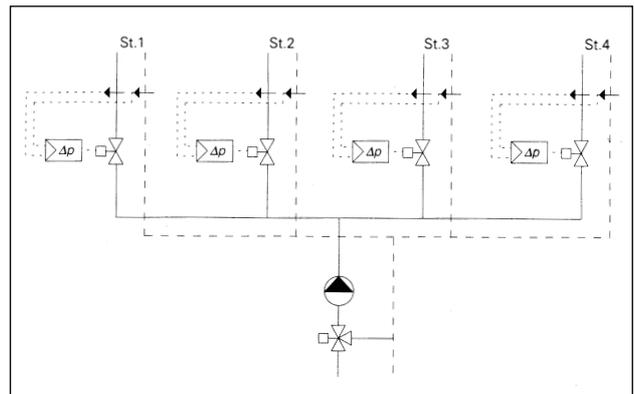


Figura 4.10: regolatore della differenza di pressione per limitare la pressione nelle colonne

- Impiego di **valvole limitatrici** per limitare appunto la pressione nelle colonne (figura 4.11). Quando la pressione aumenta il regolatore si apre ed una parte corrispondente della corrente è condotta nel ritorno. Questa soluzione non è conveniente qualora l'impianto debba avere una bassa temperatura di ritorno. Una rete caratterizzata da deboli perdite di pressione offre vantaggi anche utilizzando valvole limitatrici della pressione, poiché la portata non aumenta in modo massiccio come carico parziale. Non occorre adottare misure tecniche particolari per la regolazione della pompa di circolazione.

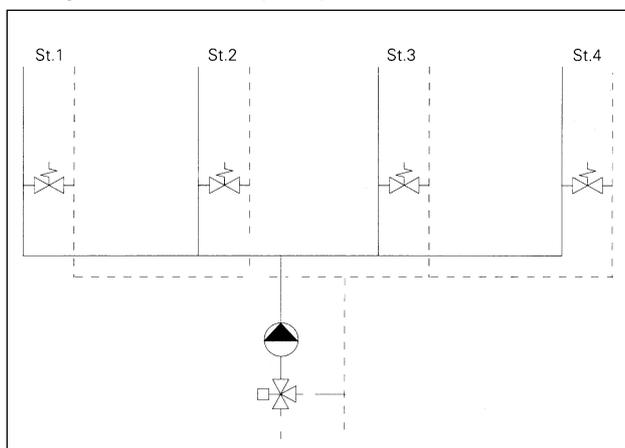


Figura 4.11: valvola limitatrice della pressione

- Limitazione della differenza di pressione mediante regolazione della **velocità di rotazione della pompa di circolazione** (figura 4.12). Nel capitolo «8.5 Comando e regolazione» si troveranno le diverse possibilità esistenti per regolare la velocità di rotazione della pompa di circolazione. L'impiego di questo tipo di limitazione della differenza di pressione richiede una rete quanto più possibile parallela dopo i punti di decompressione, nonché un'equilibratura perfetta dell'impianto. Qualora si faccia un paragone con le misure summenzionate, il comando della velocità di rotazione della pompa di circolazione permette di realizzare un risparmio supplementare di energia elettrica.

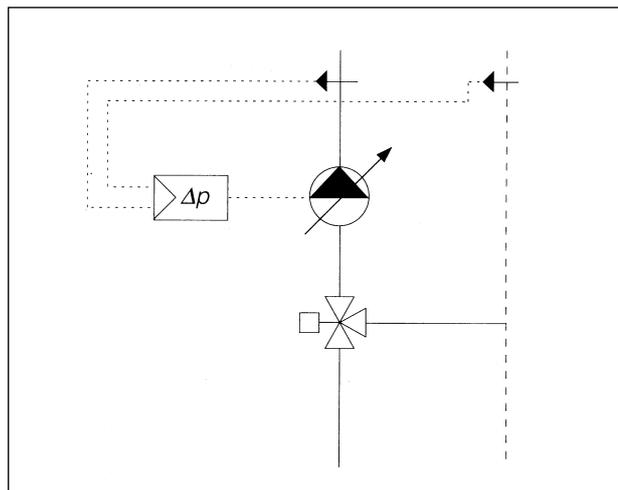


Figura 4.12: limitazione della differenza di pressione mediante regolazione del numero di giri della pompa di circolazione

Nella variante 2 la pompa di circolazione sopporta la portata variabile dovuta alle valvole termostatiche mediante un comando incorporato nella propria velocità di rotazione (cfr. figura 4.8). È inoltre possibile utilizzare una pompa di circolazione con curva caratteristica piatta, giacché in tale caso non è necessaria alcuna funzione supplementare di comando/regolazione. Si raccomanda d'incorporare un dispositivo di avviamento. Al momento dell'avviamento dell'impianto potrebbe essere necessaria una potenza maggiore per superare le resistenze idrauliche aumentate a causa di una maggiore viscosità. Per mezzo di un dispositivo di avviamento adeguato la pompa gira dapprima con la velocità massima al momento della messa in funzione dell'impianto (figura 4.7, velocità 1), per ritornare in seguito ad una velocità minore dopo un certo tempo (ad es. dopo 30 minuti), non appena sono raggiunte le temperature d'esercizio.

4.5.3 Gruppo «ventilazione»

La pompa di circolazione (pompa interna) deve mettersi in funzione non appena il gruppo «ventilazione» manifesta un fabbisogno di calore. Una soluzione elegante, utilizzata oggi molto frequentemente, consiste nell'inserimento/disinserimento della pompa di circolazione mediante un contatto di chiusura della valvola di regolazione.

4.6 Paragone delle caratteristiche

Dopo il dimensionamento e la scelta della pompa di circolazione occorre verificare il suo consumo d'energia elettrica nell'ambito di un «controllo di qualità». Il fabbisogno accertato di energia elettrica deve essere paragonato con i valori di riferimento della figura 9.5.

4.6.1 Consumo di energia delle pompe di circolazione

Il consumo specifico di energia elettrica di una pompa di circolazione è calcolato come segue:

Per le singole pompe di circolazione possono così

$$E_p = \frac{P_p \cdot h_a}{SRE} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} \quad \text{MJ/m}^2\text{a}$$

E_p	consumo di energia elettrica della pompa di circolazione	MJ/m ² a
P_p	potenza della pompa di circolazione	W
h_a	ore di servizio	h/a
SRE	superficie di riferimento energetico	m ²

essere ottenuti i valori seguenti:

Da ciò consegue un consumo globale di energia

Pompa di circolazione primaria

$$E_p = \frac{110 \text{ W} \cdot 6000 \text{ h/a}}{2700 \text{ m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 0.9 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Gruppo «ufficio» variante 1

$$E_p = \frac{130 \text{ W} \cdot 5000 \text{ h/a}}{2200 \text{ m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 1.1 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Gruppo «ufficio» variante 2

$$E_p = \frac{95 \text{ W} \cdot 5000 \text{ h/a}}{2200 \text{ m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 0.8 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

Gruppo «ventilazione»

$$E_p = \frac{30 \text{ W} \cdot 2750 \text{ h/a}}{500 \text{ m}^2} \cdot 3.6 \cdot 10^{-3} = 0.6 \text{ MJ/m}^2\text{a}$$

elettrica di **2.6 MJ/m²** a per la variante 1, fabbisogno da paragonare con il valore di riferimento di 2.4 MJ/m²a secondo la figura 9.4. Il

consumo globale di energia elettrica della variante 2 è di **2.3 MJ/m²a**, ossia poco inferiore al valore di riferimento.

Il consumo supplementare di energia elettrica della variante 1 rispetto alla variante 2 è di circa **38%**!

4.6.2 Consumo specifico di elettricità/corpo riscaldante

Il calcolo del consumo specifico di elettricità per ogni corpo riscaldante costituisce un metodo semplice per valutare il fabbisogno di energia della pompa di circolazione scelta per il gruppo «ufficio». Occorre sforzarsi di ottenere un valore inferiore ad 1 W/corpo riscaldante!

Gruppo «ufficio»	PeI della pompa di circolazione	Valore specifico
Variante 1	94 - 142 W	≈ 1.4 W/corpo riscaldante
Variante 2	75 - 116 W	≈ 1.0 W/corpo riscaldante

Figura 4.13: paragone del consumo specifico di energia elettrica per corpo riscaldante per il gruppo «ufficio» delle varianti 1 e 2 (in totale 84 corpi riscaldanti per l'intero impianto)

4.7 Calcolo della redditività

Sulla base di un semplice calcolo della redditività si costata che è razionale optare per la variante 2, basata su una rete di tubazioni con deboli perdite di pressione.

	Investimento				Energia el.	
	Rete tubaz.	Pompa di circolazione	Regolatore della differenza di pressione	Totale	Fabbisogno	Costi
	Fr.	Fr.	Fr.	Fr.	kWh/a	Fr./a
Variante 1	21583.-	591.-	1980.-	24154.-	650	104.-
Variante 2	23325.-	898.-	-	24223.-	475	76.-
Costi supplementari della variante 2				69.-		-28.-

Figura 4.14: paragone dei costi d'investimento e dei costi dell'energia elettrica per le varianti 1 e 2

Ipotesi

- prezzo medio dell'elettricità: 0.16 fr./kWh
- interesse nominale: 8%
- rincaro: 6%
- durata di vita media di un impianto di riscaldamento: 20 anni [23]
- fattore di valore attuale: 16.3514 [A5]

Val. attuale netto = -68.- + 16.3514 · 28.- = **390.- >0**, ciò significa che l'investimento è redditizio!

Anche in questo impianto vale la pena d'investire una cifra un po' maggiore per tubazioni di diametro leggermente superiore, onde poter disporre di una rete caratterizzata da deboli perdite di pressione. Si dovrebbe altrimenti adottare misure come per la variante 1 (regolatori della differenza di pressione), ciò che causerebbe un aumento dei costi ed un funzionamento più dispendioso dell'impianto.

4.8 Concetto di misurazione

Come lo mostra il dimensionamento dell'impianto e della pompa di circolazione, i diversi utilizzatori hanno bisogno solo di portate deboli. Adeguatamente piccola sarà quindi la potenza della pompa di circolazione. Affinché tutti gli utilizzatori vengano alimentati con la portata minima necessaria è indispensabile procedere ad un'equilibratura idraulica dell'impianto e stabilire un concetto di misurazione. Basandosi sul calcolo della rete delle tubazioni si procederà alla regolazione preliminare dei raccordi di ritorno. In seguito verrà misurata la portata di ogni colonna montante. Il totale delle portate parziali corrisponde alla portata della pompa di circolazione. Per regolare la pressione di mandata della pompa di circolazione conformemente alla figura 4.8 è indispensabile prevedere punti di misurazione della pressione prima e dopo la pompa di circolazione stessa. L'equilibratura idraulica deve essere preparata con ogni cura affinché l'impianto funzioni in modo perfetto.

Per il collaudo dell'impianto sarà necessario allestire una lista di controllo adeguata su cui verranno indicate le caratteristiche regolate e misurate. Su tale lista di controllo si indicheranno parimenti tutte le altre modificazioni eseguite nell'impianto.

4.9 Conclusioni concernenti gli impianti con distributore

- Delimitazione idraulica più chiara possibile.
- Non fare mai funzionare più di una pompa di circolazione sullo stesso circuito.
- Controllare la portata minima della caldaia.
- È indispensabile un calcolo dettagliato della rete delle tubazioni.
- Dimensionare le tubazioni in modo da ottenere deboli perdite di pressione (valore $R < 50 \text{ Pa/m}$).
- Le autorità delle valvole devono essere rispettate (valvole passanti!).
- Controllare il dispositivo di avviamento.
- Consumo di energia elettrica delle pompe di circolazione $< 2.4 \text{ MJ/m}^2\text{a}$.
- Potenza della pompa di circolazione $< 1\text{W/corpo riscaldante}$.
- Un'equilibratura idraulica ed un concetto di misurazione sono assolutamente indispensabili.

5. Grandi impianti

5.1	Definizione	48
<hr/>		
5.2	Esempio d'impianto	49
5.2.1	Concetto d'esercizio progettato	51
5.2.2	Concetto d'esercizio effettivo	51
<hr/>		
5.3	Calcolo della rete delle tubazioni	52
5.3.1	Calcolo della portata	52
5.3.2	Calcolo della pressione di mandata	52
<hr/>		
5.4	Scelta della pompa di circolazione per le tubazioni a distanza	54
<hr/>		
5.5	Comando e regolazione	56
5.5.1	Pompa di circolazione senza comando della velocità di rotazione	56
5.5.2	Regolazione della differenza di pressione nella pompa di circolazione	57
5.5.3	Regolazione della differenza di pressione nella rete	59
5.5.4	Regolazione della portata nel ritorno	60
5.5.5	Splitting delle pompe	61
<hr/>		
5.6	Paragone delle caratteristiche	62
5.6.1	Consumo di energia delle pompe di circolazione per le tubazioni a distanza	62
<hr/>		
5.7	Concetto di misurazione	62
<hr/>		
5.8	Conclusioni concernenti i grandi impianti	63

5. Grandi impianti

5.1 Definizione

I grandi impianti sono interconnessioni di reti termiche, come capita di trovare negli insediamenti residenziali, nei quartieri oppure nelle città. In paragone con gli impianti di piccole e medie dimensioni, certe condizioni marginali sono diverse, come ad esempio le temperature d'esercizio, le distanze di distribuzione fino alle singole sottostazioni oppure gli aspetti tecnici

concernenti l'approvvigionamento e la sicurezza. A seconda delle dimensioni degli impianti vengono utilizzate pompe di circolazione che possono avere qualsiasi potenza possibile. La figura 5.1 rappresenta schematicamente un impianto termico con interconnessione a breve distanza.

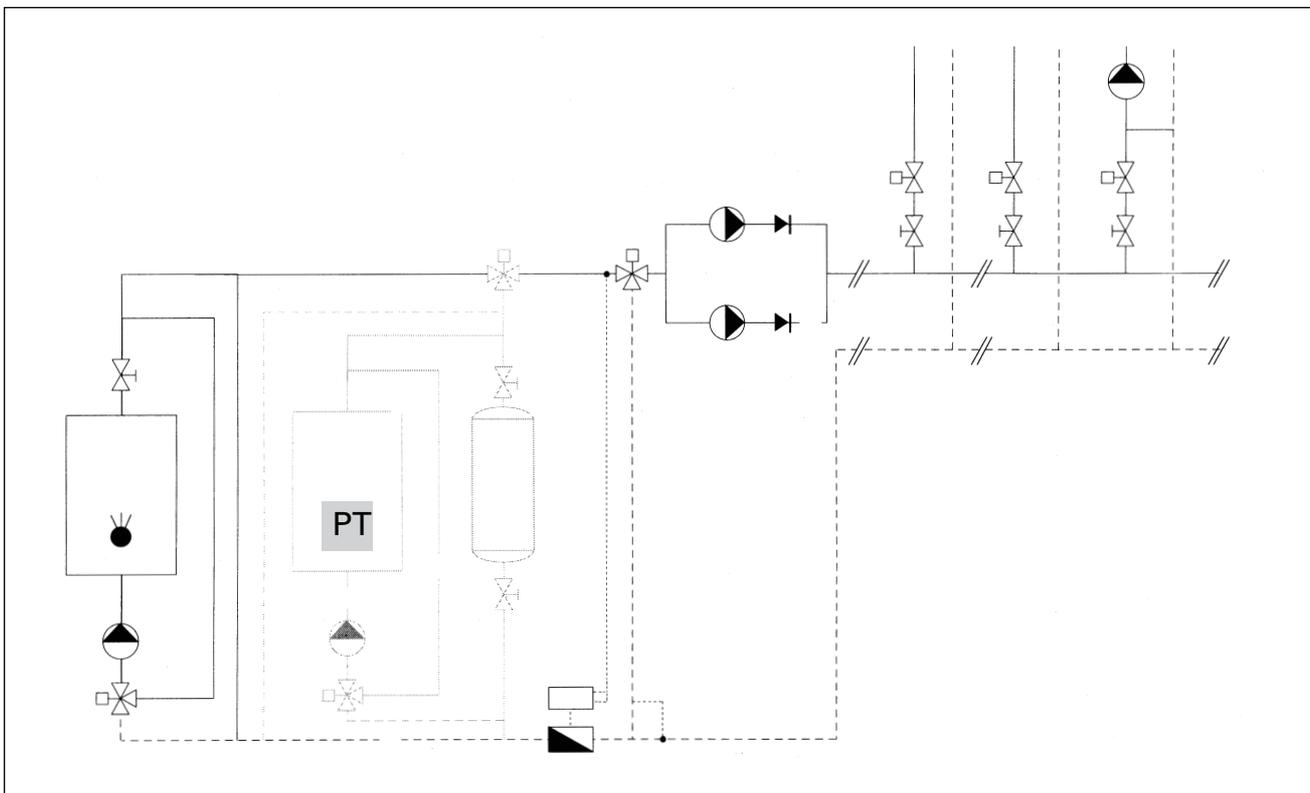


Figura 5.1: rappresentazione schematica di un grande impianto

5.2 Esempio d'impianto

L'esempio seguente (figura 5.2) concerne l'approvvigionamento termico a breve distanza di un insediamento residenziale ed artigianale (superficie riscaldata ca 12'000 m²).

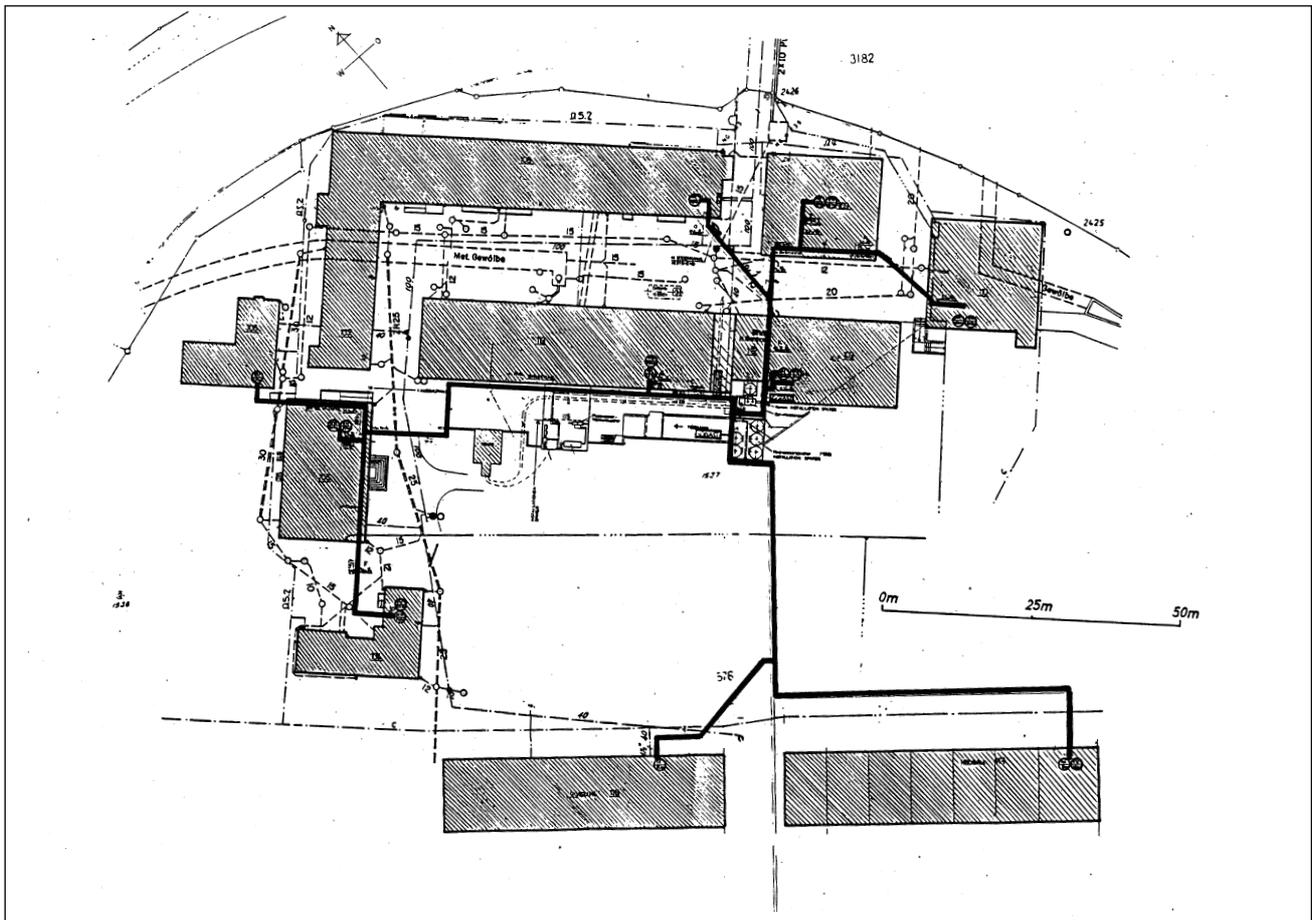


Figura 5.2: approvvigionamento termico a breve distanza di un insediamento residenziale ed artigianale

Le vecchie fabbriche sono state risanate nel settore della tecnica del riscaldamento e trasformate. Oggi vengono utilizzate come edifici

di abitazione ed artigianali. Il riscaldamento degli edifici avviene tramite una centrale di riscaldamento per mezzo di tubazioni a distanza (figura 5.3).

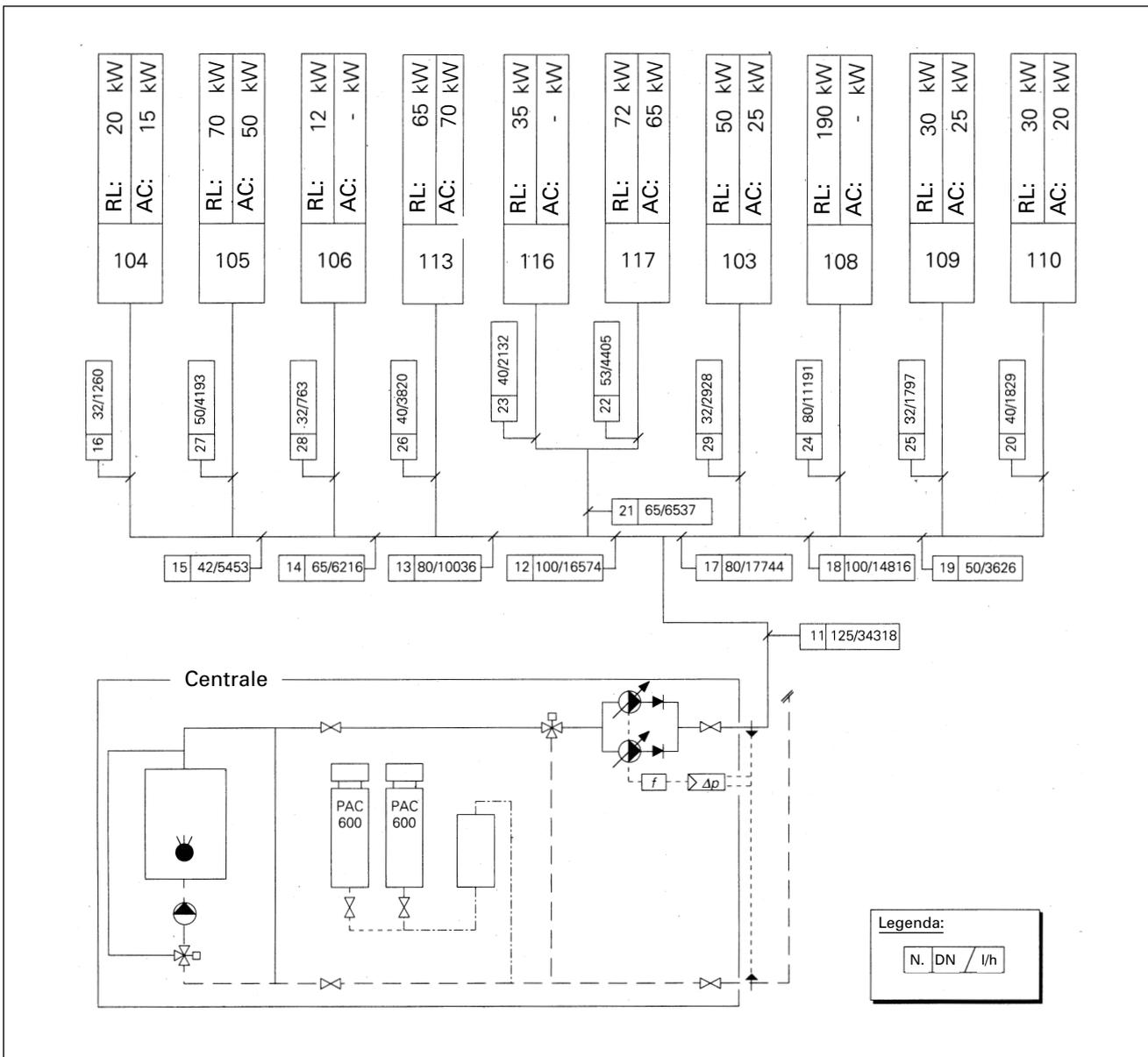


Figura 5.3: schema di principio di una rete di tubazioni per approvvigionamento termico a breve distanza

In ogni edificio esiste una sottostazione secondo la figura 5.4. Essa è composta da un gruppo «riscaldamento dei locali» e da un convertitore per il riscaldamento dell'acqua calda.

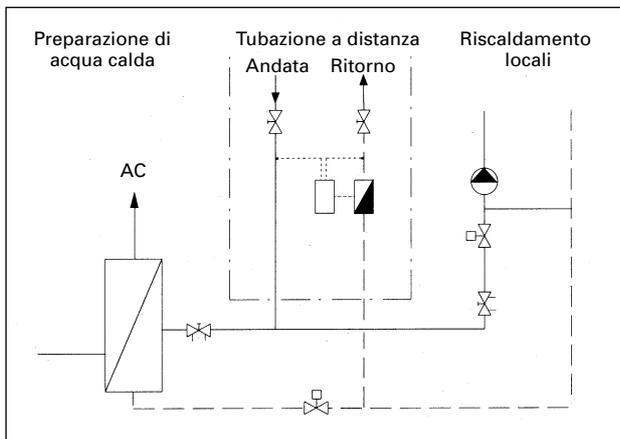


Figura 5.4: schema di principio di una sottostazione

5.2.1 Concetto d'esercizio progettato

Durante la progettazione dell'impianto di riscaldamento alcuni punti non erano stati chiariti. Non si sapeva ancora, ad esempio, qual era il numero di edifici che sarebbero stati collegati al sistema d'interconnessione termica. In quel momento restava pure in sospeso l'opzione dell'installazione successiva di una pompa di calore. Il dimensionamento dell'impianto avvenne quindi sulla base di un

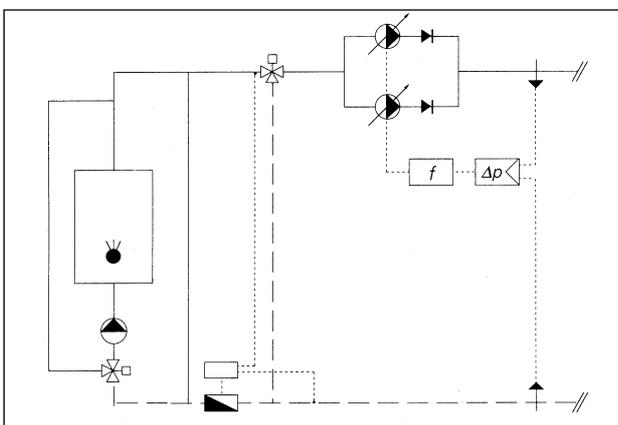


Figura 5.5: schema di principio della centrale di riscaldamento

livello di temperatura A/R di 55°/40°C.

Una regolazione preliminare della potenza calorifica avviene mediante lo spostamento della temperatura di andata della tubazione a distanza verso la temperatura esterna. Il concetto di esercizio prevedeva di effettuare il carico degli accumulatori di acqua calda durante la notte. Durante questo lasso di tempo il riscaldamento dei locali avviene ad esercizio ridotto. Esiste inoltre la possibilità di ricaricare gli accumulatori durante il giorno, qualora necessario.

A causa di certi parametri della tecnica di approvvigionamento, il dimensionamento della portata avviene in funzione di un fabbisogno calorifico massimo, ossia per un carico simultaneo di tutti gli accumulatori e per un fabbisogno calorifico massimo nell'ambito del riscaldamento dei locali. Per l'impianto previsto a quel tempo la potenza della caldaia esistente era sufficiente. Per la fase finale si era previsto di sostituire la caldaia esistente e/o di installare una pompa di calore (figura 5.1).

5.2.2 Concetto d'esercizio effettivo

L'esercizio dell'impianto ha portato alla luce alcune conoscenze importanti, basate soprattutto su un'osservazione accurata, nonché su un rilevamento ed una valutazione dettagliati dei dati d'esercizio. Si costata che il concetto nominale progettato non è affatto stato realizzato e che la progettazione non ha tenuto conto a sufficienza degli aspetti concernenti la tecnica di approvvigionamento. Oggi durante il carico degli accumulatori dell'acqua calda (ca 2 ore ogni notte) il riscaldamento dei locali è completamente interrotto (la valvola di regolazione è chiusa). La simultaneità del fabbisogno calorifico dei diversi edifici è stata fortemente sopravvalutata. Si è d'altronde costatato che le perdite dovute al raffreddamento delle tubazioni a distanza erano sensibilmente minori di quanto non si era previsto. Poiché il progetto d'impianto di una pompa di calore era nel frattempo stato abbandonato ed occorreva sostituire la vecchia caldaia, sulla base di osservazioni effettuate e di dati d'esercizio rilevati è stato possibile effettuare il dimensionamento della nuova caldaia in funzione del fabbisogno effettivo. Ciò significa che è sufficiente una caldaia di 640 kW invece di quella prevista, della potenza di 840 kW.

5.3 Calcolo della rete delle tubazioni

5.3.1 Calcolo della portata

Per la nuova progettazione di questo impianto esistevano già alcune condizioni marginali. Certe reti esistenti oppure certe condotte esistenti sono state utilizzate per il nuovo impianto. Basandosi sul calcolo della potenza calorifica necessaria e sulla differenza di temperatura scelta per il sistema è possibile calcolare la portata nel modo seguente:

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho_w \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3.6 \cdot 10^3 \quad \text{m}^3/\text{h}$$

\dot{V}	portata	m^3/h
\dot{Q}	potenza calorifica	kW
ρ_w	massa volumetrica dell'acqua (a 20°C)	kg/m ³
c_{pw}	capacità termica dell'acqua	kJ/kgK
ΔT	differenza di temperatura	K

Partendo dall'equazione summenzionata e tenuto conto delle perdite dovute al raffreddamento delle tubazioni a distanza, nonché dei dati forniti dalla progettazione, si ottiene una portata massima di $\dot{V} = 53 \text{ m}^3/\text{h}$. Durante l'esercizio effettivo si è constatato che la portata nominale non è mai raggiunta e che la pompa di circolazione trasporta un massimo di $34 \text{ m}^3/\text{h}$ (simultaneità del fabbisogno calorifico per l'acqua calda ed il riscaldamento dei locali).

5.3.2 Calcolo della pressione di mandata

Progettazione

Per il dimensionamento della rete delle tubazioni era importante soprattutto la problematica concernente i rumori. Il dimensionamento ebbe luogo con un limite superiore della velocità di flusso di circa 1.0 m/s (in media ca 100 Pa/m di perdita di pressione), ciò che aveva come risultato la pressione di mandata seguente. L'autorità della valvola di regolazione del riscaldamento dei locali non raggiunge il valore

Pressione di mandata

$$\Delta p_p = 117.0 \text{ kPa}$$

Autorità della valvola miscelatrice

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = 0.55 \text{ [-]} \quad (\text{min. } 0.50)$$

Autorità della valvola di regolazione

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = 0.13 \text{ [-]} \quad (\text{min. } 0.50)$$

minimo necessario:

Esercizio

Poiché nella fase d'esercizio la portata è di circa 35% minore di quella prevista, le perdite di pressione nelle tubazioni a distanza sono ridotte della metà. In confronto all'impianto progettato ciò significa un miglioramento dell'autorità delle valvole e, conseguentemente, della possibilità di regolazione dell'impianto. Ciò è confermato dalle esperienze realizzate durante la fase d'esercizio dell'impianto (nessuna oscillazione dell'impianto e le valvole di regolazione dispongono di un campo di regolazione).

In questo contesto è interessante osservare che durante la progettazione nessuno ha espresso delle critiche concernenti il dimensionamento ed il concetto d'esercizio. Il dimensionamento delle tubazioni a distanza ed i costi d'investimento relativi sono stati accettati senza discussione dal committente sulla base del concetto d'esercizio scelto, anche se una portata corrispondente a un fabbisogno termico del 100% con alcuni supplementi di sicurezza sembrava costituire un sovradimensionamento e di conseguenza essere incomprensibile. Modificando il concetto d'esercizio ed ottenendo in questo modo portate minori si sfrutta così, senza neppure averlo voluto, una rete contraddistinta da deboli perdite di pressione, con tutti i vantaggi ivi connessi, ossia assenza di rumori a causa di velocità di flusso minori, buona possibilità di regolazione dell'impianto (migliore autorità delle valvole) ed un fabbisogno ridotto di energia elettrica per le pompe delle tubazioni a distanza.

Conseguenza

Se il concetto d'esercizio fosse stato studiato in modo accurato fin dall'inizio si sarebbero potuti evitare i supplementi di sicurezza a livello del

dimensionamento. Nel caso del nostro esempio abbiamo quindi eseguito ancora una volta il calcolo della rete delle tubazioni sulla base dei dati d'esercizio effettivi e dei diametri nominali delle tubazioni utilizzate. Il dimensionamento della rete avviene in funzione di una perdita di pressione specifica nella tubazione di un massimo di $\Delta p \approx 50$ Pa/m (il valore medio è minore) e di una velocità massima del flusso di

L'autorità minima richiesta per la valvola di regolazione non può essere rispettata. Un miglioramento dei valori è possibile solo a scapito della pressione di mandata totale.

Pressione di mandata

$$\Delta p_p = \mathbf{65.0 \text{ kPa}}$$

Autorità della valvola miscelatrice

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = \mathbf{0.55 [-]} \quad (\text{min. } 0.50)$$

Autorità della valvola di regolazione

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = \mathbf{0.62 [-]} \quad (\text{min. } 0.50)$$

1.2 m/s. Il calcolo ha fornito i valori seguenti:

I vantaggi di una rete delle tubazioni caratterizzata da deboli perdite di pressione sono qui evidenti. La pressione di mandata è minore di quella calcolata nella fase di progettazione e sono stati rispettati i valori che dovevano essere raggiunti per le diverse autorità.

Se il dimensionamento avviene in funzione delle perdite di pressione specifiche $\Delta p \approx 200$ Pa/m (valore massimo ammesso; il valore medio è minore), raccomandate solitamente per le tubazioni a distanza e di un limite della velocità di

Pressione di mandata

$$\Delta p_p = \mathbf{116.0 \text{ kPa}}$$

Autorità della valvola miscelatrice

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} = \mathbf{0.55 [-]} \quad (\text{min. } 0.50)$$

Autorità della valvola di regolazione

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{\Delta p_{v0}} = \mathbf{0.32 [-]} \quad (\text{min. } 0.50)$$

flusso di 1.2 m/s si ottengono i valori seguenti:

5.4 Scelta della pompa di circolazione per le tubazioni a distanza

Sulla base del concetto d'esercizio progettato e dei dati matematici che ne scaturiscono si è scelta una pompa inline come alla figura 5.6. Per motivi tecnici d'approvvigionamento sono state montate due pompe in parallelo, la prima sostituisce

la seconda in caso di guasto e inversamente. La figura 5.7 presenta il campo della curva caratteristica di una pompa inline che sarebbe potuta entrare in considerazione a causa del comportamento effettivo dell'impianto.

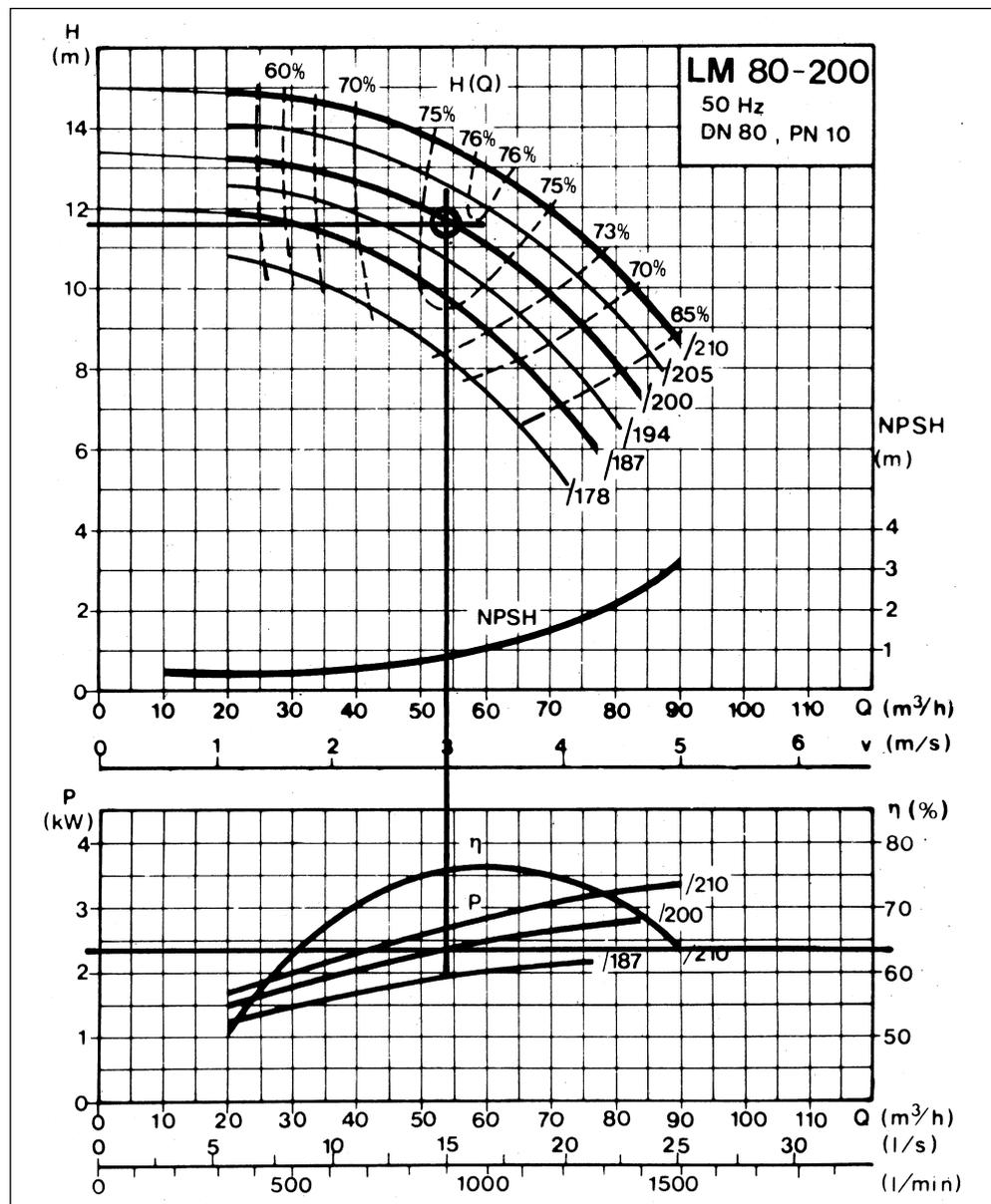


Figura 5.6: pompa inline dell'impianto progettato [F4]

Il dimensionamento della nuova pompa di circolazione avviene sulla base dei dati utilizzati per il calcolo della rete delle tubazioni secondo il capitolo «5.3.2 Calcolo della pressione di mandata».

La differenza per quanto concerne il consumo di energia elettrica è enorme. La pompa inline della

figura 5.6 ha una potenza di circa 3 kW, mentre la nuova pompa inline (figura 5.7) ha una potenza di 1.1 kW. Il sovradimensionamento sfocia inoltre in un cattivo rendimento della pompa di circolazione nel punto d'esercizio (figura 5.6); ciò significa che il rendimento della pompa (senza motore) è dell'ordine del 75% per il punto di dimensionamento e dell'ordine del 55% a carico parziale.

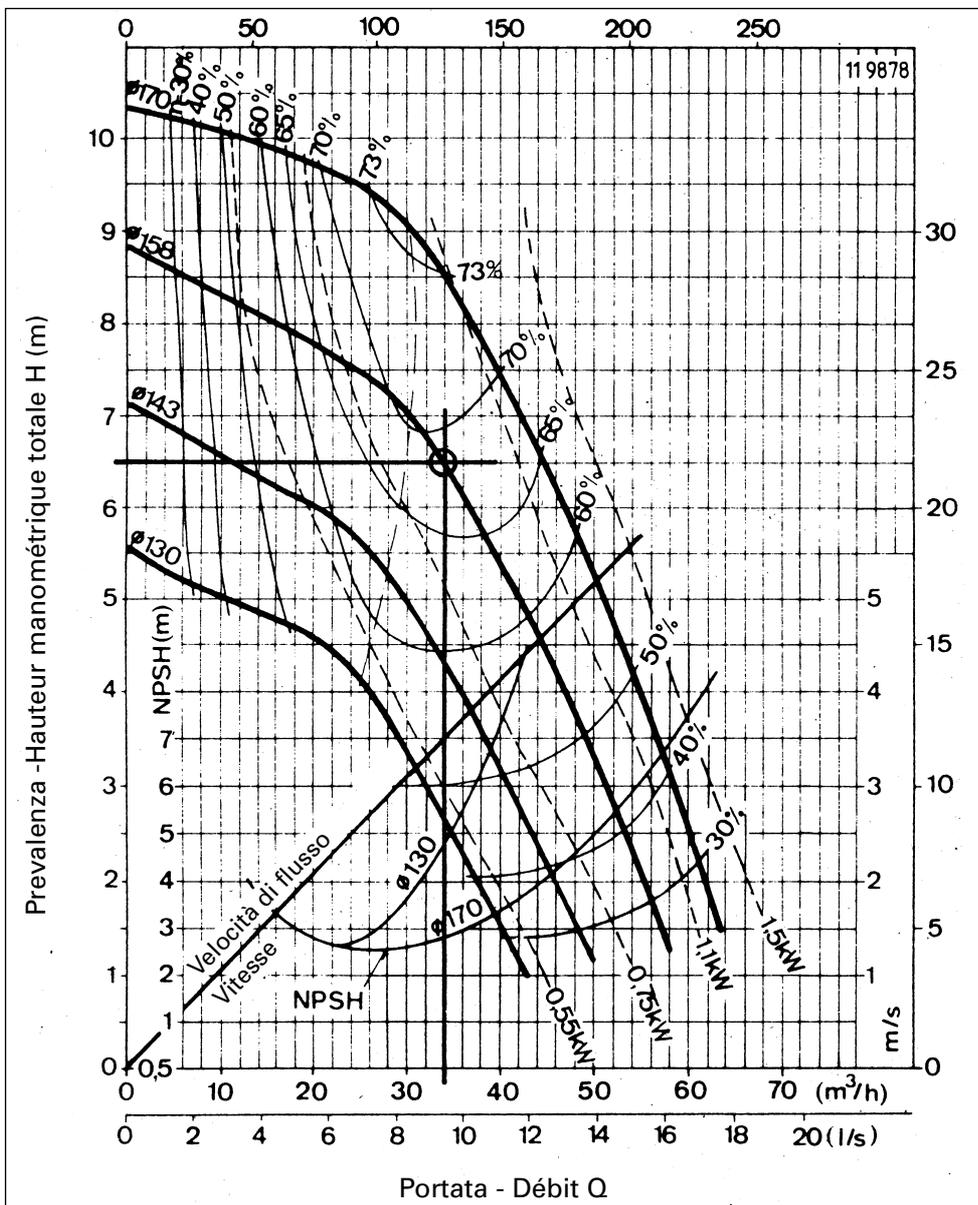


Figura 5.7: campo della curva caratteristica della pompa inline dopo il nuovo dimensionamento [F3]

In una gamma di potenza di 1 kW i vantaggi offerti sul piano energetico dalle pompe con funzionamento a secco appaiono evidenti. Il rendimento della pompa inline (figura 5.7) è dell'ordine del 52% (ivi compreso il motore), rispetto alla pompa con funzionamento ad umido della figura 5.8 con un rendimento del 40%. Nel punto di dimensionamento nominale la potenza assorbita dalla pompa con funzionamento ad umido è di 1.55 kW e quindi circa del 40% maggiore che non quella della pompa inline. In questo esempio non costituisce un problema il livello maggiore dei rumori causato dalle pompe inline (volume tecnico centrale).

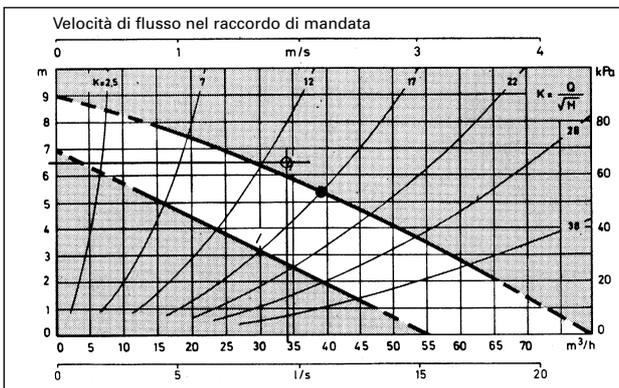


Figura 5.8: campo della curva caratteristica della pompa con funzionamento ad umido [F3]

5.5 Comando e regolazione

A causa del circuito idraulico delle sottostazioni la portata nella rete di tubazioni a distanza è variabile. Questo circuito è stato scelto per l'impiego con una pompa di calore ed una caldaia a condensazione che richiedono deboli temperature di ritorno. Per motivi di tecnica energetica (risparmi di elettricità e riduzione delle perdite termiche), nonché di tecnica di regolazione (miglioramento dell'autorità delle valvole), la velocità di rotazione della pompa sarà adeguata a ogni caso di carico.

Le difficoltà sono insite tuttavia soprattutto nella determinazione della grandezza di misurazione (pressione, portata, ecc.) e del punto di misurazione rappresentativo dell'impianto che potrebbe essere scelto come grandezza di comando della velocità di rotazione. Occorre qui notare che con lo spostamento dalla temperatura d'andata della tubazione a distanza si effettua già una regolazione preliminare della potenza calorifica.

5.5.1 Pompa di circolazione senza comando della velocità di rotazione

Anche senza un comando della velocità di rotazione sarà possibile realizzare un risparmio energetico nel campo del carico parziale, giacché il punto d'esercizio si sposta verso la sinistra nel senso di una portata nulla sulla curva caratteristica della pompa di circolazione. Il consumo della pompa di circolazione risulta perciò diminuito. Con una curva caratteristica piatta quale quella della figura 5.7 l'aumento della pressione di mandata non esercita effetti particolari, a parte il fatto che i valori richiesti per l'autorità delle valvole non sono completamente raggiunti. Se la curva caratteristica è ripida e l'aumento della pressione di mandata attraverso le valvole di regolazione è grande, si manifesteranno problemi di rumore nel settore delle valvole passanti. La manutenzione dell'impianto sarà un po' meno dispendiosa qualora si rinunci al comando della velocità di rotazione.

5.5.2 Regolazione della differenza di pressione nella pompa di circolazione

Nella figura 5.9 è illustrato lo spostamento del punto d'esercizio con comando della velocità di rotazione per mezzo della differenza di pressione costante nella pompa di circolazione.

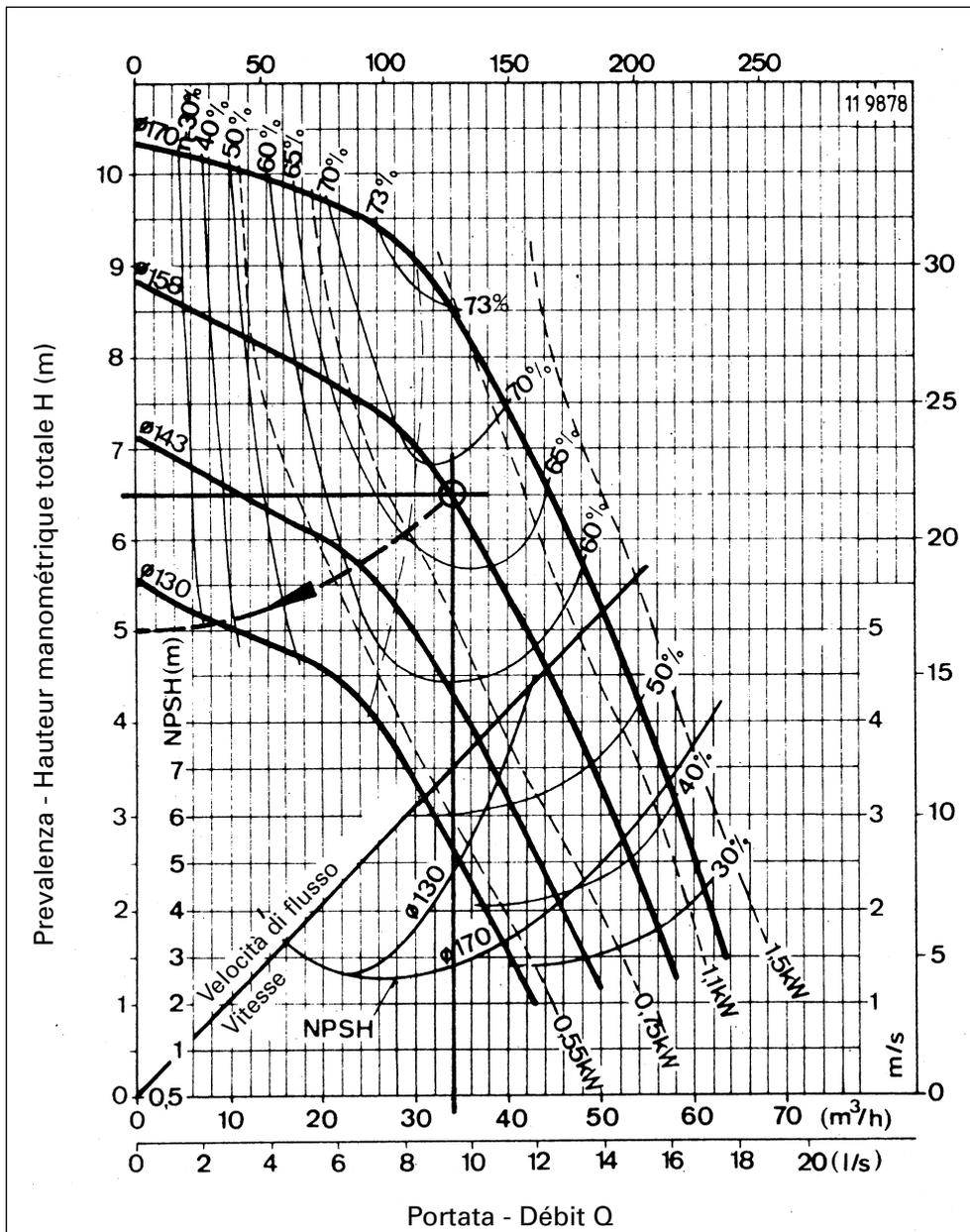


Figura 5.9: comando della velocità di rotazione per mezzo di un convertitore di frequenza mantenendo costante la differenza di pressione nella centrale di riscaldamento tra andata e ritorno [F3]

Nella centrale di riscaldamento la differenza di pressione tra l'andata ed il ritorno è regolata ad un valore costante (figura 5.5). La differenza di pressione da regolare può essere determinata sulla base del calcolo della rete delle tubazioni ($\Delta p_{\text{costante}} = 50 \text{ kPa}$). Ciò corrisponde alla differenza di pressione che è ancora necessaria a valle della prima derivazione delle tubazioni a distanza. Come scaturisce dalle esperienze realizzate con l'impianto, la velocità di rotazione della pompa di circolazione varia, in questo caso, tra il 75 ed il 100% del regime nominale. Il punto d'esercizio si sposta verso la sinistra nel campo di carico parziale sulla linea tratteggiata. Spesso vengono sopravvalutati i risparmi energetici realizzati con questo tipo di regolazione. La portata varia soltanto in quanto gli influssi esterni (carichi termici interni, sfruttamento passivo dell'energia solare, ecc.) agiscono sul sistema. Le variazioni della temperatura esterna sono già state prese in considerazione regolando la temperatura d'andata. Sulla base inoltre dell'uso degli edifici si stabilisce inoltre un certo equilibrio tra tutte le tubazioni a distanza, ciò che crea di nuovo uno stato più o meno stabile. Le esperienze realizzate con questo impianto l'hanno parimenti confermato.

Il vantaggio di questo circuito risiede nel fatto che le incertezze dovute al calcolo della rete delle tubazioni non vengono eliminate mediante strozzature, bensì con una regolazione del valore d'esercizio della differenza di pressione.

5.5.3 Regolazione della differenza di pressione nella rete

Per poter registrare le variazioni di pressione nella rete sarà opportuno misurare la differenza di pressione sull'utilizzatore determinante. Per questo impianto si pone tuttavia il problema a sapere quale sia l'utilizzatore «peggiore». In un sistema con una portata variabile non è più possibile determinare quale sia il circuito «peggiore». Sarebbe praticamente necessario eseguire misurazioni su tutti gli utilizzatori ed

eseguire regolazioni in funzione della pressione necessaria per gli utilizzatori stessi. Ciò implica tuttavia la necessità di tirare delle linee tra le sonde degli utilizzatori e la pompa di circolazione, ciò che richiederebbe investimenti notevoli. Il comportamento effettivo dell'impianto sarebbe naturalmente favorevole ed il punto d'esercizio corrisponderebbe, come alla figura 5.10, sulla linea tratteggiata, alla differenza di pressione minima necessaria all'utilizzatore (valvola di regolazione $\Delta p_{\text{costante}} = 30 \text{ kPa}$).

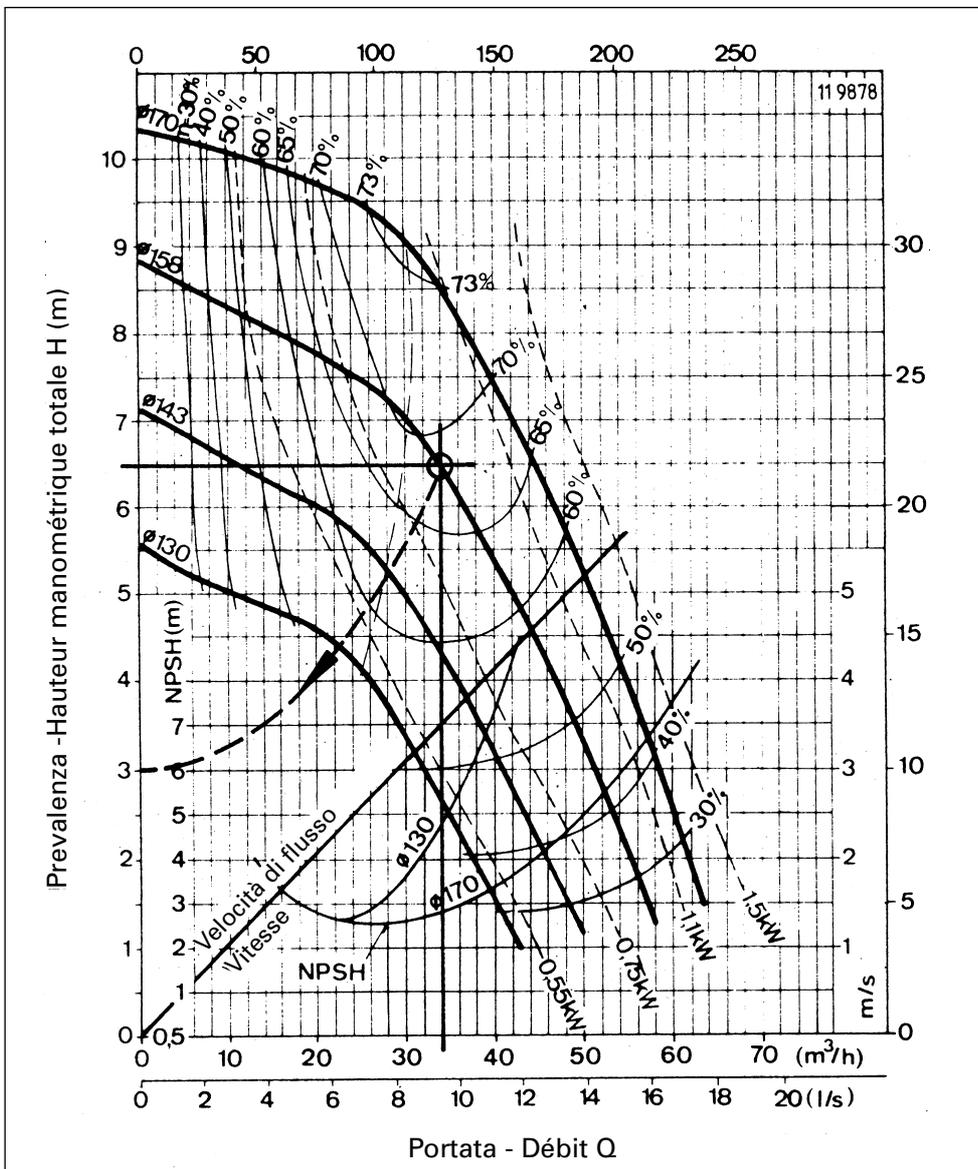


Figura 5.10: comando della velocità di rotazione per mezzo di un convertitore di frequenza regolando la differenza di pressione nella rete sull'utilizzatore [F3]

5.5.4 Regolazione della portata nel ritorno

Questo tipo di regolazione misura la portata, rispettivamente le variazioni della portata nel ritorno e regola la velocità di rotazione della pompa di circolazione per mezzo di un convertitore di frequenza (cfr. capitolo «8.5 Comando e regolazione»). Le esperienze pratiche realizzate con questo tipo di sistema sono ancora poche; in Svizzera esistono solo alcuni impianti di questo tipo che sono stati debitamente controllati e misurati. Il nostro esempio sarebbe naturalmente destinato all'impiego di questo tipo

di regolazione. La figura 5.11 presenta la curva qualitativa del punto d'esercizio sulla curva caratteristica della rete. Con questo sistema di regolazione i costi d'impianto sono sensibilmente minori di quelli di una regolazione della differenza di pressione dipendente dalle misurazioni effettuate nella rete come al capitolo «5.5.3 Regolazione della differenza di pressione nella rete», poiché non è necessario tirare lunghe linee di trasmissione, a causa del fatto che le misurazioni necessarie hanno luogo nella centrale di riscaldamento.

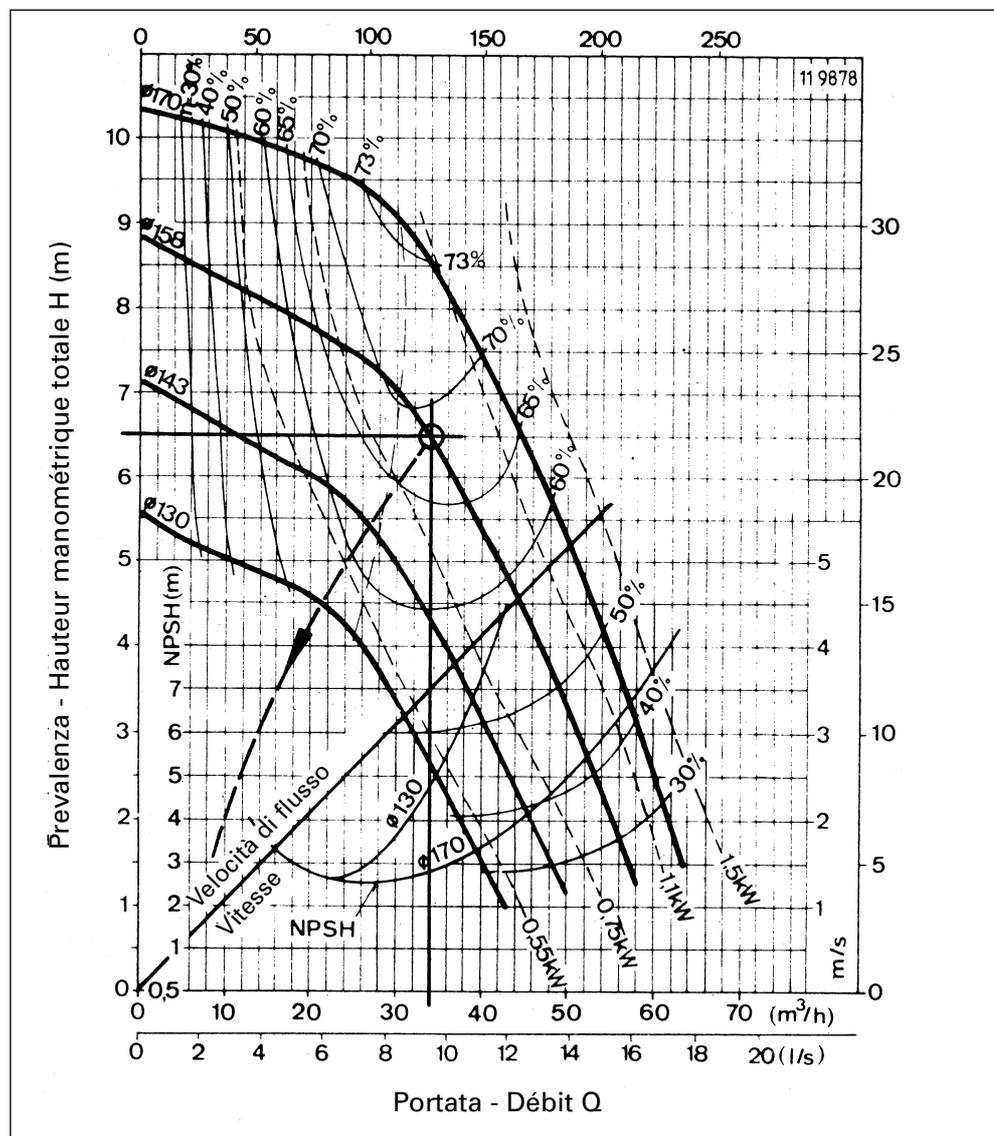


Figura 5.11: comando della velocità di rotazione per mezzo di un convertitore di frequenza con regolazione della portata nella rete nella centrale di riscaldamento (curva qualitativa) [F3]

5.5.5 Splitting delle pompe

Per ragioni concernenti la tecnica di approvvigionamento si dovrebbe poter fare affidamento su una pompa di sostituzione in caso di guasto di una pompa di circolazione. Al posto di una potenza delle pompe di circolazione di 2 volte 100%, come alla figura 5.5, si sarebbe parimenti potuto optare per una potenza di 2 volte 50%, partendo dal presupposto che in periodo di riscaldamento una potenza del 50% sarebbe sufficiente anche in caso di guasto di una delle pompe di circolazione. Lo splitting delle pompe permette quindi di far funzionare una pompa di circolazione in modo costante nel suo punto d'esercizio e di comandare la velocità di rotazione della seconda pompa di circolazione. In tale caso si pone naturalmente il problema di trovare un segnale adeguato per poter comandare la velocità di rotazione, nonché l'inserimento ed il disinserimento della pompa di

sostegno in caso di una punta di carico.

Nella figura 5.12 è rappresentata una regolazione della differenza di pressione costante nella prima derivazione delle tubazioni a distanza (secondo la figura 5.5) utilizzando una doppia pompa inline. La curva caratteristica dell'impianto è leggermente troppo ripida per l'impiego di questa doppia pompa. Il settore di regolazione della pompa di sostegno in caso di punta di carico varia quindi solo tra l'85 ed il 100% della velocità di rotazione nominale. Sarebbe preferibile una curva caratteristica un poco più piatta. Sulla base del consumo di energia elettrica, delle possibilità di regolazione e del debole investimento necessario, nel nostro esempio apparirebbe come ideale la soluzione consistente nell'impiego di una doppia pompa inline secondo la figura 5.12.

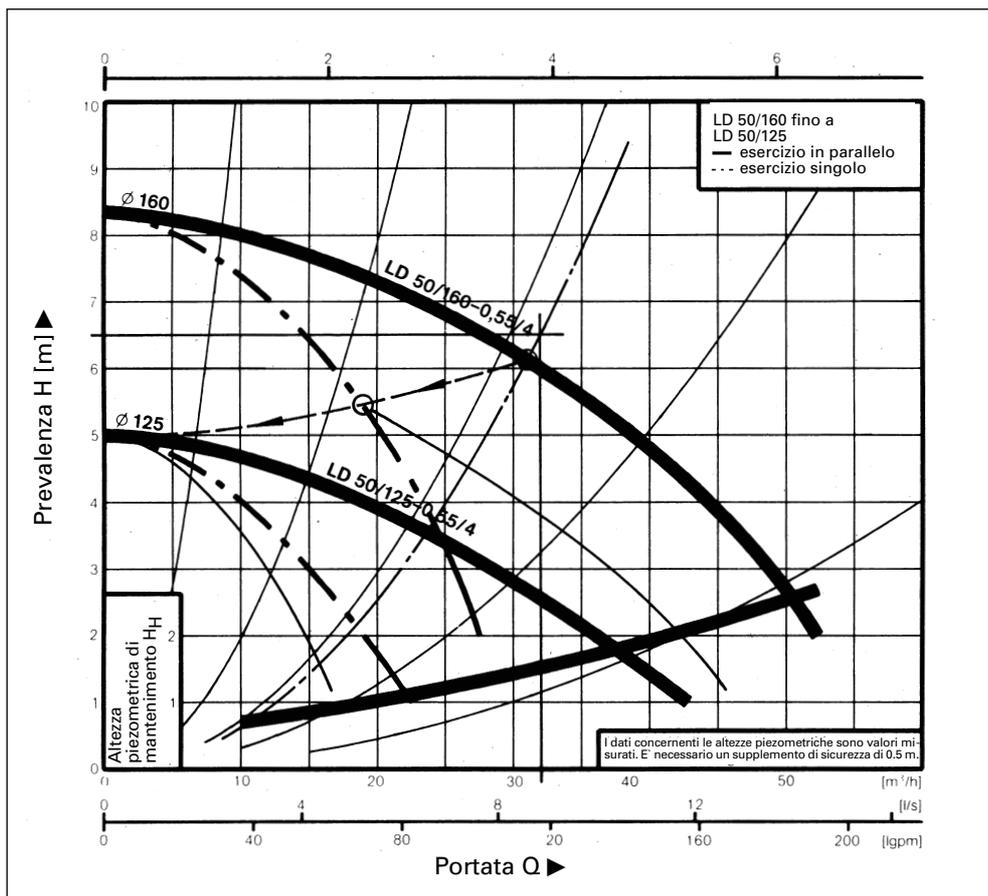


Figura 5.12: regolazione della portata in funzione del fabbisogno per mezzo di una doppia pompa inline [F1]

5.6 Paragone delle caratteristiche

Il consumo di energia elettrica delle pompe di circolazione delle tubazioni a distanza è difficile da calcolare, soprattutto quando l'esercizio dipende dal fabbisogno (comando della velocità di rotazione), come nel nostro esempio. Rispetto ad un esercizio costante, la riduzione del consumo di energia elettrica dipende soprattutto da influssi esterni (calore interno, irradiazione solare, consumo di acqua calda, ecc.). Se la pompa non è sovradimensionata il risparmio realizzato rispetto ad un esercizio costante è relativamente modesto. In qualsiasi caso è opportuno essere molto prudenti per quanto concerne i dati rispecchianti i risparmi energetici che figurano nei cataloghi di certi fabbricanti.

Nel nostro esempio è invece interessante eseguire un paragone energetico tra le pompe con funzionamento a secco e le pompe con funzionamento ad umido.

5.6.1 Consumo di energia delle pompe di circolazione per le tubazioni a distanza

Il consumo di energia elettrica di una pompa di circolazione per tubazioni a distanza è calcolato come segue:

$$E_p = P_p \cdot h_a \cdot 3.6 \cdot 10^{-6} \quad \text{GJ/a}$$

E_p consumo di elettricità della pompa di circolazione GJ/a

P_p potenza della pompa di circolazione W

h_a ore di servizio h/a

Pompa con funzionamento a secco

$$E_p = P_p \cdot h_a \cdot 3.6 \cdot 10^{-6}$$

$$= 980 \text{ W} \cdot 5700 \text{ h/a} \cdot 3.6 \cdot 10^{-6} = 20.1 \text{ GJ/a}$$

Pompa con funzionamento ad umido

$$E_p = P_p \cdot h_a \cdot 3.6 \cdot 10^{-6}$$

$$= 1535 \text{ W} \cdot 5700 \text{ h/a} \cdot 3.6 \cdot 10^{-6} = 31.5 \text{ GJ/a}$$

Nel caso di un esercizio teoricamente costante nel punto d'esercizio nominale delle pompe di circolazione, dai calcoli risulta che il consumo di energia elettrica della pompa con funzionamento ad umido è superiore del **43%** a quello della pompa con funzionamento a secco. Per una tariffa di fr. 0.16/kWh ciò corrisponde approssimativamente ad una spesa supplementare di **fr. 507.–** all'anno.

5.7 Concetto di misurazione

Per quanto concerne questo impianto il rilevamento mensile dei dati seguenti ha dato buona prova di sé:

- consumo di nafta
- ore di servizio del bruciatore
- temperatura dei gas di scarico della caldaia
- consumo di calore dopo la caldaia e nelle sottostazioni decentralizzate
- differenze di temperatura tra l'andata ed il ritorno
- ore di servizio e velocità di rotazione delle pompe di circolazione
- consumo d'energia elettrica della centrale di riscaldamento.

Sulla base di questi dati e delle osservazioni eseguite è stato possibile ottimizzare l'impianto. Al momento della sostituzione della caldaia si conosceva ad esempio la potenza calorifica necessaria. Basandosi sul concetto d'esercizio progettato si sa parimenti oggi che le pompe di circolazione sono sovradimensionate e ciò soprattutto per i motivi seguenti:

- sopravvalutazione della simultaneità del fabbisogno calorifico nei diversi edifici
- perdite dovute al raffreddamento delle tubazioni a distanza assai più deboli di quelle calcolate inizialmente
- durante il riscaldamento degli accumulatori dell'acqua calda il riscaldamento dei locali può senz'altro essere interrotto per due ore
- sopravvalutazione della sicurezza di approvvigionamento.

Si procederà quindi prossimamente alla sostituzione delle pompe di circolazione.

5.8 Conclusioni concernenti i grandi impianti

- Creare condizioni idrauliche chiaramente definite.
- Analizzare con spirito critico le esigenze richieste nel settore della tecnica di approvvigionamento e della tecnica di sicurezza.
- Analizzare molto attentamente il concetto d'esercizio.
- Rispettare l'autorità delle diverse valvole.
- Utilizzare pompe con funzionamento a secco.
- Determinare in modo esatto l'impiego del sistema di comando della velocità di rotazione.
- Non può affatto funzionare senza un'equilibratura e senza un concetto di misurazione.
- Consultare i fabbricanti per quanto concerne i risparmi di elettricità previsti.

6. Impianti speciali

6.1	Impianti frigoriferi	66
6.1.1	Impianti ad acqua fredda	67
6.1.2	Impianti ad acqua refrigerata	68
<hr/>		
6.2	Impianti di ricupero del calore	69
6.2.1	Calcolo della rete delle tubazioni	69
6.2.2	Scelta della pompa di circolazione	70
6.2.3	Comando e regolazione	71
<hr/>		
6.3	Impianti di produzione dell'acqua calda	71
6.3.1	Calcolo della rete delle tubazioni	71
6.3.2	Scelta della pompa di circolazione	72
6.3.3	Comando e regolazione	72

6. Impianti speciali

Come l'abbiamo descritto nei capitoli precedenti le pompe di circolazione vengono utilizzate soprattutto negli impianti di riscaldamento. Nel presente capitolo ci occuperemo quindi di alcune esigenze fondamentali e diverse per quanto concerne il dimensionamento e la scelta delle pompe di circolazione per altri tipi d'impianti.

6.1 Impianti frigoriferi

Gli impianti frigoriferi sono necessari soprattutto negli edifici del settore terziario (uffici, vendita, ecc.) che necessitano del freddo per la climatizzazione. In generale non si annette importanza particolare al consumo di energia elettrica delle pompe di circolazione degli

impianti frigoriferi negli edifici anche se la loro potenza può essere abbastanza elevata. Le ore di servizio d'impianti frigoriferi e, di conseguenza, delle loro pompe di circolazione (eccezion fatta per il freddo di processo degli impianti EED) sono certamente molto meno numerose (circa 800 h/a per l'Altipiano), qualora si faccia un paragone con gli impianti di riscaldamento. Il consumo di energia elettrica delle pompe di circolazione degli impianti frigoriferi può tuttavia costituire una quota importante del consumo globale di un edificio, anche se esso rimane insignificante sul piano nazionale.

La figura 6.1 paragona il consumo di energia elettrica delle pompe di circolazione degli impianti frigoriferi e quello degli impianti di riscaldamento in 4 edifici diversi secondo [1].

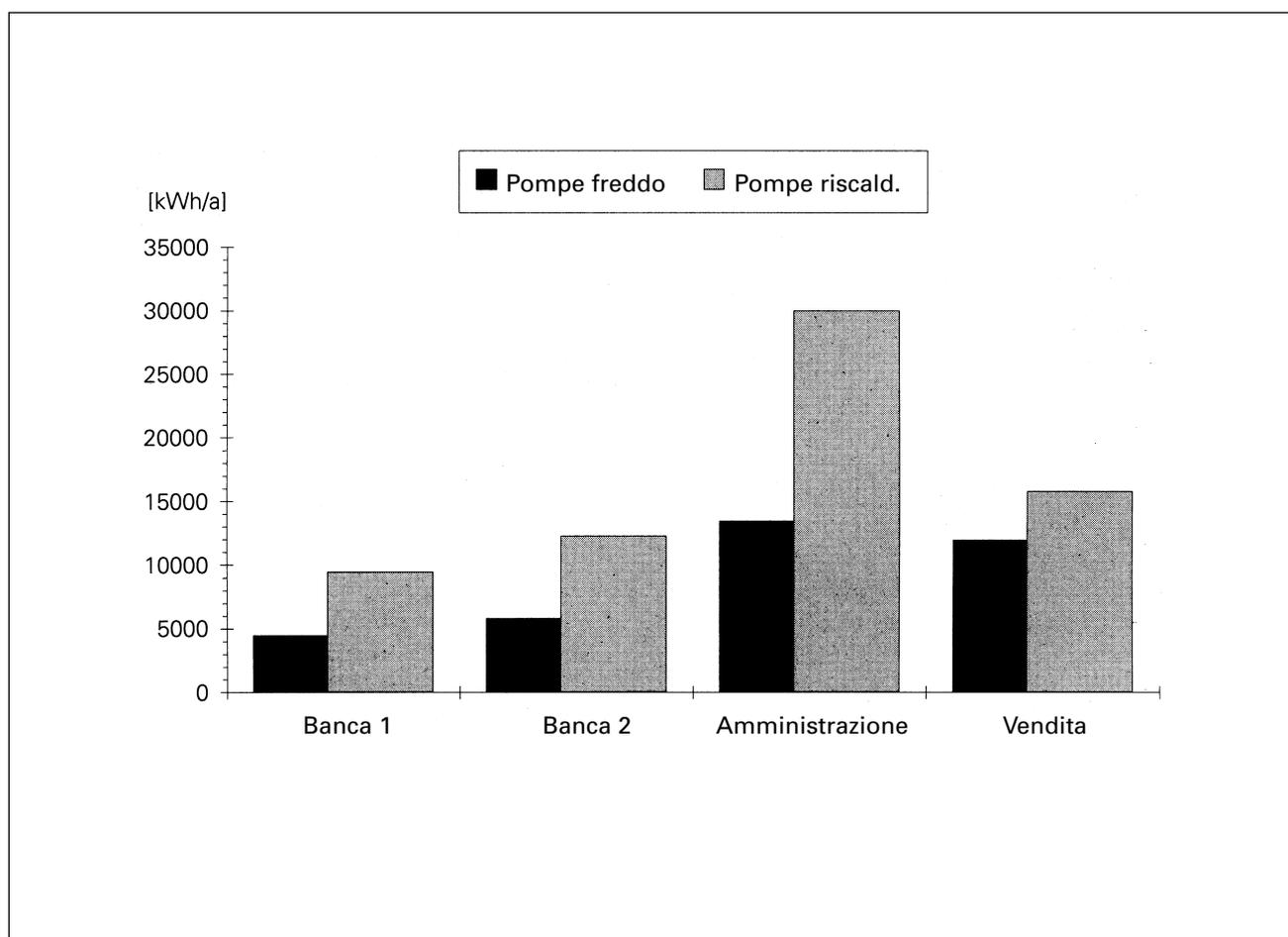


Figura 6.1: paragone del consumo di energia elettrica delle pompe di circolazione degli impianti frigoriferi e quello degli impianti di riscaldamento in 4 edifici diversi secondo [1]

6.1.1 Impianti ad acqua fredda

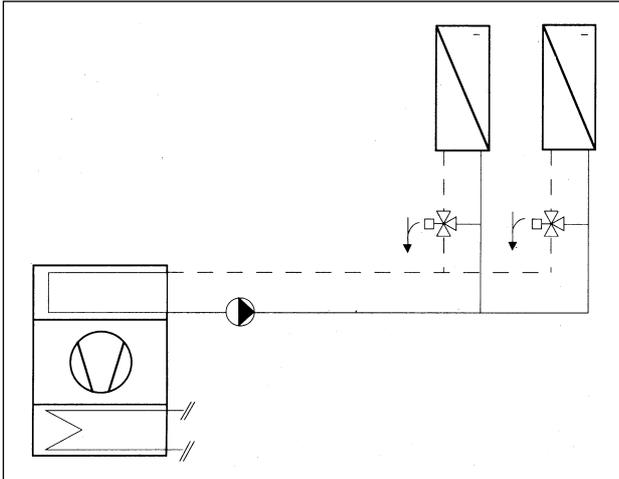


Figura 6.2: rappresentazione schematica di un impianto ad acqua fredda

Calcolo della rete delle tubazioni

La procedura per il dimensionamento della pompa di circolazione degli impianti ad acqua fredda è analoga a quella utilizzata per gli impianti di riscaldamento. Valgono inoltre le stesse relazioni del settore della tecnica dei fluidi. Negli impianti ad acqua fredda, tuttavia, diversamente di quanto avviene negli impianti di riscaldamento, la differenza di temperatura tra l'andata ed il ritorno è molto minore ($\Delta T = 5$ a 7 K), ciò che causa portate maggiori. Per motivi energetici e di tecnica di regolazione si farà in modo che le perdite per attrito siano le minime possibili, grazie ad un dimensionamento generoso delle tubazioni. Le resistenze specifiche di attrito nei tubi, indicate negli esempi d'impianti, negli impianti frigoriferi possono tuttavia creare la necessità di diametri dei tubi troppo grandi e, di conseguenza, costosi. Di caso in caso deve quindi aver luogo un'ottimizzazione. I vantaggi procurati dalle reti con deboli perdite di pressione restano naturalmente validi anche per gli impianti frigoriferi. Negli impianti ad acqua fredda le perdite di pressione specifiche nelle tubazioni sono leggermente superiori a quelle degli impianti di riscaldamento e ciò a causa di una maggior viscosità.

È pure indispensabile calcolare la rete delle tubazioni di un impianto frigorifero. Per gli impianti frigoriferi di potenza elevata è assolutamente necessario ottimizzare le perdite

di pressione specifiche ed il dimensionamento delle tubazioni.

Negli impianti che utilizzano un additivo (ad es. glicole) per il dimensionamento della pompa di circolazione occorrerà tener conto di diversi fattori di correzione sulla base del cambiamento della viscosità. La procedura esatta è descritta nel capitolo «6.2 Impianti di ricupero del calore».

Scelta della pompa di circolazione

Per potenze installate superiori a 200 W si darà la preferenza a pompe di circolazione con funzionamento a secco (pompe inline) e non a quelle con funzionamento ad umido. Si terrà inoltre conto delle specificazioni concernenti i materiali delle pompe di circolazione per gli impianti ad acqua fredda descritti nella documentazione del fabbricante.

Comando e regolazione

Il metodo più semplice per realizzare risparmi sulle spese d'esercizio consiste nel far dipendere l'inserimento/il disinserimento delle pompe di circolazione dal fabbisogno effettivo. Per motivi concernenti la tecnica di approvvigionamento e di sicurezza si utilizzano frequentemente parecchie pompe di circolazione. In questo caso è offerta la possibilità dello splitting delle pompe, ciò che permette di prevedere una regolazione della portata dipendente dal fabbisogno effettivo (figura 6.3).

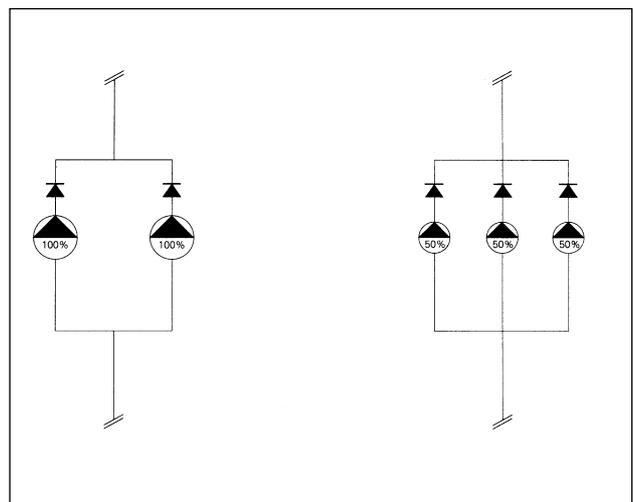


Figura 6.3: invece d'installare 2 volte una potenza delle pompe del 100%, per motivi tecnici di sicurezza e di approvvigionamento è possibile ridurre la portata e, di conseguenza, il consumo di energia elettrica, ripartendo la potenza su 2 o 3 volte 50%

Per gli impianti frigoriferi valgono inoltre le possibilità di comando e di regolazione descritte nel capitolo «8.5 Comando e regolazione».

6.1.2 Impianti ad acqua refrigerata

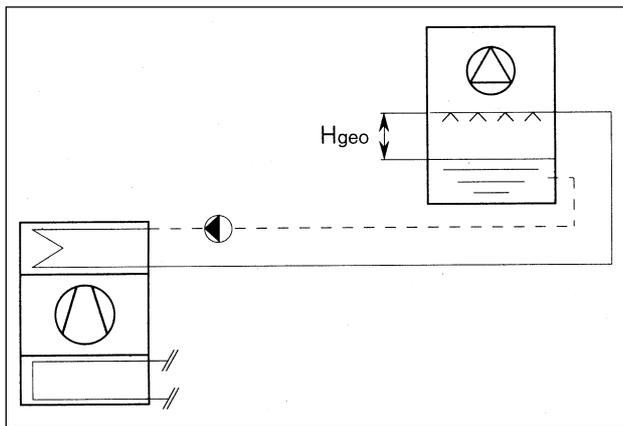


Figura 6.4: rappresentazione schematica di un impianto ad acqua refrigerata

Calcolo della rete delle tubazioni

Negli impianti ad acqua refrigerata aperti secondo la figura 6.4, si terrà conto, contrariamente a quanto avviene nei circuiti chiusi, del dislivello geodetico, giacché gli impianti sono soggetti alla pressione atmosferica. La differenza di livello supplementare sarà superata dalla pompa di circolazione e della stessa occorrerà tener conto nel calcolo della rete delle tubazioni.

Sceita della pompa di circolazione

Poiché la curva caratteristica dell'impianto non passa più dal punto 0 della pressione di mandata (influsso del dislivello geodetico), occorrerà tener conto in modo speciale della curva caratteristica della pompa e, di conseguenza, del suo punto d'esercizio al momento della scelta della pompa di circolazione. Le modificazioni della curva caratteristica della pompa, imputabili ad esempio ad una pompa di dimensioni minori, ad un circuito a cascata, ecc. si fanno sentire maggiormente che non negli impianti a circuito chiuso (figura 6.5). Occorrerà quindi procedere ad un'analisi molto accurata dei tipi d'esercizio possibili.

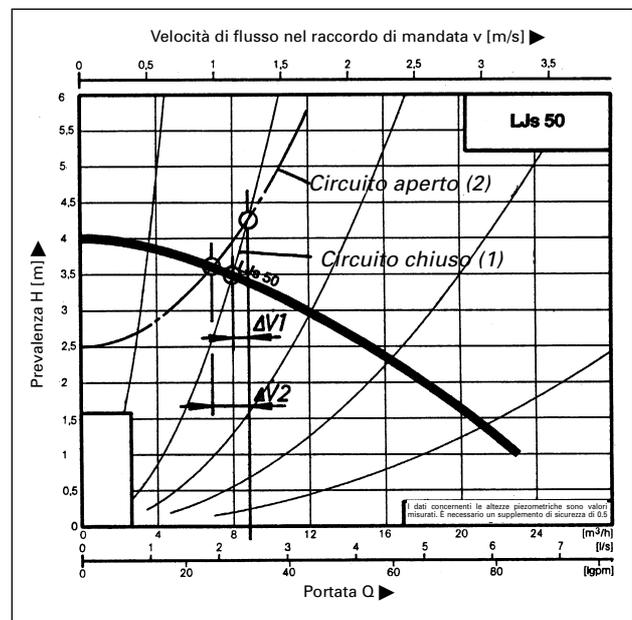


Figura 6.5: modificazione della portata con circuiti aperti in paragone con quelli chiusi

6.2 Impianti di recupero del calore

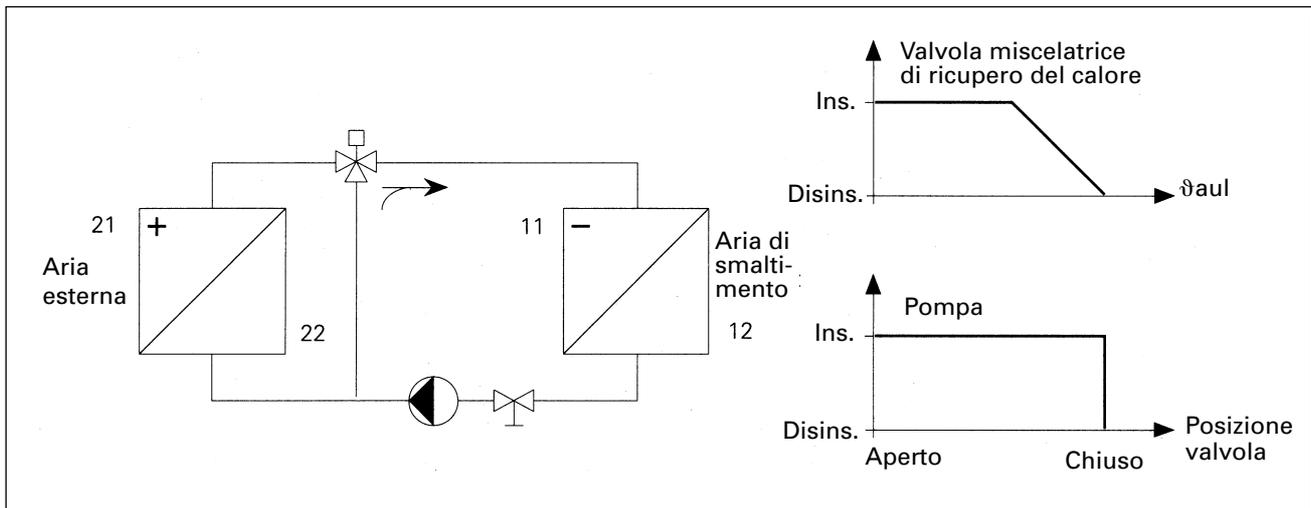


Figura 6.6: rappresentazione schematica di un impianto di recupero del calore con un mezzo termovettore

Se in un impianto di ventilazione i canali dell'aria esterna e quelli dell'aria di smaltimento sono lontani l'uno dall'altro, per il recupero del calore si utilizza un sistema con un mezzo termovettore secondo la figura 6.6. Il circuito idraulico deve essere tale da garantire una portata costante attraverso lo scambiatore di calore. Onde evitare la formazione di acqua di condensazione ed il rischio di gelo, la valvola di regolazione e la pompa di circolazione dovranno essere installate nel settore più caldo del mezzo termovettore. A seconda del punto d'inserimento dell'organo di regolazione ciò richiede l'impiego di una valvola miscelatrice o di distribuzione. Gli scambiatori di calore dovranno inoltre essere raccordati secondo il principio di controcorrente (grado di trasmissione del calore migliorato).

6.2.1 Calcolo della rete delle tubazioni

Per la determinazione della pressione di mandata e della portata valgono le stesse direttive applicabili agli impianti di riscaldamento. È estremamente importante un dimensionamento esatto della portata del mezzo termovettore, poiché da tale dimensionamento dipende l'indice di recupero del calore e , di conseguenza Φ , il guadagno d'energia. Il flusso di massa del mezzo termovettore deve perciò essere accordato esattamente ai flussi di massa dell'aria. Se il flusso di massa del mezzo termovettore è dimensionato troppo ampiamente, la differenza di temperatura diminuisce e si riduce di conseguenza anche la capacità di trasmissione del calore (superficie costante degli scambiatori di calore).

6.2.2 Scelta della pompa di circolazione

Per il dimensionamento e la scelta della pompa di circolazione si deve tener conto dell'influsso della percentuale di glicole. Il rapporto di mescolanza dipende dal concetto dell'impianto (temperature di dimensionamento) e dai dati forniti dal fabbricante. Come lo si può notare nella figura 6.7 la viscosità aumenta con l'aumento della percentuale di glicole.

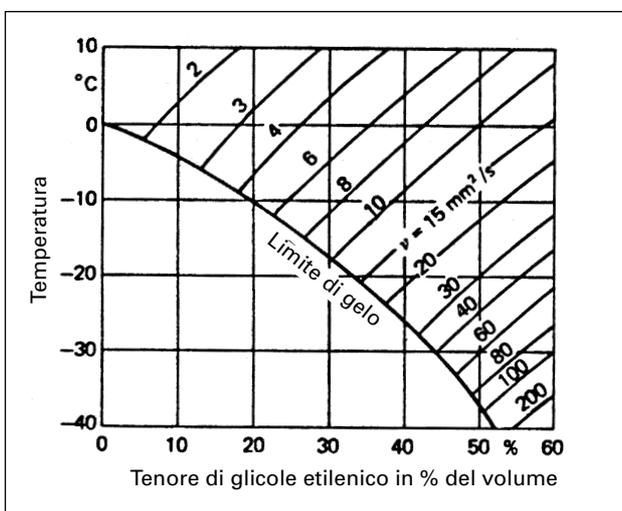


Figura 6.7: miscela di glicole etilenico/acqua, limite di gelo e viscosità cinematica secondo [4]

La pressione di mandata e la portata vengono corrette per mezzo di fattori di correzione corrispondenti. Questi fattori di correzione sono determinati in funzione della concentrazione di glicole (figura 6.8). È indispensabile determinare in modo molto esatto i fattori di correzione. Se possibile occorre evitare i supplementi di sicurezza, giacché essi sfociano in un sovradimensionamento della pompa di circolazione, nonché negli inconvenienti summenzionati.

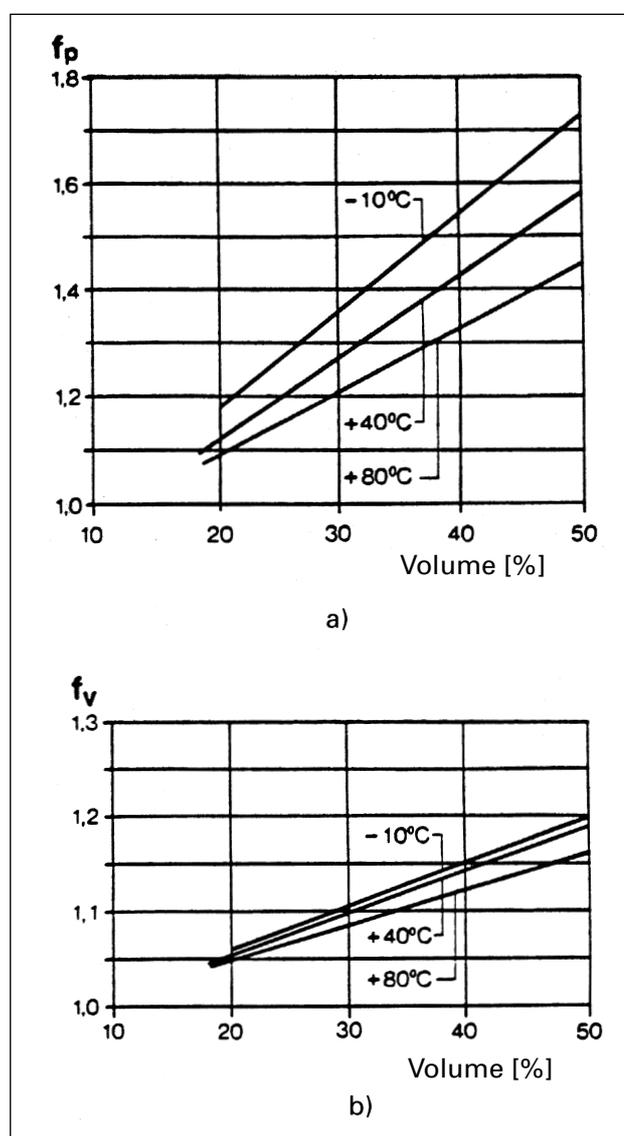


Figura 6.8: fattori di correzione per a) pressione di mandata e b) portata in funzione della percentuale di glicole [5]

Per eseguire il dimensionamento è assolutamente indispensabile utilizzare le tabelle fornite dal fabbricante. L'influsso sugli organi di regolazione è normalmente trascurabile. In caso di dubbio si raccomanda di contattare il fabbricante.

I dati ottenuti con il metodo di dimensionamento convenzionale saranno moltiplicati per i fattori di correzione corrispondenti ed utilizzati per la scelta della pompa di circolazione.

Correzione della pressione di mandata $\Delta p_{\text{eff}} = f_p \cdot \Delta p_w$ Pa

Correzione della portata $V_{\text{eff}} = f_v \cdot \dot{V}_w$ m³/h

f_p fattore di correzione della pressione di mandata

f_v fattore di correzione della portata

6.2.3 Comando e regolazione

La pompa di circolazione deve essere in esercizio soltanto allorché sia necessaria una trasmissione di calore. Quale segnale d'inserimento e di disinserimento si utilizzerà ad esempio la posizione della valvola.

6.3 Impianti di produzione dell'acqua calda

Nel caso di produzione centralizzata d'acqua calda, l'acqua si raffredda quando stagna nella rete di distribuzione. Nei grandi edifici e con un consumo elevato d'acqua calda, quest'ultima circolerà perciò in una tubazione di circolazione onde averne sempre a disposizione nei differenti punti di presa dell'acqua. Pompe di circolazione speciali vengono utilizzate per garantire la

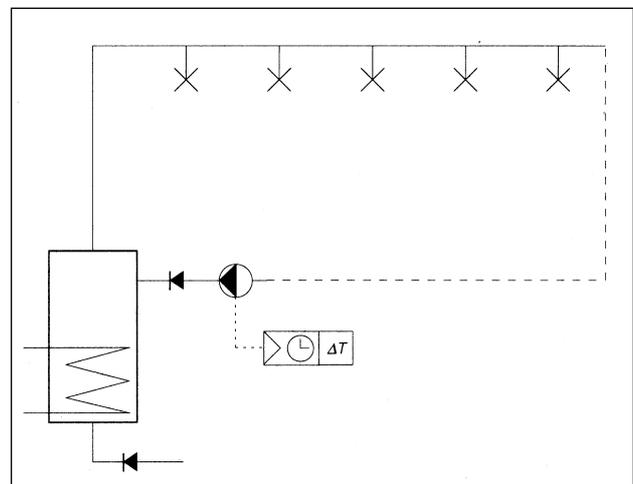


Figura 6.9: sistema per la produzione di acqua calda con circolazione

circolazione.

6.3.1 Calcolo della rete delle tubazioni

Partendo dalle perdite termiche della rete delle tubazioni è possibile calcolare la portata necessaria per la circolazione dell'acqua calda. Mediante una formula empirica la portata della pompa di circolazione può essere valutata come

$$\dot{V} \approx 3 \cdot V_R \quad \text{m}^3/\text{h}$$

\dot{V} portata della pompa di circolazione m³/h

V_R contenuto di acqua dell'insieme della rete delle tubazioni m³

3 valore empirico h⁻¹

segue secondo [4] e [6]:

Secondo le esperienze fatte la portata corrisponde approssimativamente al triplo del

contenuto d'acqua della condotta di andata e di ritorno. Partendo da questi dati si può quindi calcolare la velocità di flusso e la perdita di pressione specifica. Quale valore indicativo la perdita di pressione specifica sarà < 50 Pa/m. Il calcolo della perdita di pressione avviene secondo i medesimi principi del calcolo della rete delle tubazioni per gli impianti di riscaldamento (cfr. capitolo «8.2 Calcolo della rete delle tubazioni»).

6.3.2 Scelta della pompa di circolazione

Al contrario degli impianti di riscaldamento gli impianti per la produzione di acqua calda sono alimentati costantemente con acqua fresca. Ciò aumenta il rischio di corrosione e d'incrostazioni a causa delle impurità contenute nell'acqua. Il tipo e la quantità di tali impurità hanno quindi un ruolo importante. Si dovrà evitare soprattutto la formazione d'incrostazioni nella pompa di circolazione. Ciò richiede, contrariamente a quanto necessario per le pompe di circolazione convenzionali degli impianti di riscaldamento, una tenuta stagna particolare tra la pompa ed il motore. Per gli impianti di produzione dell'acqua calda si utilizzeranno quindi esclusivamente pompe di circolazione a ciò destinate conformemente alla documentazione fornita dal fabbricante.

La scelta della pompa di circolazione avviene sulla base del calcolo della rete delle tubazioni e delle indicazioni relative alla portata ed alla pressione di mandata.

6.3.3 Comando e regolazione

È razionale far dipendere il comando della pompa di circolazione da un temporizzatore e/o dalla temperatura di ritorno dell'acqua calda (cfr. figura 6.10). La pompa di circolazione funzionerà soltanto quando l'acqua calda è veramente necessaria. Il temporizzatore permetterà di disinserire la pompa almeno durante la notte (e durante il fine settimana). Se il consumo d'acqua calda è importante (prelevamenti frequenti), in certi casi è possibile rinunciare ad una pompa di circolazione. È pure possibile prevedere un comando intermittente cosicché la pompa di circolazione sarà alternativamente inserita due minuti e disinserita dieci minuti.

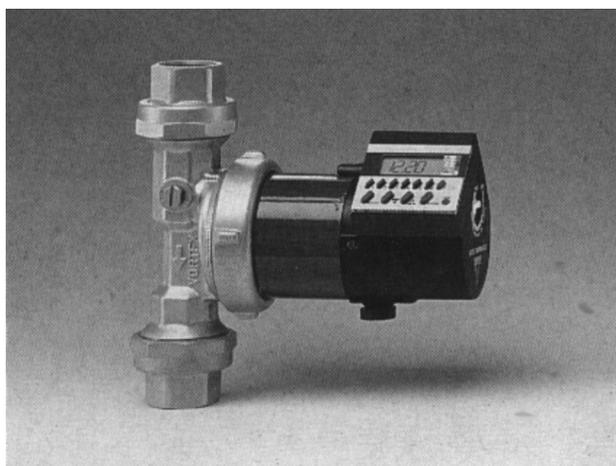


Figura 6.10: pompa di circolazione con comando d'inserimento e di disinserimento dipendente dalla temperatura di ritorno, nonché dal temporizzatore di comando [F7]

7. Messa in esercizio, cura e manutenzione

7.1	Pompa di circolazione	74
7.1.1	Punto d'esercizio	74
7.1.2	Impurità	74
7.1.3	Corrosione	74
7.1.4	Cavitazione	74
7.1.5	Incrostazioni	75
7.1.6	Antigelo nei sistemi di riscaldamento	75
7.1.7	Inibitori	75
<hr/>		
7.2	Organi di comando e di regolazione	75

7. Messa in esercizio, cura e manutenzione

Per la messa in esercizio, la cura e la manutenzione degli impianti qui di seguito si presterà particolare riguardo alla pompa di circolazione ed agli organi di comando e di regolazione.

Un esercizio perfetto costituisce un presupposto basilare di un funzionamento senza problemi. I problemi, gli errori, gli apparecchi difettosi, ecc. possono così essere riconosciuti e corretti tempestivamente. Al momento della messa in esercizio l'impianto sarà regolato conformemente al concetto di misurazione ed i dati dell'impianto devono essere rilevati. Di grande utilità è una documentazione ampia concernente i dati dell'impianto allestita dal servizio tecnico responsabile. Ciò permette un'ottimizzazione a lunga scadenza dell'impianto. Dopo una revisione dell'impianto i valori di regolazione saranno rapidamente a disposizione ed in caso di un rinnovamento ulteriore tali valori potranno rivelarsi molto preziosi.

7.1 Pompa di circolazione

Prima della messa in esercizio della pompa l'impianto dovrà essere accuratamente sciacquato, riempito e spurgato. Di regola uno spurgo del vano del rotore della pompa avviene automaticamente già dopo alcuni minuti di funzionamento. Un breve funzionamento a secco non causa danni alla pompa. Devono essere controllati i punti seguenti: è stato rispettato il senso del flusso? La velocità di rotazione è quella esatta? Sono state eseguite le regolazioni preliminari del relè termico? È stato controllato il senso di rotazione della pompa? In questo contesto si confrontino inoltre le liste di controllo per i guasti fornite dal fabbricante, nonché il riferimento [16].

Per la manutenzione e la cura delle pompe di circolazione oggi non è necessario fare grandi distinzioni tra i diversi tipi di pompe di circolazione (pompe con funzionamento ad umido, pompe inline e pompe a zoccolo). Per l'ottimizzazione a lunga scadenza e la sostituzione della pompa di circolazione, in quest'ambito è di grande aiuto la tenuta di verbali con le temperature di andata e di ritorno, le differenze di pressione, nonché la temperatura esterna corrispondente.

- In generale le pompe con funzionamento ad umido non richiedono alcuna manutenzione.
- Con le pompe inline e le pompe a zoccolo sarà necessario controllare regolarmente le

guarnizioni delle pompe, onde scoprire tempestivamente l'insorgere di eventuali problemi (scadenze diverse nella consegna delle pompe).

Un servizio di cura e di manutenzione è generalmente necessario quando si manifesta uno dei problemi seguenti.

7.1.1 Punto d'esercizio

Il punto d'esercizio scelto, rispettivamente tutti i punti d'esercizio che si regolano durante il funzionamento devono trovarsi nel campo della curva caratteristica della pompa definita dal fabbricante. Al momento della scelta del punto d'esercizio si terrà conto in primo luogo del fatto che la curva caratteristica dell'impianto è più piatta di quella calcolata e in secondo luogo del fatto che numerosi impianti funzionano con portate variabili. Se non si tiene conto di questi fattori, saranno in particolare le pompe di grandi dimensioni ad essere sovraccaricate e ad invecchiare molto più rapidamente.

7.1.2 Impurità

Secondo [22] le prime ore d'esercizio sono quelle determinanti per la durata di vita di un impianto e dei suoi componenti, ossia delle pompe di circolazione, delle valvole termostatiche, dei sensori, ecc. Qualora si trascuri di sciacquare con cura l'impianto dall'alto verso il basso prima del primo riempimento, nonché di eliminare i residui d'olio e di disossidare e di passivare tutte le superfici, ci si potrà aspettare l'insorgere rapido dei primi guasti.

7.1.3 Corrosione

La prima misura da adottare consiste soprattutto nell'evitare l'infiltrazione di ossigeno nel sistema. L'ossigeno vi si può infiltrare attraverso diverse vie, ossia:

- sovrappressione insufficiente nel sistema
- membrana non impermeabile del vaso d'espansione
- vaso d'espansione aperto
- rabbocchi importanti
- velocità di flusso elevate (effetto d'iniezione attraverso le guarnizioni)
- diffusione di ossigeno ad es. attraverso le tubazioni di materia sintetica ed i giunti a tenuta stagna.

7.1.4 Cavitazione

In caso di cattiva sistemazione del vaso d'espansione (sul lato sottoposto a pressione) oppure se la sovrappressione nel sistema è insufficiente, la pressione statica può abbassarsi a tal punto che può insorgere una formazione di gas nelle tubazioni e soprattutto nella pompa. In tali condizioni di funzionamento la distruzione della pompa può avvenire entro poche ore.

7.1.5 Incrostazioni

Negli impianti a bassa temperatura (< 50°C) occorre prevedere una formazione importante d'incrostazioni nella pompa poiché la temperatura dell'acqua di riscaldamento supera i 60°C soltanto nella pompa. A tale inconveniente è possibile rimediare montando la pompa di circolazione nel ritorno.

7.1.6 Antigelo nei sistemi di riscaldamento

Con la maggior parte delle soluzioni utilizzate di acqua/glicole il volume del vaso d'espansione potrà essere scelto con un aumento di dimensioni del 25% circa. Le soluzioni acqua/glicole presentano una minor tensione superficiale. È questo il motivo per cui esse sono «più liquide» dell'acqua pura, ossia i giunti che hanno ancora una tenuta stagna all'acqua possono presentare perdite nel caso d'impiego di tali soluzioni.

7.1.7 Inibitori

Occorre prestare la massima attenzione nel caso d'impiego d'inibitori (prodotti chimici tossici) per legare l'ossigeno. Qualora si preveda di usare tali prodotti è opportuno discuterne con uno specialista qualificato. In tale caso occorre parimenti fare in modo che la composizione dell'acqua di riscaldamento non venga modificata durante l'esercizio, ossia dovrebbe essere concluso un contratto di manutenzione.

7.2 Organi di comando e di regolazione

Per la messa in esercizio è opportuno procedere per tappe. Le singole tappe potrebbero essere le

seguenti:

- tutte le parti dell'impianto idraulico e dell'impianto elettrico sono completamente terminate?
- Tutti gli organi di regolazione si trovano nella posizione prevista?
- Regolare conformemente al dimensionamento tutti i valori determinanti per la regolazione della pompa, ad es. la differenza di pressione.
- Mettere in servizio le regolazioni delle pompe con la collaborazione di uno specialista del settore e verificare le singole funzioni (simulando eventualmente un carico parziale).
- Controllare una dopo l'altra le funzioni di tutti gli altri circuiti di regolazione.

Gli apparecchi usuali non richiedono oggi praticamente alcuna manutenzione. Sarà necessario rispettare le indicazioni fornite dal fabbricante per quanto concerne l'ubicazione degli apparecchi (calore emesso, ad es. dai convertitori di frequenza). Siamo costretti a sottolineare ancora una volta che i verbali con tutti i valori dei regolatori, dei sensori, degli organi d'equilibratura, ecc. costituiscono strumenti estremamente preziosi nell'ambito dei lavori di manutenzione. In caso di guasti vengono spesso modificate le regolazioni (si «ritocca» qua e là) e allorché lo specialista giunge sul posto nessuno è in grado di dire quale fosse la situazione iniziale. Tali verbali o liste dei valori di regolazione sono parimenti molto preziosi allorché si tratta di procedere ad un'ottimizzazione a lunga scadenza. Le funzioni seguenti degli apparecchi di comando e di regolazione dovranno parimenti essere verificate regolarmente:

- i temporizzatori sono programmati correttamente, ivi compresa la commutazione dell'ora estiva/invernale?
- Tutti i valori sono stati regolati in modo esatto e conformemente ai verbali?
- L'apparecchio di regolazione inserisce e disinserisce la pompa di circolazione in modo corretto a seconda del fabbisogno calorifico?
- Il sistema d'inserimento/di disinserimento desiderato per la pompa di circolazione funziona correttamente?
- Il dispositivo d'avviamento delle pompe di circolazione funziona correttamente?
- Il punto d'esercizio delle pompe di circolazione con comando della velocità di rotazione varia veramente mediante una messa a punto del regolatore oppure il suo valore è troppo elevato?

8. Nozioni fondamentali

8.1	Nozioni d'idraulica	78
8.1.1	Circuiti idraulici fondamentali	78
8.1.2	Distributore	79
8.1.3	Bibliografia	81
<hr/>		
8.2	Calcolo della rete delle tubazioni	81
8.2.1	Resistenze in una rete di tubazioni	82
8.2.2	Influssi della forza di gravità	89
8.2.3	Comportamento all'avviamento delle reti idrauliche equilibrate	89
8.2.4	Perdite per raffreddamento nelle tubazioni	90
8.2.5	Procedimento di calcolo per i risanamenti	90
8.2.6	Conclusioni	93
<hr/>		
8.3	Equilibratura idraulica	94
<hr/>		
8.4	Pompa di circolazione	94
8.4.1	Tipi di pompe	94
8.4.2	Curva caratteristica delle pompe	97
8.4.3	Potenza e rendimento	100
8.4.4	Scelta della pompa di circolazione	104
<hr/>		
8.5	Comando e regolazione	107
8.5.1	Correlazioni fondamentali	107
8.5.2	Sistemi di comando e di regolazione	108
8.5.3	Grandezze di comando	108
8.5.4	Regolatore della potenza	115

8. Nozioni fondamentali

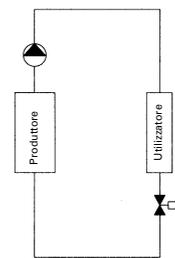
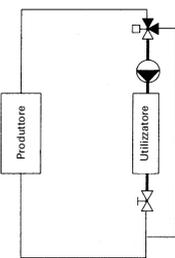
8.1 Nozioni d'idraulica

Il circuito idraulico costituisce l'elemento essenziale degli impianti di riscaldamento, di refrigerazione e di ventilazione. Tale circuito (schema idraulico di principio) stabilisce inoltre in modo ampio il funzionamento dell'impianto, costituendo così una «descrizione funzionale» schematica dell'impianto. La scelta corretta di tale circuito costituisce la condizione decisiva indispensabile per un esercizio ottimale dal punto di vista funzionale ed energetico. Contrariamente a quanto avviene nei vecchi impianti, gli impianti moderni sono caratterizzati da portate variabili (valvole termostatiche, valvole passanti, ecc.) nella rete. I moderni sistemi di produzione del calore (pompe di calore, sistemi di recupero del calore, caldaie a condensazione, ecc.) esigono temperature di ritorno che siano le minime possibili e, di conseguenza, differenze di temperature massime possibili tra l'andata ed il ritorno. Sono proprio queste condizioni che causano molti problemi nell'esercizio degli impianti.

In un sistema idraulico la pompa di circolazione riveste sempre un ruolo importante come «motore di azionamento». Soprattutto negli impianti recenti la scelta corretta della pompa di circolazione è determinante per quanto concerne il buon funzionamento dell'impianto stesso. Con gli impianti a portata variabile la curva caratteristica della rete varia in funzione della posizione dell'organo di regolazione e con la stessa anche il punto d'esercizio sulla curva caratteristica della pompa. Con gli impianti ad accumulazione ed a recupero del calore, le portate calcolate e, di conseguenza, le differenze di temperatura necessarie devono essere rispettate affinché l'impianto funzioni in modo corretto. La pompa di circolazione ed il circuito idraulico devono conseguentemente essere perfettamente adattati l'una all'altro.

8.1.1 Circuiti idraulici fondamentali

La figura 8.1 presenta in modo sinottico i quattro circuiti idraulici principali e fondamentali utilizzati generalmente fino ad oggi.

Circuito idraulico	Descrizione
<p>Circuito a strozzamento</p> 	<p>In generale</p> <ul style="list-style-type: none"> - portata variabile - bassa temperatura di ritorno - autorità della valvola ≥ 0.5 <p>Pompa di circolazione</p> <ul style="list-style-type: none"> - curva caratteristica piatta o regolazione della differenza di pressione - deve essere garantita una portata minima <p>Utilizzazione</p> <ul style="list-style-type: none"> - pompe termiche, caldaie a condensazione, accumulatori
<p>Circuito di miscelazione</p> 	<p>In generale</p> <ul style="list-style-type: none"> - portata costante nell'utilizzatore - portata variabile nel produttore - bassa temperatura di ritorno - autorità della valvola ≥ 0.5 <p>Pompa di circolazione</p> <ul style="list-style-type: none"> - curva caratteristica piatta per le valvole termostatiche <p>Utilizzazione</p> <ul style="list-style-type: none"> - pompe di calore, caldaie a condensazione, accumulatori, scambiatori termici ad aria

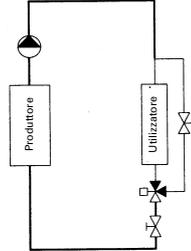
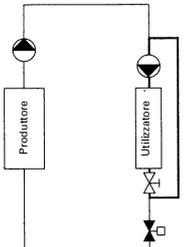
<p>Circuito a rinvio</p> 	<p>In generale</p> <ul style="list-style-type: none"> – portata variabile nell'utilizzatore – portata costante nel produttore – autorità della valvola ≥ 0.5 <p>Pompa di circolazione</p> <ul style="list-style-type: none"> – curva caratteristica piatta o a forte pendenza <p>Utilizzazione</p> <ul style="list-style-type: none"> – recupero del calore, scambiatore termico ad aria
<p>Circuito ad iniezione con valvola passante</p> 	<p>In generale</p> <ul style="list-style-type: none"> – portata costante nell'utilizzatore – portata variabile nel produttore – bassa temperatura di ritorno – autorità della valvola ≥ 0.5 <p>Pompa di circolazione</p> <ul style="list-style-type: none"> – curva caratteristica piatta per la pompa primaria oppure regolazione della differenza di pressione – deve essere garantita una portata minima <p>Utilizzazione</p> <ul style="list-style-type: none"> – pompe di calore, caldaie a condensazione, accumulatori, teleriscaldamento

Figura 8.1: quattro importanti circuiti idraulici

La rappresentazione sinottica è raccomandabile soprattutto allorché si vuole avere una vista d'insieme delle interrelazioni tecniche di regolazione e della delimitazione chiara dei circuiti idraulici. In questa sede non entreremo in ulteriori spiegazioni concernenti il circuito ad iniezione con valvole a tre vie, giacché esso non è più adatto per i sistemi di concezione moderna. La scelta del circuito idraulico dipende soprattutto dai seguenti criteri:

- possibilità di controllo idraulico
- possibilità di controllo tecnico nell'ambito della regolazione
- esigenze concernenti le fasi di ritardo ed i tempi morti (ad es. tempo di riscaldamento)
- tipo e ponderazione di grandezze perturbatrici
- tipo del produttore di calore (ad es. temperature di ritorno ammissibili)
- tipo del sistema di erogazione del calore (ad es. bassa temperatura).

Verranno scelti per principio circuiti idraulici che necessitano del minor numero di pompe

possibile. Occorrerebbe di volta in volta verificare se non sarebbe meglio sostituire parecchie piccole pompe di circolazione (pompe a guaina con cattivo rendimento) con una grande pompa di circolazione (rendimento migliore). Oltre all'obiettivo consistente nel risparmio energetico si darà tuttavia la priorità alla possibilità di controllo dell'insieme dell'impianto in tutti i settori dell'esercizio (i diversi circuiti idraulici non devono esercitare un influsso l'uno sull'altro). Per procedere all'equilibratura idraulica ed alla messa in esercizio il progettista dovrà conoscere le condizioni di portata, di temperatura e di pressione dell'impianto.

8.1.2 Distributore

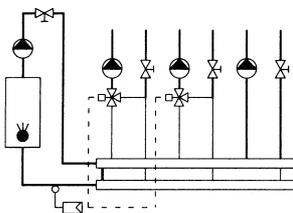
Quando un produttore di calore alimenta parecchi gruppi di utilizzatori (riscaldamento statico, acqua calda, aeroterma, ecc.) essi

saranno collegati ad un distributore comune. Si fa una distinzione tra i distributori senza pompa e quelli muniti di pompa, questi ultimi concepiti quali distributori di pressione oppure come distributori senza pressione. La scelta del tipo di distributore sarà influenzata ampiamente dai

seguenti criteri:

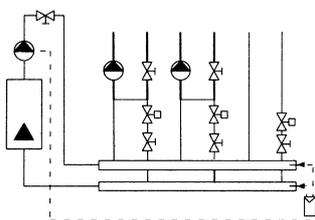
- tipo di gruppi di utilizzatori collegati (ad es. circuito idraulico, livello di temperatura)
- tipo di produttore del calore
- fattori locali (ad es. distanza tra il distributore ed il produttore di calore).

Distributore senza differenza di pressione con pompa primaria



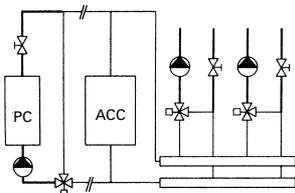
Tipo di distributore che non presenta alcun problema, giacché non esercita un influsso sui circuiti primari e secondari. Oltre ad una pompa primaria ogni gruppo necessita della propria pompa di circolazione. Il by-pass sarà sistemato all'entrata del distributore. Il mantenimento di una temperatura di ritorno elevata agisce sulle singole valvole miscelatrici.

Distributore a differenza di pressione con circuito ad iniezione e valvola passante



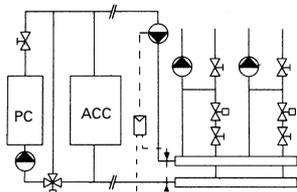
Un tipo di distributore adeguato ai nuovi concetti (caldaie a condensazione, pompe di calore, ecc.) poiché la portata variabile del circuito primario non crea nel ritorno alcun flusso d'acqua inutilizzato. È importante rispettare un'autorità ≥ 0.5 per le valvole di regolazione. Il circuito primario sarà quindi dimensionato in modo da causare la minor perdita di pressione possibile, mentre la pompa primaria deve presentare una curva caratteristica piatta oppure essere munita di una regolazione della differenza di pressione (cfr. capitolo «4. Impianti con distributore»). È inoltre opportuno garantire la portata minima della pompa primaria.

Distributore in un impianto con accumulatore e senza pompa primaria



Tipo di distributore senza pompa principale. Questa soluzione presuppone che l'accumulatore si trovi il più vicino possibile al distributore e disaccoppiato con cura dal produttore di calore. La perdita di pressione nelle tubazioni tra l'accumulatore ed il distributore sarà inferiore a 3 kPa (dimensionamento delle tubazioni tale da garantire deboli perdite di pressione). L'autorità delle valvole di regolazione sarà in qualsiasi caso ≥ 0.3 .

Distributore in un impianto con accumulatore e pompa primaria



Tipo di distributore perfettamente adatto ad impianti con elevata pressione di mandata nel circuito primario (ad es. tubazione lunga tra l'accumulatore ed il distributore) ed impianti a bassa temperatura di ritorno. Comando della velocità di rotazione della pompa primaria mediante regolazione della differenza di pressione. Occorre mantenere un'autorità delle valvole di regolazione di ≥ 0.5 . La portata minima della pompa primaria deve inoltre essere garantita.

Figura 8.2: circuiti utilizzati spesso con un distributore

8.1.3 Bibliografia

Le nozioni fondamentali concernenti i circuiti idraulici e gli organi di regolazione sono già state presentate molto dettagliatamente in diverse documentazioni. La bibliografia seguente faciliterà quindi l'interessato nella ricerca degli elementi corrispondenti.

– **Comando e regolazione nella tecnica di riscaldamento e di ventilazione**
Programma d'impulso per l'impiantistica,
maggio 1987

Questo manuale crea il ponte tra la tecnica di regolazione pura e semplice ed i documenti forniti dai fabbricanti di apparecchi. In un capitolo separato il manuale presenta in forma breve e pregnante le nozioni fondamentali dell'idraulica. Esso fornisce all'esperto una buona vista d'insieme delle correlazioni principali nel settore della regolazione.

– **Equilibratura idraulica dei riscaldamenti centrali**
Programma d'impulso per l'impiantistica,
aprile 1988

Questo manuale pubblicato nell'ambito della serie «Programma d'impulso per l'impiantistica» tratta i principi di progettazione per quanto concerne l'equilibratura idraulica. La progettazione ottimizzata di un impianto di riscaldamento è esaminata dettagliatamente sulla base di un esempio pratico. Oltre ad una prima parte dedicata soprattutto all'esperto, la documentazione ne comporta una seconda che si occupa principalmente delle nozioni teoriche fondamentali.

– **Circuiti idraulici per impianti di riscaldamento, di ventilazione e di climatizzazione**
Direttiva SITC 79-1, aprile 1988

Accanto a spiegazioni e definizioni generali, la prima parte della direttiva presenta elementi rudimentali di calcolo e di dimensionamento concernenti i diversi circuiti idraulici. La seconda parte contiene una raccolta di circuiti raccomandati, rappresentati con uno schema di principio ed annotazioni concernenti la loro azione.

– **Projektierung von hydraulischen Schaltungen**
Landis & Gyr CE1J4001D, M. Schaer,

Januar 1991

In una prima parte sono trattati i circuiti idraulici fondamentali più usuali, compreso il loro settore d'applicazione e le indicazioni pratiche concernenti la concezione, la scelta ed il dimensionamento degli organi di regolazione e delle pompe. La seconda parte tratta i principi essenziali concernenti i circuiti idraulici ed i parametri di dimensionamento degli organi di regolazione e delle pompe. Si tratta di una documentazione eccellente molto utile all'esperto a causa delle numerose indicazioni concernenti la progettazione.

– **Hydraulik der Wasserheizung**
R. Oldenbourg Verlag München, H. Roos,
1986

Un'opera teorica completa che tratta in modo speciale i problemi idraulici degli impianti nel settore del carico parziale. È un libro che può essere raccomandato a tutti i progettisti che si occupano dei sistemi idraulici.

8.2 Calcolo della rete delle tubazioni

Il calcolo della rete delle tubazioni consiste nel calcolare in precedenza tutti i dati necessari al dimensionamento ed all'esecuzione dell'impianto. Vi saranno menzionati di dati seguenti (valori caratteristici) nelle diverse tubazioni (tratti parziali):

- diametro delle tubazioni
- perdite dovute al raffreddamento
- portate
- perdite di pressione
- valori di strozzamento.

Per dimensionare in modo corretto una pompa di circolazione e poter capire l'interazione della stessa con la rete corrispondente, tutti questi dati devono essere determinati partendo da un calcolo completo della rete delle tubazioni. Le due grandezze principali per il dimensionamento di una pompa di circolazione sono le seguenti:

- **perdita di pressione totale**
- **portata necessaria.**

Un calcolo dettagliato permette inoltre di definire chiaramente i parametri seguenti che sono indispensabili al funzionamento perfetto dell'impianto:

- condizioni di pressione nelle singole colonne
- condizioni di pressione nell'utilizzatore

- (autorità degli utilizzatori)
- condizioni di pressione attraverso le valvole (autorità delle valvole)
- regolazioni preliminari degli organi di equilibratura
- differenze di pressione che devono ad es. essere regolate nel convertitore di frequenza, ecc.

Senza i dati concernenti le regolazioni preliminari degli organi di equilibratura, un impianto non

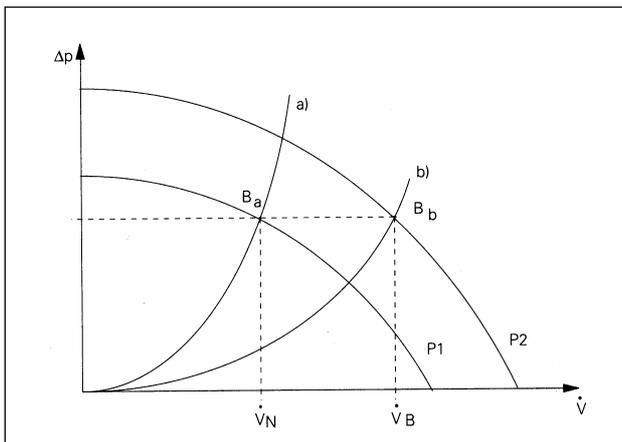


Figura 8.3: pompe di circolazione necessarie qualora la rete sia a) equilibrata: pompa P1; b) non equilibrata: pompa P2

può essere equilibrato senza far ricorso alla tecnica di misurazione. In un tale impianto si è obbligati ad installare una pompa troppo grande onde poter garantire anche la potenza desiderata dall'utilizzatore «peggiore» nel caso di dimensionamento (figura 8.3).

Poiché, come è noto, non è possibile vedere dall'esterno in quale parte dell'impianto ed in quale quantità scorra l'acqua, non resta alcuna altra soluzione che procedere ad un calcolo per approssimazione; è questo l'unico modo di prevedere in qualche modo le condizioni che esisteranno in seguito nell'impianto.

Non è possibile in questa sede esaminare il calcolo classico della rete delle tubazioni con tutte le sue fasi successive. È presupposto che queste conoscenze siano ormai acquisite. Ci limiteremo

quindi a presentare i principali componenti della rete delle tubazioni ed a fornire alcune indicazioni concernenti il dimensionamento degli impianti a portata variabile. Presenteremo inoltre un sistema di calcolo semplice per un caso di

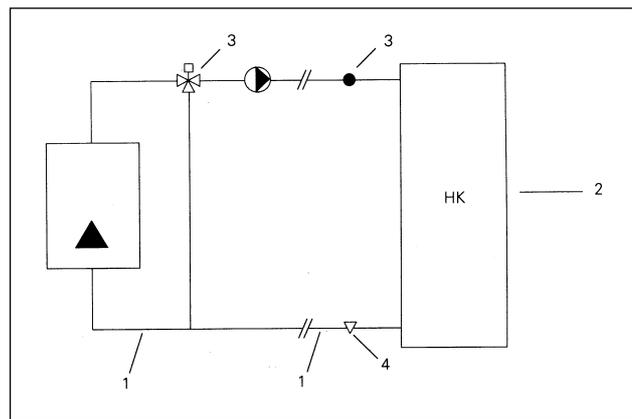


Figura 8.4: elementi principali di una rete di riscaldamento (1 resistenze nelle tubazioni, 2 resistenze singole, 3 valvole di regolazione, 4 organi di

risanamento.

8.2.1 Resistenze in una rete di tubazioni

È ormai cosa nota che in una rete di tubazioni la resistenza totale è composta da diverse resistenze.

Queste resistenze possono essere suddivise nei quattro gruppi seguenti:

- resistenze per attrito
- resistenze singole (ad es. curve, derivazioni, radiatori, ecc.)
- valvole di regolazione
- organi di equilibratura.

In una rete ognuno di questi gruppi ha il proprio compito particolare ed un comportamento corrispondente. Tale comportamento, anche nel caso di un carico parziale, deve essere noto al progettista. Devono essere inoltre rispettate le diverse condizioni che permettono ai singoli componenti di funzionare in modo corretto.

Resistenze nelle tubazioni

Spesso viene sottovalutato l'influsso esercitato dal diametro delle tubazioni sulla resistenza di una tratta diritta. Nella figura 8.5 possiamo vedere che occorre ben poco per ridurre fortemente le perdite di pressione lungo le tubazioni diritte.

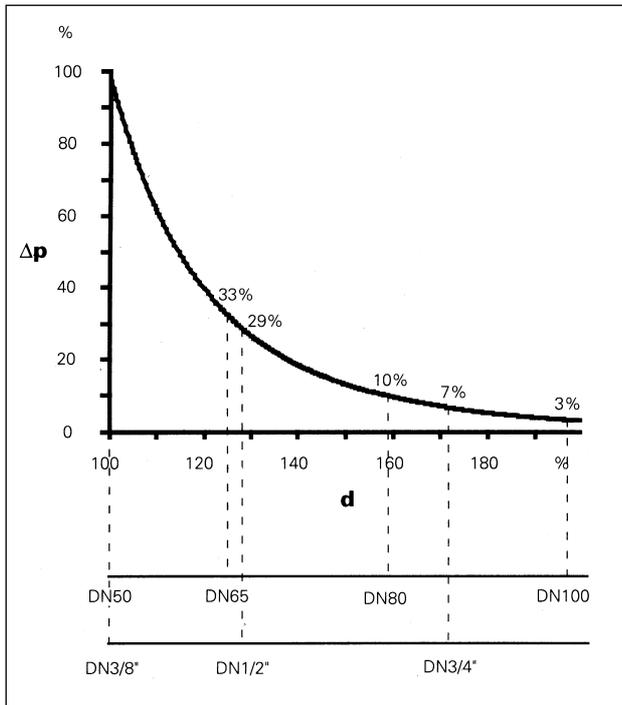


Figura 8.5: perdita di pressione Δp in funzione del diametro interno d della tubazione

Nella maggior parte delle pubblicazioni la caduta di pressione lungo la tubazione (coefficiente R in Pa/m) è definita come resistenza nella tubazione. Ciò non è del tutto esatto. Infatti, considerata in modo corretto, una tubazione che presenta una certa resistenza causa una caduta di pressione solo nel momento in cui vi scorra un flusso di una portata determinata. La caduta di pressione in una tubazione diritta, di sezione circolare, può

$$\Delta p = \frac{\lambda}{d} \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

essere calcolata come segue:

- Δp caduta di pressione per unità di lunghezza Pa/m
- λ coefficiente di attrito senza dimensione -
- d diametro m

- ρ massa volumetrica kg/m³
- w velocità m/s
- A superficie della sezione m²
- \dot{V} flusso volumetrico m³/s

La velocità w può anche essere espressa come funzione della \dot{V} portata .

$$w = \frac{\dot{V}}{A}$$

Per le sezioni circolari risulta

$$w = 4 \cdot \frac{\dot{V}}{\pi \cdot d^2}$$

A partire dalla prima equazione si ottiene quindi

$$\Delta p = \lambda \cdot \frac{l \cdot 8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5} \cdot \dot{V}^2$$

L'espressione

$$\frac{l \cdot 8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5}$$

è costante per un diametro definito, una lunghezza ed una massa volumetrica del fluido definite. Come appare nella figura 8.6 il coefficiente di attrito λ costituisce una funzione del numero di Reynold Re .

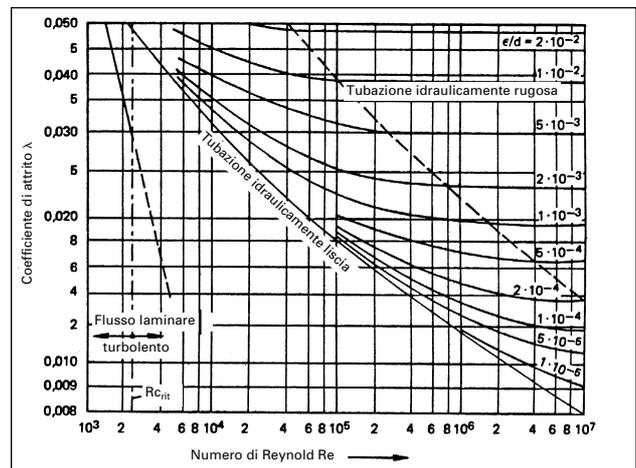


Figura 8.6: coefficiente di attrito λ per tubazioni in funzione del numero di Reynold Re

Con il calcolo classico della rete delle tubazioni si parte dal presupposto che il flusso delle tubazioni si muove sempre in modo turbolento e che il coefficiente di attrito rappresenta così una costante.

Se sostituiamo

$$\frac{l \cdot 8 \cdot \rho}{\pi^2 \cdot d^5}$$

con C otteniamo la relazione seguente:

$$\Delta p = C \cdot \dot{V}^2$$

La maggior parte degli impianti di riscaldamento è tuttavia sfruttata nel cosiddetto campo di transizione. In questo campo λ dipende dalla velocità del flusso, rispettivamente dal numero di Reynold. Per questo motivo secondo [15] e per le condizioni del caso nominale si potrebbe tener conto di un esponente diminuito per la portata. Nel caso del carico parziale e per un dato diametro interno della tubazione, questo esponente diminuisce in modo costante con la diminuzione della portata. Tenendo conto di questo fatto, nel caso nominale si dovrebbero pure registrare cadute di pressione minime possibili lungo le tubazioni. Per questo motivo tutte le variazioni nel caso di carico parziale

- $\Delta p = C \cdot \dot{V}^{1.9}$ per tubi di acciaio
- $\Delta p = C \cdot \dot{V}^{1.8}$ per tubi di rame

saranno pure minime.

Oggi, tuttavia, di ciò si tiene appena conto ed è il motivo per cui si utilizzano tubazioni con cadute di pressione troppo elevate. Nella prassi occorre quindi strozzare maggiormente dopo aver effettuato le misurazioni ed aver regolato la portata; in caso contrario si verificheranno portate troppo importanti nei diversi tratti delle singole tubazioni. Nella figura 8.7 possiamo vedere le diverse curve caratteristiche della rete. Calcolando sempre con l'esponente $m = 1.9$ per tubi di acciaio si otterrebbero perdite di pressione totali nelle tubazioni inferiori di circa il 25%.

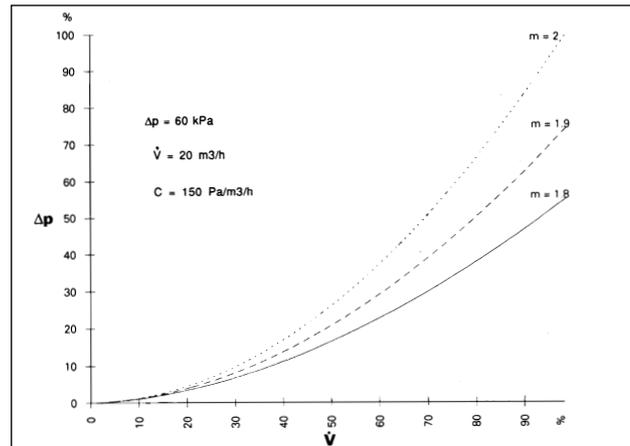


Figura 8.7: curve caratteristiche della rete $\Delta p = C \cdot \dot{V}^m$ con l'esponente $m = 2$ per il calcolo classico, $m = 1.9$ per tubi di acciaio e $m = 1.8$ per tubi di rame secondo [15]

Resistenze singole

Nelle curve delle tubazioni, nelle derivazioni, nelle modificazioni di sezione, nelle rubinetterie, ecc. si producono turbolenze e variazioni supplementari delle velocità di flusso, a causa delle quali le resistenze sono maggiori di quelle dei tratti dritti. Per calcolare la perdita di pressione causata da queste resistenze singole si utilizza il coefficiente ζ (coefficiente zeta). I coefficienti ζ dei diversi elementi sono stati determinati e sono ancora determinati sulla base di prove di flusso effettuate in laboratorio. Esistono numerose tabelle dei coefficienti ζ più usuali, tabelle che non sempre concordano esattamente l'una con l'altra. Le imprecisioni sono da imputare al fatto che i coefficienti dipendono notoriamente dalle condizioni di dimensionamento, dalle velocità del fluido e dagli «antecedenti» (due curve successive presentano ad es. un coefficiente ζ globale diverso di un elemento a forma di S). Sarà opportuno controllare sempre se i coefficienti ζ utilizzati tengano conto o meno delle perdite per attrito «normali».

La perdita di pressione di una resistenza singola è calcolata come segue:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot w^2$$

Δp caduta di pressione per unità di lungh. Pa/m

ζ coefficiente di resistenza

ρ massa volumetrica kg/m³

w velocità m/s

Curva		r/d	1	2	3	4	5	6
		ζ	0,5	0,35	0,3	0,3	0	0
Gomito		DN	10 u. 15	20	25	32	40	50
		ζ	2,0	1,5	1,5	1,0	1,0	1,0
Derivazione		Diramazione			Sezione diritta			
		w_1/w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0
		ζ_s	7,0	4,0	1,5	0,8	0,5	0,5
		ζ_d					0,5	0
Derivazione		w_1/w	0,3	0,4	0,6	0,8	1,0	2,0
		ζ_s	12,0	7,0	3,5	2,5	2,0	1,0
		ζ_d					0,5	0
Biforcazione		d_1/d	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	
		ζ_1/ζ_2						0,6
		ζ_1/ζ_2	0,3	0,3	0,8			0,8
		ζ_1/ζ_2	0,4	-1	0,8	1,0	0,8	<1
		ζ_1/ζ_2	0,5	-3	0,3	0,8	0,8	0,3
		ζ_1/ζ_2	0,7		-0,5	0,5	1,0	1
		ζ_1/ζ_2	1,0			-1,0	1,3	1,5
Biforcazione		w_1/w	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0	
		ζ_1	-1	0,5	1	1,3	1,5	
		ζ_2	0	0,2	0,4	0,6	0,8	1,0
Derivazione		w_1/w	0,4	0,6	0,8	1,0	1,3	1,5
		ζ_s	6,5	3,0	1,8	1,3	1,0	0,8
Biforcazione ζ_s		d_1/d	0,3			0,5		0,7
		ζ_1/ζ_2	0,5	5,0		1,3		1,0
		ζ_1/ζ_2	0,7	6,5		2,0		1,3
		ζ_1/ζ_2	0,8	9,0		3,0		1,8
		ζ_1/ζ_2	1,0	15,0		5,0		3,0
Rub. a valvola con strozzamento		ζ	$\geq 0,3$					0,5
Rub. a valvola senza strozzamento		ζ	0,2					2,5
Valvola, sede diritta		ζ	2,5					2,5
Valvola, sede obliqua		ζ	2,0					0,5
Valvola ad angolo		ζ	1,5					1,0
Valvola di corpo risc., sez. diritta		ζ	4,0					0,15
Valv. di corpo risc., valv. ad ang.		ζ	2,0					
Valvola antiritorno		ζ	4,0					
Pezzo di sganciamento		ζ						0,5
Caldaia		ζ						2,5
Radiatore		ζ						2,5
Distributore - uscita		ζ						0,5
Collettore - entrata		ζ						1,0
Rubinetti		ζ						0,15

Figura 8.8: esempi di coefficienti ζ per resistenze singole più frequentemente utilizzate [4]. Cfr. altri coefficienti ad es. [18]

Valvole di regolazione

Il compito delle resistenze di regolazione consiste nel variare il flusso volumetrico mediante la modificazione della sezione di regolazione libera. I valori caratteristici per l'identificazione delle valvole di regolazione sono il coefficiente Kv e la curva caratteristica della valvola.

Coefficiente Kv (m³/h) [14]: il coefficiente Kv ci dice quanta acqua in m³/h a 5...30°C scorre attraverso la valvola per una corsa H situata tra 0

e 100%, quando la caduta di pressione attraverso la valvola è mantenuta costante ad un valore di 100 kPa. Nelle schede tecniche è generalmente indicato il coefficiente Kvs (coefficiente Kv corrispondente ad una corsa del 100%).

Esempio per il calcolo della differenza di pressione attraverso una valvola:

dati un coefficiente Kv = 1.6 m³/h ed una portata di 0.5 m³/h

$$\Delta p = \left(\frac{\dot{V}}{Kv} \right)^2 \cdot 10^5 = \left(\frac{0.5}{1.6} \right)^2 \cdot 10^5 = 9800 \text{ Pa}$$

In quest'ambito non siamo in grado di soffermarci sulla scelta della **curva caratteristica** della valvola (lineare o di percentuale uguale). Generalmente si può ammettere che quanto più un impianto presenta un comportamento globale lineare (rete, valvola e potenza fornita), tanto meglio essa potrà essere regolata.

Una grandezza molto importante per la valvola è costituita dall'**autorità della valvola**. Essa costituisce una misura della qualità di regolazione della valvola scelta nel circuito corrispondente. Un'autorità elevata significa che la resistenza della valvola è nettamente dominante. In tale caso la pressione al passaggio della valvola resta praticamente costante anche nel caso di carico parziale e la curva caratteristica della valvola risulta appena deformata (figura 8.9). Se la curva caratteristica della valvola è deformata durante l'esercizio, la portata non varia più linearmente o con una percentuale uguale nel caso di un cambiamento di corsa determinato.

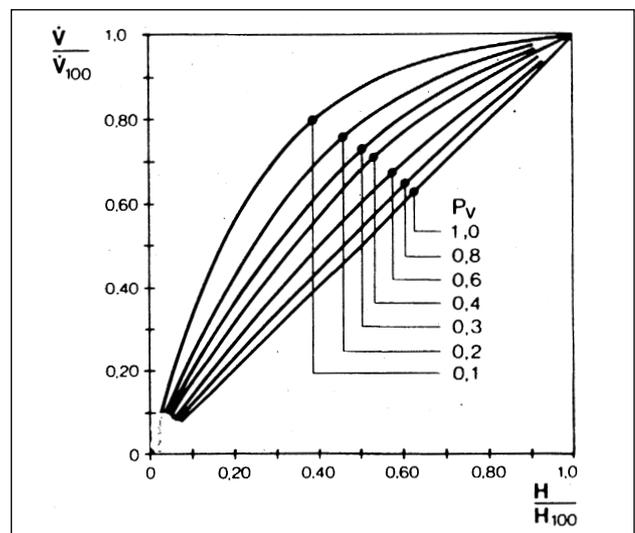


Figura 8.9: curva caratteristica di funzionamento di una valvola lineare per diverse autorità [F5]

Determinazione dell'autorità della valvola

Per determinare l'autorità della valvola bisogna dapprima determinare in quale parte dell'impianto idraulico è opportuno variare la portata mediante spostamento della valvola di regolazione. La caduta di pressione (nel caso di un carico nominale) attraverso questa parte è determinante ed è designata con Δp_D . Per ottenere un buon comportamento di regolazione è richiesto [14] che la caduta di pressione attraverso la valvola di regolazione sia uguale o superiore alla caduta di pressione determinante. Tenuto conto dell'autorità della valvola ciò significa:

$$P_v = \frac{\Delta p_{v100}}{(\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD})} \geq 0.5$$

Nella figura 8.10 vediamo due esempi di circuiti idraulici nei quali la caduta di pressione determinante Δp_{vD} è indicata mediante una linea tratteggiata.

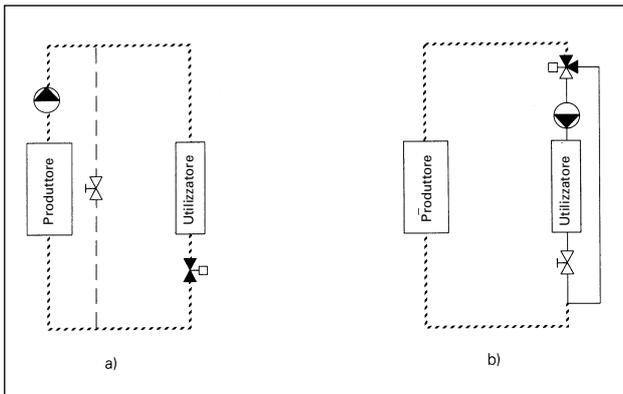


Figura 8.10: a) circuito a strozzamento, b) circuito a miscelazione. La parte tratteggiata è determinante per il dimensionamento.

Per il **circuito a strozzamento** vale:

$\Delta p_{vD} = \Delta p_{v100}$, ossia attraverso la valvola di regolazione deve esservi una caduta di pressione come nel resto dell'impianto. Oppure, espresso in altri termini: se l'impianto presenta una forte caduta di pressione la differenza di pressione attraverso la valvola aumenterà di conseguenza. Otterremo così un raddoppiamento delle differenze di pressione con effetto corrispondente sul consumo della pompa di circolazione.

Per il **circuito a miscelazione** vale:

$\Delta p_{vD} = \Delta p_{v \text{ caldaia}}$ (caduta di pressione attraverso la caldaia e, da non dimenticare, possibili differenze di pressione attraverso un misuratore di portata). Questo circuito permette generalmente di rispettare con facilità l'autorità delle valvole. Per altri circuiti ed osservazioni cfr. [14].

Secondo [14] in qualsiasi condizione occorre sforzarsi di rispettare le autorità seguenti delle valvole e degli utilizzatori:

	Val. mirato:	Val. limite inferiore:
Valvola di regolazione	> 0.5	0.3
Valvole termostatiche	> 0.3	0.1

Determinazione dell'autorità dell'utilizzatore

L'autorità dell'utilizzatore è costituita dal rapporto tra la differenza di pressione dell'utilizzatore nel caso nominale e la pressione massima a cui può essere sottoposto. Le due figure seguenti tentano di dimostrare l'importanza dell'autorità dell'utilizzatore in una rete con portata variabile. Onde semplificare abbiamo fatto capo ad un impianto molto semplice con due utilizzatori.

Per la portata nominale V_{100} su ambedue gli utilizzatori (HK1 + HK2) si rileva la stessa pressione. Se ora la portata dell'utilizzatore HK2 è ridotta a zero, la pressione sui due utilizzatori aumenta approssimativamente del quadruplo. Per l'utilizzatore HK1 ciò significa che la sua valvola (ad es. valvola termostatica) deve strozzare fortemente anche se non vi è stata la benché minima modifica dal lato della sua uscita. Oltre alle proprie modificazioni la valvola del consumatore HK1 deve quindi anche eseguire l'equilibratura costante dei cambiamenti indiretti di altri utilizzatori. Si può quindi facilmente immaginare, ad esempio, che una valvola termostatica in questo caso sia sovraccaricata sistematicamente.

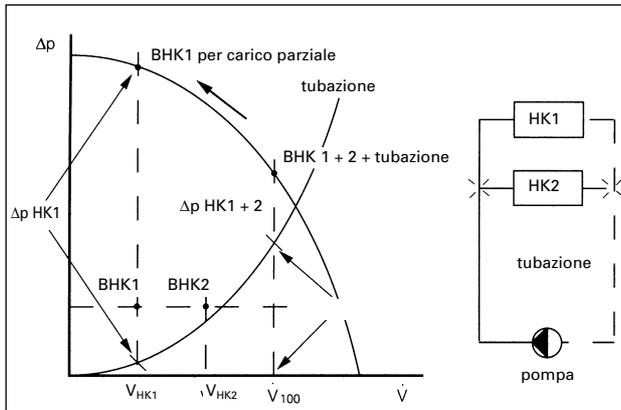


Figura 8.11: aumento della pressione attraverso l'utilizzatore nel caso di una debole autorità dello

Per poter compensare questo doppio carico la pressione sull'utilizzatore, dovuta alle variazioni di portata sul resto della rete, dovrà rimanere più o meno costante. Per ottenere tale risultato **le resistenze statiche** (ad es. le resistenze nelle tubazioni) devono essere **le minime possibili!** Inoltre la pressione di mandata della pompa deve variare soltanto in modo minimo (mantenimento di una differenza di pressione costante, cfr. capitolo «8.5 Comando e regolazione»). **La pompa deve lavorare quale produttrice di pressione.**

BHK 1 + 2 + tubazione

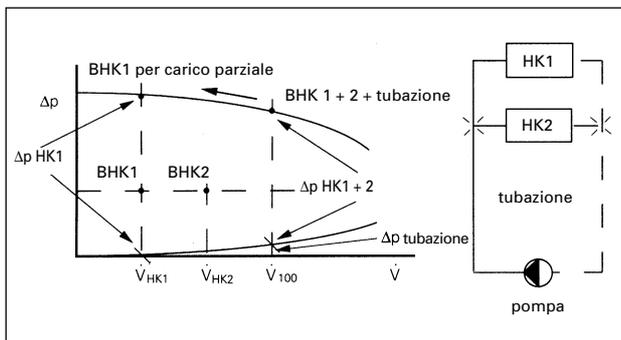


Figura 8.12: aumento della pressione attraverso l'utilizzatore nel caso di elevata autorità dello stesso

Come nel caso delle autorità delle valvole è possibile assegnare valori mirati e valori limite all'autorità dell'utilizzatore:

	Valore mirato:	Valore limite inferiore:
Utilizzatore	> 0.5	0.3

Paragonata all'autorità di una valvola termostatica l'autorità dell'utilizzatore è notevolmente più importante. Qualora essa non venga rispettata, anche la migliore valvola termostatica sarà sollecitata in modo eccessivo. In un sistema a grande inerzia non è tuttavia molto importante il fatto che una valvola termostatica lavori come regolatore a due posizioni oppure effettui una regolazione permanente. Nel caso ideale la differenza di pressione attraverso l'utilizzatore sarà annullata nella maggior parte dalla valvola e in piccola parte soltanto dall'organo di equilibratura. In ogni impianto il valore «ottimale» costituisce un compromesso. In modo generale si può affermare che tutte le resistenze «statiche» di flusso (ad es. resistenze nelle tubazioni, ma anche nei misuratori di portata, ecc.) devono essere le minime possibili per non causare delle cadute globali di pressione troppo grandi nel sistema, giacché quanto più le pressioni sono elevate, tanto più il consumo di energia elettrica è importante ed i problemi di equilibratura di una rete diventano complicati.

Organi di equilibratura

Gli organi di equilibratura hanno il compito di far giungere ad ogni utilizzatore soltanto la portata che gli spetta. A questo risultato si giunge regolando una resistenza artificiale nell'utilizzatore in modo da annullare la pressione eccedente e, se necessario, aumentando l'autorità dell'utilizzatore allo scopo di stabilizzare le rete. Al momento della scelta dei componenti si dovrà fare in modo che convengano al campo cui sono stati destinati. L'esempio seguente permetterà di comprendere meglio la fattispecie.

Riscaldamento statico con potenze differenti degli utilizzatori

Utilizzatore 1

Dati:	potenza dell'utilizzatore	600 W (locale di ca 20 m ²)
	differenza di temperatura	20°C
	portata	26 l/h
	differenza di pressione A/R	10 kPa
	differenza di pressione della valvola	5 kPa

Attraverso questo organo di equilibratura devono quindi essere eliminati

ca 5 kPa

Utilizzatore 2

Dati:	potenza dell'utilizzatore	150 W (locale di ca 5 m ²)
	differenza di temperatura	20°C
	portata	6.5 l/h
	differenza di pressione A/R	10 kPa
	differenza di pressione della valvola	2 kPa

Attraverso questo organo di equilibratura devono quindi essere eliminati

ca 8 kPa

Utilizzando un organo di equilibratura con un comportamento idraulico come alla figura 8.13 il raccordo di ritorno scelto per l'utilizzatore 1 è buono, ma non conviene affatto per l'utilizzatore 2. Per quest'ultimo insorgerà uno stato qualsiasi tra una portata nulla ed il valore sulla curva di 70°C. Ciò significa che si manifesterà una portata compresa tra 0 l/h e circa 11 l/h. Nel secondo caso si avrebbe quindi una differenza di temperatura di solo 12 K. Quando una rete è composta da molti di questi piccoli utilizzatori occorre prevedere il manifestarsi di problemi di flusso oppure una differenza di temperatura troppo bassa.

Deve quindi essere posta l'esigenza seguente: il progettista dell'impianto deve, soprattutto nel caso di reti con portate variabili, chiarire il comportamento dei componenti in ogni caso specifico. Negli impianti di riscaldamento moderni, usualmente muniti di radiatori di debole potenza, si giunge ai limiti del possibile continuando a lavorare con le alte pressioni di mandata spesso necessarie precedentemente. Sia con i raccordi di ritorno, sia con le valvole termostatiche, le sezioni sono talmente piccole che anche le tolleranze di fabbricazione oppure le piccole impurità possono avere un ruolo

determinante per lo scorrimento o meno del fluido! L'unico sistema razionale che permette di avere a disposizione impianti buoni e che lavorano in modo efficiente è quello che consiste nel passare attraverso tubazioni con deboli perdite di pressione e, di conseguenza, con pressioni di mandata basse nell'assieme. Già intuitivamente questa procedura sembra essere quella esatta, giacché spingere ad alta pressione nelle tubazioni la poca acqua richiesta oggi e suddividerla in modo più corretto sembra costituire in verità una soluzione impossibile.

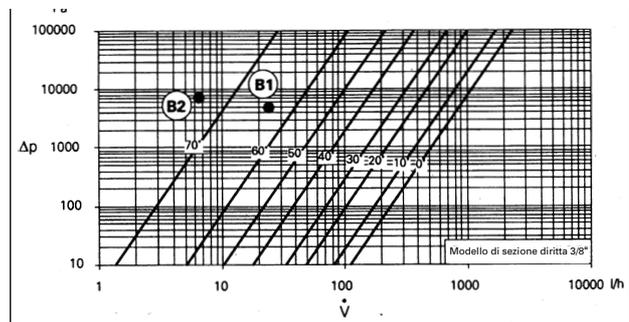


Figura 8.13: due punti di lavoro in un diagramma di perdita di pressione per raccordi di ritorno [F2]

8.2.2 Influssi della forza di gravità

Per le reti calcolate con minime cadute specifiche di pressione lungo le tubazioni, la forza di gravità può garantire in buona parte il trasporto del fluido. Quale promemoria: i vecchi impianti facevano capo esclusivamente alla forza di gravità.

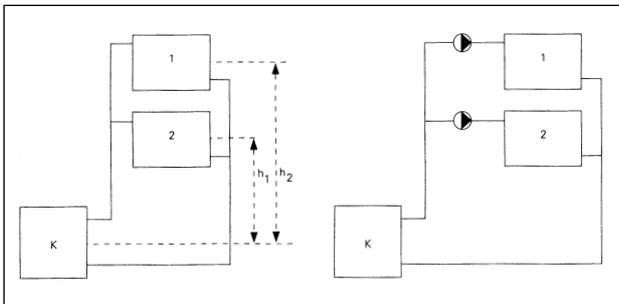


Figura 8.14: dispositivo di distribuzione equivalente, onde spiegare in modo più chiaro l'influsso della forza di gravità negli impianti [15]

Le curve caratteristiche delle pompe di sostituzione costituiscono una funzione del prodotto $h \cdot (\rho_r - \rho_v)$. Per un determinato stato d'esercizio, ossia per una certa temperatura d'andata e di ritorno si manifestano prevalenze che sono indipendenti dalla portata e dipendono soltanto dalle altezze h_1 e h_2 (fonti di pressione).

$$\Delta p = h \cdot g \cdot (\rho_r - \rho_v)$$

Δp	differenza di pressione	Pa
h	altezza della colonna d'acqua	m
g	9.81	m/s ²
ρ_r	massa volumetrica nel ritorno	kg/m ³
ρ_v	massa volumetrica nell'andata	kg/m ³

Esempio: in un edificio di 15 m di altezza e un sistema di 60°/40°C, lungo la colonna montante verticale rileviamo nell'utilizzatore superiore una spinta di circa $15 \times 88 \text{ Pa/m} = 1'325 \text{ Pa}$, ciò che corrisponde proprio alla caduta di pressione nella colonna montante per il caso nominale. Poiché esiste ad esempio una caduta di pressione

nell'utilizzatore di 10'000 Pa, tale pressione supplementare non esercita un influsso negativo troppo grande sul comportamento del nostro impianto. Al momento del dimensionamento della pompa si dovrebbe quindi essere coscienti di questo contributo gratuito, a condizione che la distribuzione del calore avvenga dal basso verso l'alto, poiché altrimenti questa differenza di pressione deve essere superata mediante la pompa di circolazione.

8.2.3 Comportamento all'avviamento delle reti idrauliche equilibrate

Nel caso di un dimensionamento convenzionale (pressioni di mandata elevate) di reti idrauliche caratterizzate da portate minime e a causa della scelta della piccola pompa necessaria, possono manifestarsi problemi all'avviamento. In certi rami dell'impianto l'acqua non è ad esempio neppure «messa in movimento». Con potenze d'emissione abbastanza usuali al giorno d'oggi di 150 a 200 W per ogni radiatore, come nell'esempio summenzionato, questo «ristagno» può essere ascritto al fatto che la sede di una valvola termostatica oppure la sezione ancora aperta di un raccordo di ritorno sono talmente piccole che la tensione superficiale oppure particelle di sporcizia nell'acqua sono ampiamente sufficienti ad isolare tale utilizzatore dal resto della rete. In questo caso è sufficiente aprire per breve tempo il raccordo di ritorno per ristabilire la circolazione dell'acqua pur rispettando la regolazione originale del raccordo di ritorno. Questa situazione non è tuttavia molto rassicurante giacché può manifestarsi nuovamente in occasione di un prossimo stato di quiete (ad es. abbassamento notturno e disinserimento della pompa). Il problema diventa ancora più complicato quando le perdite di pressione sono deboli. In tale caso le aperture delle valvole e degli organi di equilibratura restano ulteriormente aperte per una stessa portata. Per ovviare a tale problema è possibile prevedere un dispositivo di avviamento mediante il quale la pompa funziona alla velocità direttamente superiore durante la prima mezz'ora, per poi ritornare alla velocità inferiore che è quella corretta. Il vero problema risiede tuttavia nel fatto che i componenti di un impianto moderno, ossia ad esempio i raccordi di ritorno o le valvole termostatiche, non sono progettati per portate deboli e pressioni di mandata elevate. Per

una potenza di 150 W e un ΔT di 20 K occorre una portata di 6.5 l/h, ciò che non costituisce certo...un filo d'acqua. Negli utilizzatori di minime dimensioni non è in pratica più possibile regolare le valvole termostatiche ed i raccordi di ritorno (cfr. paragrafo «Organi di equilibratura»), ciò che causa disfunzioni frequenti. Sarà necessario evitare per quanto possibile l'impiego di piccoli radiatori oppure riunirli tutti insieme per formare unità di maggiori dimensioni.

8.2.4 Perdite per raffreddamento nelle tubazioni

Di caso in caso sarà necessario esaminare se è opportuno tener conto delle perdite per raffreddamento. Sarà necessario tenerne conto qualora la differenza tra le temperature di entrata dei corpi riscaldanti più vicini e quelli più lontani dal distributore sono importanti e causano così problemi d'emissione di calore e di equilibratura idraulica. Questi problemi di perdite per raffreddamento sono già stati trattati negli esempi dei capitoli 3, 4 e 5. Per il piccolo impianto del capitolo 3, le perdite per raffreddamento possono senz'altro essere considerate come trascurabili, giacché non possono provocare l'insorgere di problemi seri, ad esempio durante la fase di riscaldamento.

8.2.5 Procedimento di calcolo per i risanamenti

Questo procedimento parte dall'ipotesi che le resistenze nelle tubazioni e le resistenze singole siano trascurabili. Ciò costituisce frequentemente il caso nell'ambito di operazioni di risanamento. Con la riduzione dei fabbisogni calorifici (nuove finestre, coibentazione termica) e nell'ambito di un'equilibratura idraulica, le portate diminuiscono inoltre in modo considerevole nelle tubazioni esistenti. La caduta di pressione totale avviene allora unicamente a livello

- dell'utilizzatore (valvola termostatica e raccordo di ritorno),
- della valvola di regolazione,
- del circuito del generatore di calore (caldaia, ev. calorimetria, ecc.).

Occorrerà tuttavia verificare che nelle tubazioni non si manifestino in realtà cadute di pressione specifiche superiori a 40-50 Pa/m.

Esempio di calcolo

Quale esempio utilizziamo l'«impianto senza distributore» del capitolo 3, con valvole termostatiche e raccordi di ritorno con regolazione preliminare.

Procedura

- Determinare le portate nelle tratte parziali (con l'ausilio della raccomandazione SIA 384/2 «Potenza termica da installare negli edifici» e ripartizione sui corpi riscaldanti corrispondenti).
- Controllo delle cadute di pressione lungo le tubazioni per diametri nominali esistenti. Tali cadute di pressione devono essere inferiori a 40-50 Pa/m (utilizzare ad es. le tabelle ASIRA).
- Controllare il dispositivo di distribuzione idraulica: dispositivo di miscelazione in ordine.

$$\dot{V} = \frac{\dot{Q}}{\rho \cdot c_{pw} \cdot \Delta T} \cdot 3.6 \cdot 10^3 = 0.26 \text{ m}^3/\text{h}$$

- Determinazione del coefficiente Kv della valvola di regolazione:

$$Kv = \frac{\dot{V}}{\Delta p^{0.5}} = \frac{0.26}{(1500 \cdot 10^5)^{0.5}} = 2.1 \text{ m}^3/\text{h}$$

Scelta del coefficiente Kv direttamente inferiore nelle schede tecniche = 1.6 m³/h.

- Caduta di pressione esatta della valvola a tre vie:

$$\Delta p_{v100} = \left(\frac{0.26}{1.6} \right)^2 \cdot 10^5 = 2640 \text{ Pa}$$

- Δp_{vD} = perdite di pressione della caldaia = 1'500 Pa.
- Differenza di pressione attraverso la valvola di regolazione: $\Delta p_{v100} \geq \Delta p_D$ ossia $\Delta p_{v100} \geq 1'500 \text{ Pa}$
- Determinazione della portata :
- Autorità dell'utilizzatore > 0.5:
 $\Delta p_{vb} \geq (\Delta p_{v100} + \Delta p_{vD}) = 2640 + 1500 = 4140 \text{ Pa}$
- Caduta di pressione attraverso l'utilizzatore $\Delta p_{vb} \sim 5'000\text{-}6'000 \text{ Pa}$. Occorre tener conto delle condizioni d'impiego delle valvole termostatiche (2'000-8'000 Pa) e del raccordo di ritorno con diaframma di misura incorporato (2'000-10'000 Pa) (figura 8.15). La scelta di 6'000 Pa concede un certo margine sia verso l'alto, sia verso il basso.
- Scelta del coefficiente Kv della valvola termostatica (esso deve essere il minimo possibile affinché la maggior parte possibile

dei 6'000 Pa sia sopportata dalla valvola termostatica!). Stesso procedimento come per la valvola di regolazione, con la differenza che nel caso presente deve essere scelto il coefficiente Kv direttamente superiore.

- Perdita di pressione attraverso la valvola termostatica.
- Perdita di pressione residua sul raccordo di ritorno.
- Regolazione preliminare del raccordo di ritorno (sulla base delle schede tecniche, ev. esistono formule per il calcolo).
- Controllare che i due elementi (valvola termostatica e raccordo di ritorno) siano utilizzati in un campo d'impiego a loro conveniente. Come nell'esempio si aumenterà eventualmente la pressione sul raccordo di ritorno a scapito della valvola termostatica, scegliendo un coefficiente Kv superiore per la valvola.
- Determinazione della caduta di pressione totale che deve essere compensata dalla pompa.

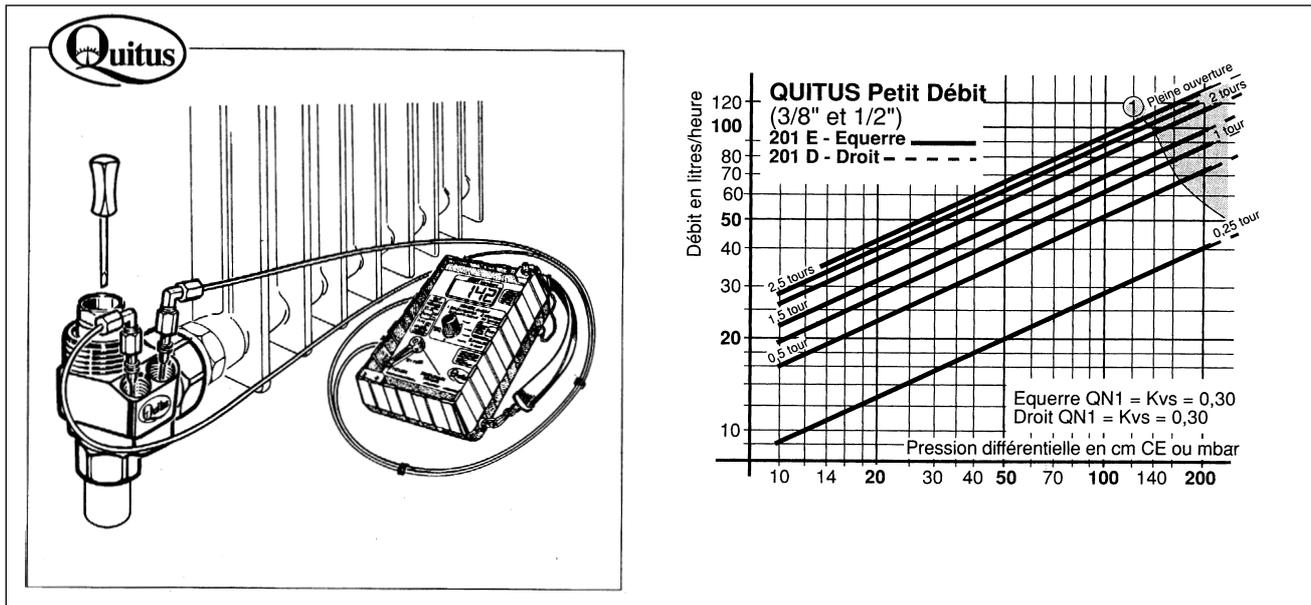


Figura 8.15: raccordo di ritorno regolabile con diaframma di misura incorporato [2], [F12]

Tratta	Potenza calorifica	Portata	Tubazioni		Utilizzatore	Valvola termostatica				Raccordo di ritorno con diaframma di misurazione		
			Diametr. o nom. mm	Δp Pa/m		Δp Pa	Coefficiente Kv provv. m ³ /h	Coefficiente Kv scelto m ³ /h	Regolazione preliminare	Δp Pa	Δp residuo Pa	Coefficiente Kv desiderato m ³ /h
N.	W	l/h										
Col. montante 1												
100	650	28	10		6000	0.11	0.16	3.0	3180	2820	0.17	0.66
101	400	17	10		6000	0.07	0.10	2.0	3083	2917	0.10	0.25
102	1000	43	10		6000	0.18	0.33	6.0	1769	4231	0.21	1.15
10		28	10	<10								
11		45	10	<22								
12		88	15	<22								
Col. montante 2												
103	700	30	10		6000	0.12	0.16	3.0	3688	2312	0.20	1.01
104	550	24	10		6000	0.10	0.16	3.0	2277	3723	0.12	0.33
105	450	19	10		6000	0.08	0.10	2.0	3902	2098	0.13	0.40
15		30	10	<12								
16		54	10	<30								
17		73	15	<16								
Col. montante 3												
106	200	9	10		6000	0.04	0.05	1.0	3083	2917	0.05	0.22
107	100	4	10		6000	0.02	0.05	1.0	771	5229	0.02	-0
108	220	9	10		6000	0.04	0.05	1.0	3730	2270	0.06	0.20
109	450	19	10		6000	0.08	0.10	2.0	3902	2098	0.13	0.40
110	450	19	10		6000	0.08	0.10	2.0	3902	2098	0.13	0.40
18		9	15	<4								
19		22	15	<8								
20		61	15	<40								
Cantina												
13		162	20	<16								
14		223	20	<26								
Valvola di regol.												
9		223	15		2012		1.60		2012			
Caldaia												
8	5170	223	20		1500							
Totale	5170	223			9512							

Figura 8.16: esempio di un semplice calcolo di perdita di pressione per un impianto con tubazioni di sezione calcolata in modo generoso e tratte parziali non troppo lunghe

La tabella di calcolo della figura 8.16 è stata volutamente allestita in modo diverso dalle tabelle ASIRA. In tali tabelle infatti non esiste alcuna colonna che consideri le diverse regolazioni preliminari, rispettivamente i valori di strozzamento e le cadute di pressione negli utilizzatori. Con gli impianti a portata variabile è opportuno prestare la massima attenzione a questi due punti.

Paragonando il calcolo classico dettagliato della rete delle tubazioni con questo metodo semplificato si può constatare quanto segue:

- si ottengono gli stessi diametri nominali;
- si ottiene una perdita di pressione globale leggermente inferiore ed una portata ridotta;
- si tiene conto delle autorità delle valvole e degli utilizzatori, rispettandole;
- si utilizza la stessa pompa di circolazione (essa è una delle più piccole attualmente disponibili sul mercato);
- utilizzando raccordi di ritorno con regolazione preliminare e diaframma incorporato per misurare le portate sul radiatore è possibile compensare le mancanze di precisione del sistema.

In caso di risanamento è così possibile restare nell'ambito di un dispendio ragionevole pur ottenendo buoni risultati.

8.2.6 Conclusioni

Negli impianti moderni a portata variabile

- un'autorità dell'utilizzatore > 0.5 ,
- un calcolo della rete delle tubazioni,
- il rispetto dell'autorità delle valvole e
- un'equilibratura accurata (se possibile metrologica)

costituiscono condizioni preliminari fondamentali per **minimizzare le pressioni di mandata** e le portate, nonché per un funzionamento perfetto dell'impianto.

Una rete idraulica dovrebbe lavorare in modo simile a quello di una rete di distribuzione elettrica. Nelle reti elettriche si presuppone anche implicitamente che in ogni presa di corrente vi sia la stessa tensione (pressione) sia a carico pieno, sia a carico parziale.

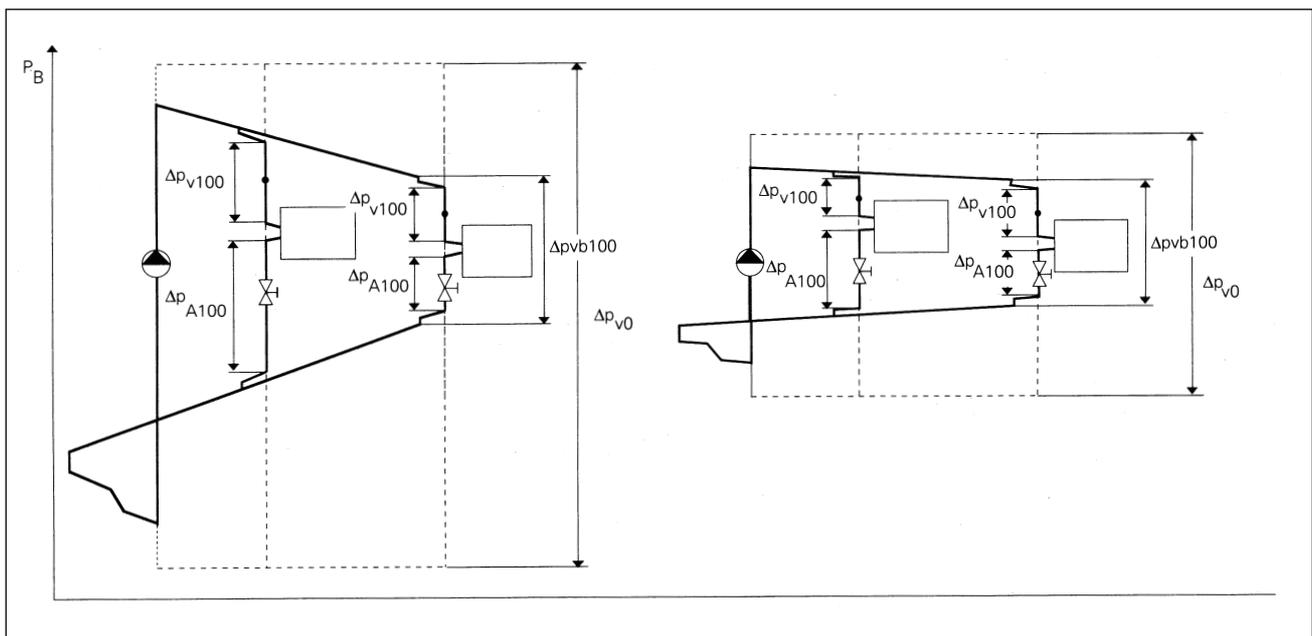


Figura 8.17: curva della caduta di pressione in una rete di tubazioni di riscaldamento a) con grandi (cattiva soluzione) e b) con piccole (buona soluzione) resistenze nelle tubazioni. Le cadute di pressione principali avvengono attraverso l'utilizzatore (Δp_{v0}) ossia attraverso la valvola (Δp_v) ed attraverso l'organo di equilibratura (Δp_a)

8.3 Equilibratura idraulica

Per garantire un'equilibratura idraulica perfetta il progettista deve

- inserire l'equilibratura in uno schema di esecuzione mediante un calcolo ed indicazioni a questo proposito e
- elaborare un concetto di misurazione.

I punti di misurazione e gli organi di equilibratura necessari devono garantire che i valori calcolati in precedenza potranno effettivamente essere regolati e controllati nell'impianto. Nell'esempio dell' «impianto con distributore» che utilizza raccordi di ritorno regolabili, le portate delle colonne montanti, nonché la differenza di pressione attraverso le pompe sono state misurate. Misurando soltanto la pressione invece della portata nelle colonne montanti non si saprà mai, in caso di variazioni o di errori, se la rete corrisponde o meno ai parametri calcolati o se la colonna in questione presenti una portata troppo debole. La misurazione diretta della portata nell'utilizzatore offre in questo caso un'ottima possibilità (metodo: «Equilibratura nell'utilizzatore», cfr. [2]).

In questa sede non tratteremo dettagliatamente l'equilibratura idraulica degli impianti di riscaldamento. A questo proposito cfr. [2]. Ci limiteremo invece a menzionare brevemente i principali problemi che si manifestano in un impianto senza equilibratura idraulica.

- Difetto 1: l'emissione di calore nei diversi locali è irregolare. Nel caso di variazioni del carico certi utilizzatori possono essere svantaggiati (dopo la diminuzione notturna della temperatura, ad es., i diversi radiatori sono limitati in modo disuguale nella loro potenza; la zona A tocca appena i 19°C, mentre la zona B ha già da molto tempo raggiunto i 23°C con le finestre aperte). Le pompe di circolazione devono far circolare quantità d'acqua troppo grandi nella rete per alimentare in modo uguale anche gli utilizzatori peggiori; non è raro trovare utilizzatori alimentati da sei a dieci volte più del necessario.
- Difetto 2: negli impianti che lavorano con portate variabili (ad es. valvole termostatiche) possono manifestarsi problemi di rumore. La pressione massima ammissibile attraverso un utilizzatore con valvola termostatica non può essere definita mediante delle cifre. A dipendenza del tipo della valvola e del tipo dei corpi riscaldanti tale valore varia da 10 a 20 kPa. È dimostrato dalla prassi che non si dovrebbe

in alcun caso superare un valore di circa 20 kPa.

- Difetto 3: negli impianti che devono essere soggetti ad importanti differenze di temperatura ogni litro d'acqua trasportato inutilmente costituisce un «veleno» per l'impianto stesso.
- Difetto 4: le valvole di regolazione possono lavorare in modo corretto solo se esse sono percorse da una portata adeguata, ciò che costituisce l'unico modo per sfruttare tutta la sezione di regolazione. In caso contrario le valvole lavorano unicamente in posizione aperta/chiusa. Le misurazioni concernenti le differenze di temperatura risultano d'altronde molto disturbate. È ad esempio difficile misurare con precisione una differenza di temperatura di 2°C invece di 20°C tra l'andata ed il ritorno. Se il valore misurato è inoltre moltiplicato per la portata (ad es. nel caso di una misurazione del calore), tale valore non può più essere considerato come «misurato».

Conclusioni

Gli impianti devono essere dimensionati in modo corretto. Al momento della loro messa in esercizio sarà opportuno regolarli conformemente al loro dimensionamento. Oltre a tutti i vantaggi già menzionati in precedenza le pompe di circolazione di tali impianti consumeranno molto meno elettricità.

8.4 Pompa di circolazione

Le pompe di circolazione utilizzate nell'impiantistica sono costituite esclusivamente da pompe centrifughe la cui applicazione è limitata principalmente al trasporto dell'acqua e di miscele acqua-glicole nei circuiti chiusi.

8.4.1 Tipi di pompe

Nell'impiantistica si sono imposti due tipi di pompe. La pompa con funzionamento ad umido per gli impianti di piccole e medie dimensioni e la pompa con funzionamento a secco, che può essere utilizzata come pompa inline oppure come pompa a zoccolo e che copre soprattutto il campo di potenza superiore ed è di conseguenza conveniente per gli impianti di dimensioni da medie a grandi. La scelta della pompa di circolazione dipende da diversi parametri. Le brevi descrizioni che seguono costituiscono una

ricapitolazione delle principali caratteristiche e differenze dei due tipi di pompe.

Pompa con funzionamento ad umido

La pompa con funzionamento ad umido (figura 8.18) è una pompa di circolazione senza premistoppa, munita di un motore a guaina. Tutte le parti rotanti sono lubrificate dal fluido trasportato. La bobina del motore è isolata dalla camera umida mediante la guaina. Il raffreddamento del motore e la lubrificazione dei

cuscinetti radenti sono garantiti dal fluido trasportato. La pompa è una pompa centrifuga che si compone di due parti principali che sono la chiocciola ed il girante. Le pompe con funzionamento ad umido sono caratterizzate dalla loro costruzione compatta e dai motori a guaina costruiti soprattutto per questo scopo, motori la cui costruzione è fundamentalmente diversa da quella dei motori usuali.

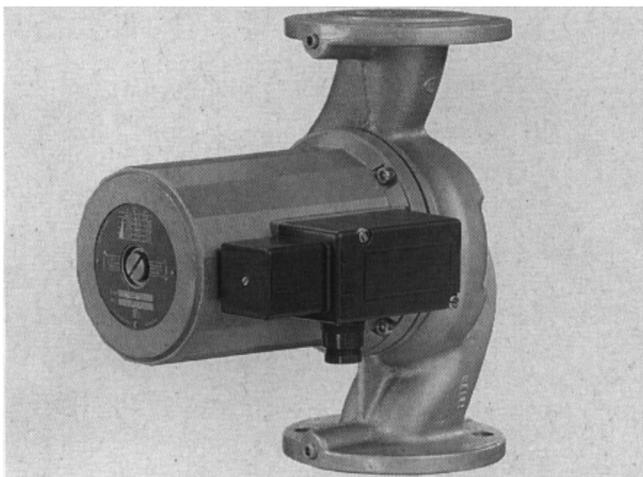
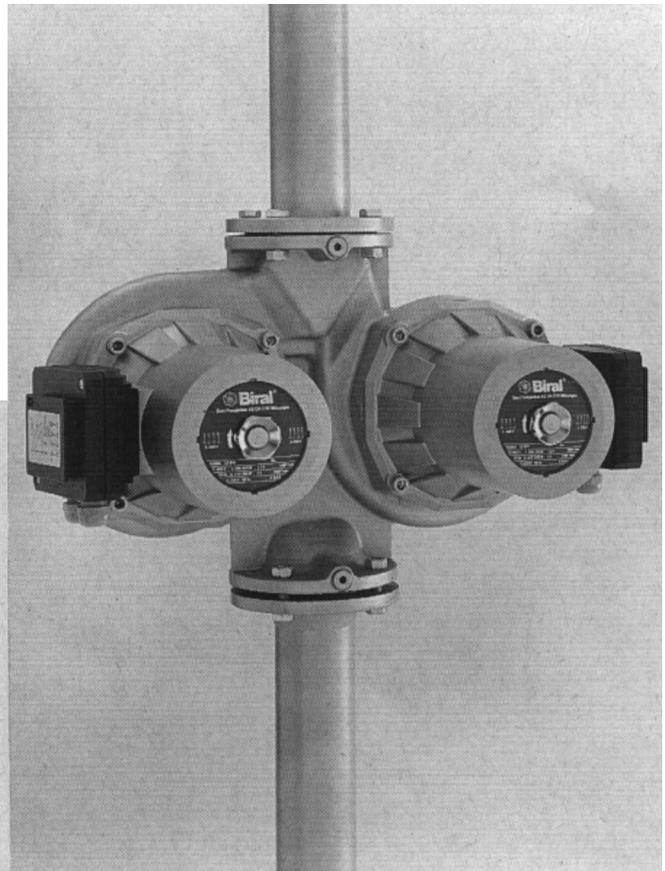


Figura 8.18: pompa con funzionamento ad umido [F1]



Doppia pompa con funzionamento ad umido [F3]

Le pompe ad umido sono molto silenziose a causa del tipo dei loro cuscinetti. Qualora vengano utilizzate in modo corretto non necessitano inoltre né di manutenzione, né di cura.

Pompa con funzionamento a secco

Nelle pompe con funzionamento a secco (figura 8.19) il motore rimane «secco», ossia il motore è isolato dalla pompa (fluido trasportato) da una tenuta ad anello scorrevole. Contrariamente a quanto si verifica nelle pompe con funzionamento ad umido i cuscinetti sono cuscinetti volventi ed il raffreddamento del motore è garantito da un ventilatore. Il

collegamento tra il motore e la pompa costituisce la differenza tra la pompa inline (motore flangiato direttamente sulla pompa) e la pompa a zoccolo (motore fissato sulla pompa mediante un dispositivo di accoppiamento). Contrariamente alla pompa inline, la pompa a zoccolo riveste solo un'importanza secondaria nel settore dell'impiantistica, poiché i suoi costi d'installazione sono relativamente alti.

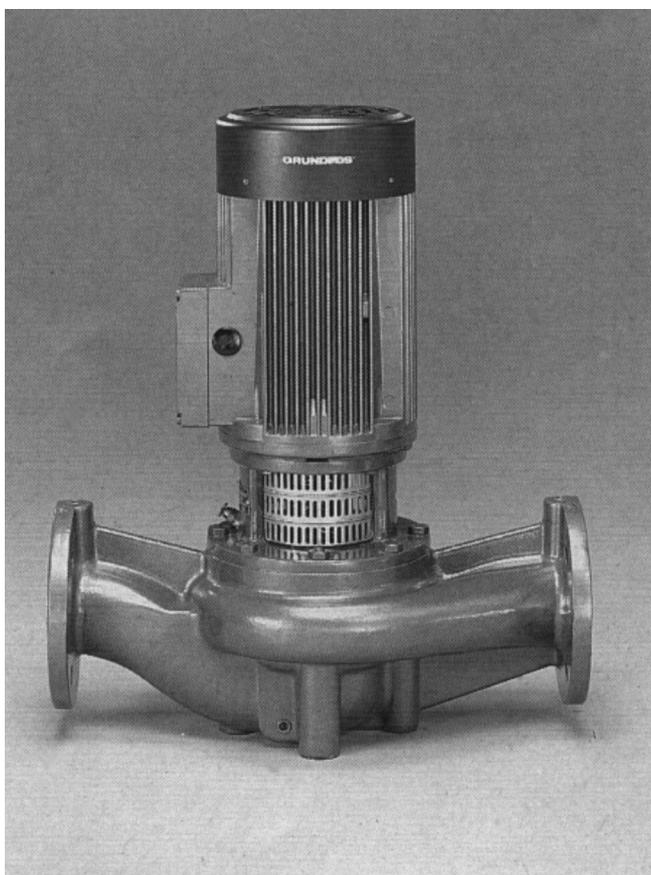
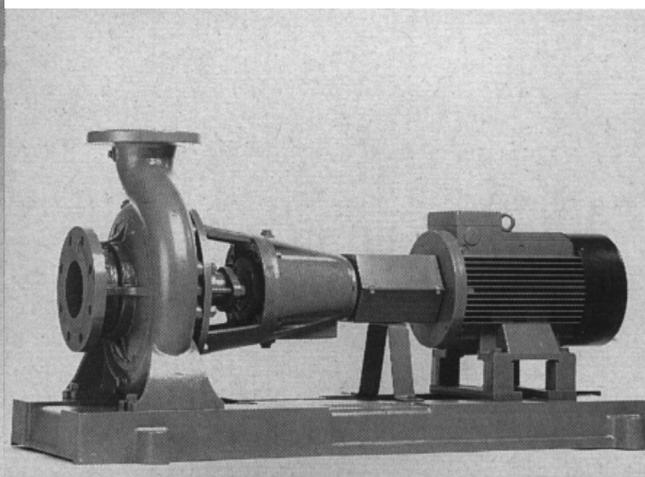


Figura 8.19: pompa inline [F4]



Pompa a zoccolo [F4]

A causa dei cuscinetti volventi e del ventilatore esterno il rumore causato dalle pompe con funzionamento a secco è sensibilmente maggiore di quello causato dalle pompe con funzionamento ad umido. Le pompe con funzionamento a secco non esigono parimenti alcuna manutenzione regolare. Non è tuttavia vietato eseguire controlli saltuari, ciò che permetterà di scoprire con un anticipo sufficiente danni eventuali ed un guasto della pompa.

8.4.2 Curva caratteristica delle pompe

Per quanto concerne la sua potenza il comportamento di una pompa di circolazione è illustrato da diagrammi con curve caratteristiche che mostrano l'interdipendenza della pressione di mandata (Pa) e della portata (m^3/h). Le curve caratteristiche delle pompe di circolazione si spostano sempre verso destra, ciò che significa che la pressione di mandata diminuisce allorché aumenta la portata. Le curve caratteristiche sono determinate dai fabbricanti sulla base di misurazioni effettuate al banco di prova. Al banco di prova le condizioni di flusso (lunghezza e diametro delle tubazioni di aspirazione e di pressione) sono ottimali. In pratica, ossia negli impianti, le condizioni di flusso sono raramente le stesse. Nelle condizioni reali la curva caratteristica effettiva della pompa varia quindi spesso rispetto alla curva caratteristica misurata [7]. Nei cataloghi i diagrammi indicano inoltre gli scarti delle curve caratteristiche della pompa rispetto alle curve caratteristiche misurate. Tali scarti sono diversi a seconda dei fabbricanti e non è possibile quantificarli. A questo proposito sarebbe opportuno che vi fosse una maggior trasparenza da parte dei fabbricanti per quanto concerne gli scarti tra i dati forniti nei cataloghi ed i valori misurati effettivamente. Sulla base di misurazioni la rivista tedesca «TEST» [8] valuta lo scarto delle curve caratteristiche di diverse pompe come «modesto a molto debole». In futuro i metodi di prova più moderni (ad es. Scuola tecnica di Yverdon; «TEST 1991») saranno in grado di fornire risultati migliori per quanto concerne la qualità dei dati forniti dai cataloghi. In ogni caso il progettista sarà conscio del fatto che esiste questa problematica allorché si tratterà di scegliere la pompa di circolazione.

Punto d'esercizio sulla curva caratteristica delle pompe

Il punto d'intersezione tra la curva caratteristica della rete e la curva caratteristica della pompa corrisponde sempre al punto d'esercizio dell'impianto. Il punto d'esercizio sarà possibilmente identico al punto di miglior rendimento. Quest'ultimo è situato sempre nel terzo in mezzo alla curva caratteristica della pompa. La figura 8.20 fa inoltre risaltare il fatto che la potenza aumenta quando anche la portata aumenta.

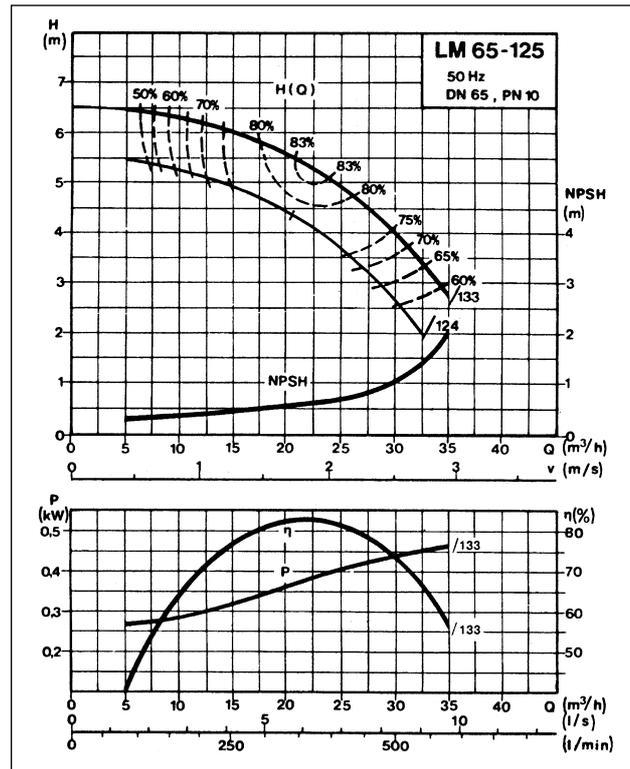


Figura 8.20: curva caratteristica della potenza idraulica e del rendimento di una pompa inline [F4]

È opportuno utilizzare la pompa di circolazione per tutti i punti d'esercizio situati nella curva caratteristica della pompa. Se il punto d'esercizio si sposta a lato della curva caratteristica (zone marginali) possono manifestarsi stati d'esercizio problematici. Sulla curva caratteristica della pompa possono quindi essere definiti tre campi d'esercizio (Figure 8.21 e 8.22).

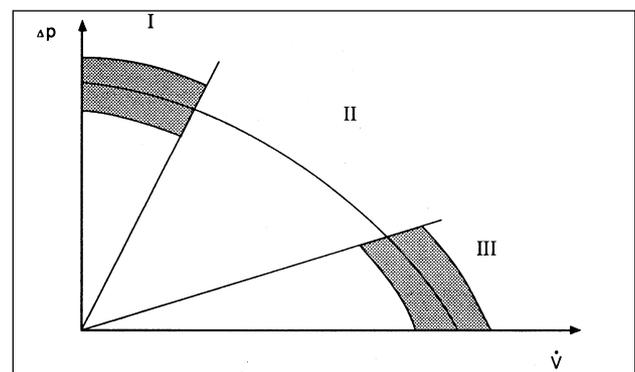


Figura 8.21: campi di funzionamento di una pompa di circolazione

<p>Campo I</p>	<p>Stato d'esercizio con valvole chiuse</p> <ul style="list-style-type: none"> - Uno spostamento assiale maggiore causa un logorio dei cuscinetti - Sollecitazione elevata delle guarnizioni - Temperature elevate del fluido, rispettivamente surriscaldamento della pompa - Questo campo è più critico per le pompe con funzionamento a secco che non per le pompe con funzionamento ad umido
<p>Campo II</p>	<p>Stato d'esercizio ottimale</p> <ul style="list-style-type: none"> - Campo d'esercizio caratterizzato da un buon rendimento - Con una portata variabile dimensionare il punto d'esercizio per la portata nominale possibilmente nella parte destra di questo campo
<p>Campo III</p>	<p>Stato d'esercizio con rete delle tubazioni sovradimensionata</p> <ul style="list-style-type: none"> - Funzionamento non stabile della pompa - Fenomeni di cavitazione nei cuscinetti (rispettare i valori NPSH) - Temperature più elevate nella bobina del motore delle pompe

Figura 8.22: campi d'esercizio delle pompe di circolazione

La maggior parte dei fabbricanti fornisce campi limitati nei suoi diagrammi (ad es. curva caratteristica della pompa sotto forma di una linea tratteggiata). È assolutamente indispensabile tenere in considerazione questi limiti al momento della scelta della pompa. Soprattutto nel caso degli impianti a portata variabile sarà necessario tener conto dello spostamento del punto d'esercizio sulla curva caratteristica della pompa nel campo di carico parziale.

Curva caratteristica della pompa e curva caratteristica della rete

La determinazione del punto d'esercizio si basa sul calcolo della rete delle tubazioni (pressione di mandata e portata) e, di conseguenza, sulla determinazione della curva caratteristica della rete. Come rammentato nel capitolo «8.2 Calcolo della rete delle tubazioni» l'esperienza ha dimostrato che la pressione di mandata necessaria per la rete realizzata è spesso inferiore (curva caratteristica della rete leggermente più piatta) a quella calcolata. Ciò è dovuto soprattutto ai supplementi di sicurezza di cui si tiene conto nel calcolo ed agli scarti reali tra l'impianto realizzato e l'impianto progettato. In qualsiasi caso occorrerà adeguare la curva

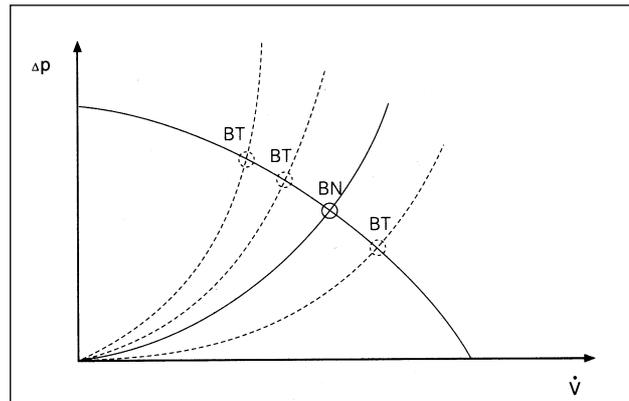


Figura 8.23: punto d'esercizio (punto d'intersezione della curva caratteristica dell'impianto e della curva caratteristica della pompa) della pompa di circolazione

caratteristica dell'impianto e le sue variazioni durante l'esercizio alla curva caratteristica della pompa, ciò che significa che i diversi stati d'esercizio che possono manifestarsi devono essere noti al momento della progettazione dell'impianto. Solo in questo modo è possibile procedere ad una scelta ottimale della pompa di circolazione.

Pompe di circolazione con curva caratteristica piatta

Le pompe di circolazione con curva caratteristica piatta sono pompe a debole velocità di rotazione, ossia $n < 1'500$ giri/min⁻¹. Queste pompe sono adatte soprattutto per gli impianti con portata variabile, giacché la riduzione della portata (ad es. chiusura delle valvole termostatiche, delle valvole di regolazione, ecc.) crea soltanto un aumento minimo della pressione di mandata della pompa di circolazione. Le pompe di circolazione con curva caratteristica piatta permettono, in

particolare con le valvole termostatiche, di evitare il manifestarsi di problemi di rumore mantenendo la pressione di mandata con flusso zero al di sotto di circa 20 kPa. In questo caso occorre tuttavia sottolineare il fatto che il comportamento dell'impianto subisce l'influsso in primo luogo del dimensionamento della rete delle tubazioni (tubazioni caratterizzate da deboli perdite di pressione!) e soltanto secondariamente della curva caratteristica della pompa (figura 8.24).

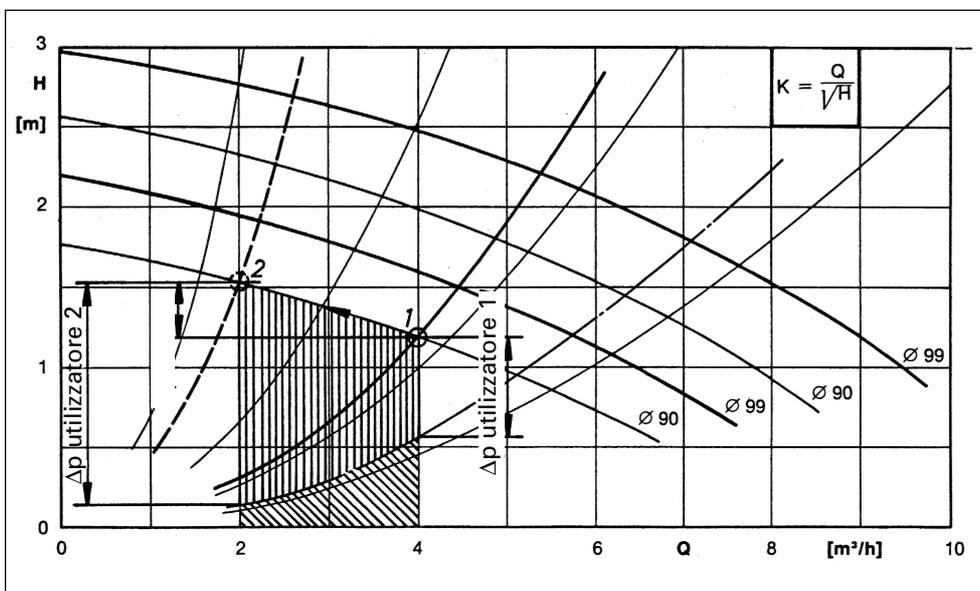


Figura 8.24: influsso della curva caratteristica della pompa e della curva caratteristica dell'impianto sulla pressione applicata all'utilizzatore nel caso di mutamento del punto d'esercizio (riduzione a metà della portata) [F9]

A causa della curva caratteristica piatta il comportamento di regolazione resta simile in tutto il campo della curva caratteristica. È opportuno essere particolarmente precisi allorché si tratta della combinazione di una pompa di circolazione a curva piatta con una valvola a strozzamento. Se il flusso della pompa viene ridotto fortemente mediante strozzamento, la curva caratteristica inizialmente piatta si trasforma in una curva a forte pendenza, ciò che causa grandi modificazioni della pressione anche in caso di piccole modificazioni della portata. Se dopo la posa di una pompa di circolazione si costata che la portata è troppo forte, si potrà ridurla adottando le misure seguenti:

- commutazione su una velocità di rotazione più debole
- sostituzione del girante
- sostituzione della pompa di circolazione.

Pompe di circolazione con curva caratteristica a forte pendenza

Le pompe con curva caratteristica a forte pendenza sono pompe con grande velocità di rotazione, ossia $n > 1'500$ giri/min⁻¹. Queste pompe di circolazione sono adatte soprattutto agli impianti con portata costante. Per quanto concerne la portata, gli scarti nel calcolo della rete delle tubazioni hanno un influsso meno pronunciato di quello che non abbiano sulle pompe di circolazione con curva caratteristica piatta. Le pompe di circolazione con curva caratteristica a forte pendenza sono pure adatte per gli impianti con portata variabile, a condizione che tale portata possa essere regolata per mezzo di un comando della velocità di rotazione dipendente dalla pressione (figura 8.25).

Le pompe di circolazione a grande velocità di rotazione sono generalmente più economiche ma anche più rumorose delle pompe di circolazione a debole velocità di rotazione. Sul piano del funzionamento dell'impianto la differenza di prezzo non dovrebbe tuttavia avere un ruolo determinante per quanto concerne la scelta della pompa di circolazione.

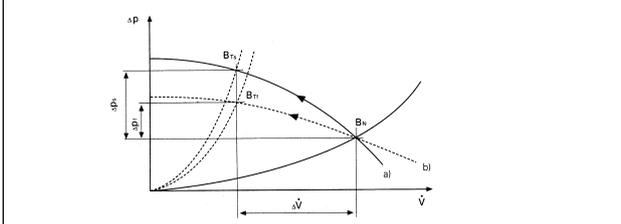


Figura 8.25: modificazioni della differenza di pressione per una curva caratteristica della pompa: a) a forte pendenza e b) piatta

8.4.3 Potenza e rendimento

Potenza elettrica necessaria per la pompa di circolazione

La potenza della pompa di circolazione dipende in forte misura dalla velocità di rotazione. Esistono a questo livello le interrelazioni seguenti:

- la portata \dot{V} varia proporzionalmente alla velocità di rotazione n :

$$\frac{\dot{V}_1}{\dot{V}_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)$$

- La pressione di mandata p varia proporzionalmente al quadrato della velocità

$$\frac{p_1}{p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2} \right)^2$$

- La potenza necessaria P varia proporzionalmente al cubo della velocità di

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

Partendo da queste interrelazioni si può costatare che la potenza sarà approssimativamente otto volte maggiore quando la portata aumenta semplicemente del doppio! Modificando la velocità di rotazione della pompa centrifuga le curve caratteristiche di quest'ultima si spostano quasi parallelamente (figura 8.26).

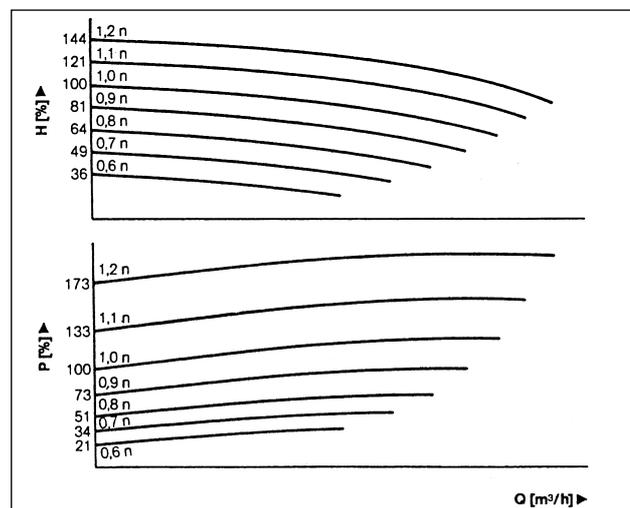


Figura 8.26: curve caratteristiche della pompa di circolazione per diverse velocità di rotazione [F1]

Potenza idraulica della pompa di circolazione

P_h è la potenza idraulica della pompa di circolazione che viene calcolata come segue:

$$P_h = \frac{\dot{V} \cdot \Delta p}{3600} \quad \text{W}$$

P_h	potenza idraulica	W
\dot{V}	portata	m ³ /h
Δp	perdita di pressione nella rete	Pa

Rendimento della pompa di circolazione

Il rendimento globale della pompa di circolazione e del motore corrisponde al prodotto dei diversi rendimenti singoli:

$$\eta_{\text{tot}} = \eta_{\text{motore}} \cdot \eta_{\text{pompa}} \quad -$$

η_{tot} rendimento totale -

η_{motore} rendimento del motore -

η_{pompa} rendimento della pompa -

I rendimenti delle piccole pompe con funzionamento ad umido non sono generalmente reperibili nei documenti forniti dai fabbricanti. Per le grandi pompe centrifughe i rendimenti vengono indicati sotto forma di curve concoidi o, per le pompe con funzionamento ad umido o inline, sotto forma di curve caratteristiche di rendimento (figura 8.24). Quando non sono disponibili le curve di rendimento i valori saranno calcolati sulla base dei dati esistenti. Il rendimento globale delle pompe è definito

$$\eta_{\text{tot}} = \frac{P_h}{P_{\text{el}}} \quad -$$

η_{tot} rendimento totale -

P_h potenza idraulica W

P_{el} potenza elettrica assorbita W

pertanto come segue:

In tutte le pompe di circolazione si manifestano delle perdite durante l'esercizio. Ciò è dovuto ai seguenti fattori:

- perdite della pompa dovute alla costruzione della stessa
- perdite per attrito nel girante e nella chiocciola
- perdite attraverso lo spazio esistente tra il

girante e la chiocciola della pompa

- perdite nel campo del carico parziale
- perdite causate da difetti tecnici di fabbricazione.

Secondo le affermazioni di diversi fabbricanti il mercato esige oggi delle pompe di circolazione economiche, silenziose e che non richiedano veruna manutenzione. Certi miglioramenti tecnici che rispondono alle esigenze summenzionate sono in parte totalmente opposti ad un'ottimizzazione del rendimento. Il miglioramento del rendimento si ottiene in particolare ottimizzando il girante, la chiocciola e le perdite attraverso lo spazio tra il girante e la chiocciola. A seconda delle dimensioni della pompa il suo rendimento varia tra il 30 e l'80%. Le grandi pompe hanno cioè un rendimento maggiore di quello delle piccole. Queste ultime presentano perdite relativamente più importanti, soprattutto a causa delle perdite tecniche dovute alla loro costruzione ed al loro tipo di fabbricazione.

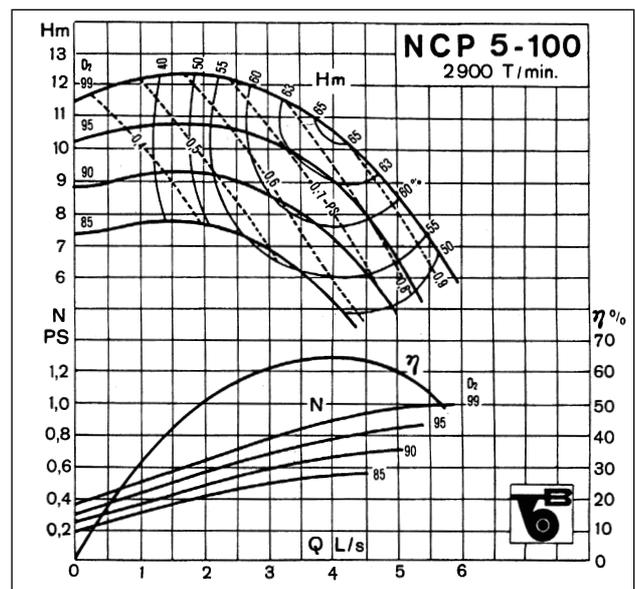


Figura 8.27: curve caratteristiche di rendimento (curve concoidi) delle pompe centrifughe [F4]

Rendimento del motore

Per quanto concerne i motori delle pompe si fa una distinzione tra quelli elettrici per le pompe con funzionamento ad umido ed i motori elettrici per le pompe con funzionamento a secco.

- Pompe con funzionamento ad umido

Nelle pompe con funzionamento ad umido (figura 8.18) vengono utilizzati motori a guaina. Si tratta di motori asincroni speciali nei quali la guaina separa meccanicamente lo statore dal rotore. La guaina ed il liquido tra lo statore ed il rotore diminuiscono ancora il rendimento di questo tipo di pompa. Per i piccoli campi di potenza si possono utilizzare motori asincroni trifase (3 ~380 V) oppure motori monofase a condensatore (1 ~ 220 V).

- Pompe con funzionamento a secco

Le pompe con funzionamento a secco vengono utilizzate soprattutto a partire da potenze installate > 200 W e sono munite di motori standardizzati

trifase convenzionali. Questi motori hanno rendimenti nettamente superiori a quelli dei motori a guaina delle pompe con funzionamento ad umido, ciò che ha ovviamente un influsso sul rendimento globale della pompa e del motore (figura 8.28). Per potenze elevate (pompe a zoccolo) la scelta del motore è libera, ciò che permette di ottimizzare il rendimento mediante una scelta corrispondente di quest'ultimo.

La figura 8.28 mostra i gradi di rendimento globale (pompa e motore) delle pompe con funzionamento ad umido e di quelle con funzionamento a secco, a dipendenza della potenza idraulica (prodotto della portata e della pressione di mandata). I rendimenti calcolati si riferiscono ogni volta al punto d'esercizio con il miglior rendimento per la pompa di circolazione corrispondente.

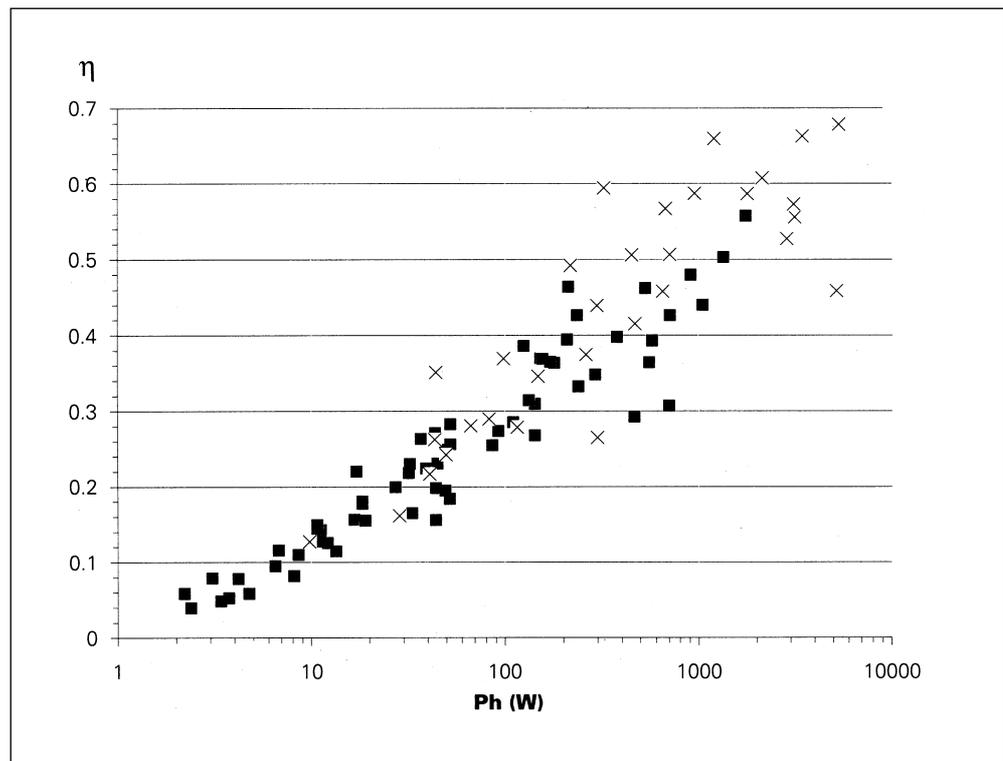


Figura 8.28: gradi di rendimento globale delle pompe di circolazione in funzione della potenza idraulica (Ph = prodotto della prevalenza per la portata) per diverse pompe con funzionamento ad umido ■ e con funzionamento a secco x

I rendimenti minimi ($\approx 3-10\%$) delle pompe con funzionamento ad umido nel campo di potenza inferiore possono destare delle inquietudini. In quest'ambito sarebbe auspicabile che il progresso faccia ancora un passo in più nella buona direzione, giacché si tratta di un campo di potenza in cui si utilizzano numerosissime pompe di circolazione (impianti di piccole dimensioni).

La figura 8.29 illustra il rendimento comparativo di tre prodotti in diverse categorie di potenza. Per quanto concerne il rendimento non esistono che deboli differenze tra i vari prodotti. La scelta della pompa di circolazione deve quindi avvenire in priorità sulla base della sua utilizzazione e del suo funzionamento nell'impianto stesso. Il criterio dell'ottimizzazione energetica non ha che un ruolo secondario.

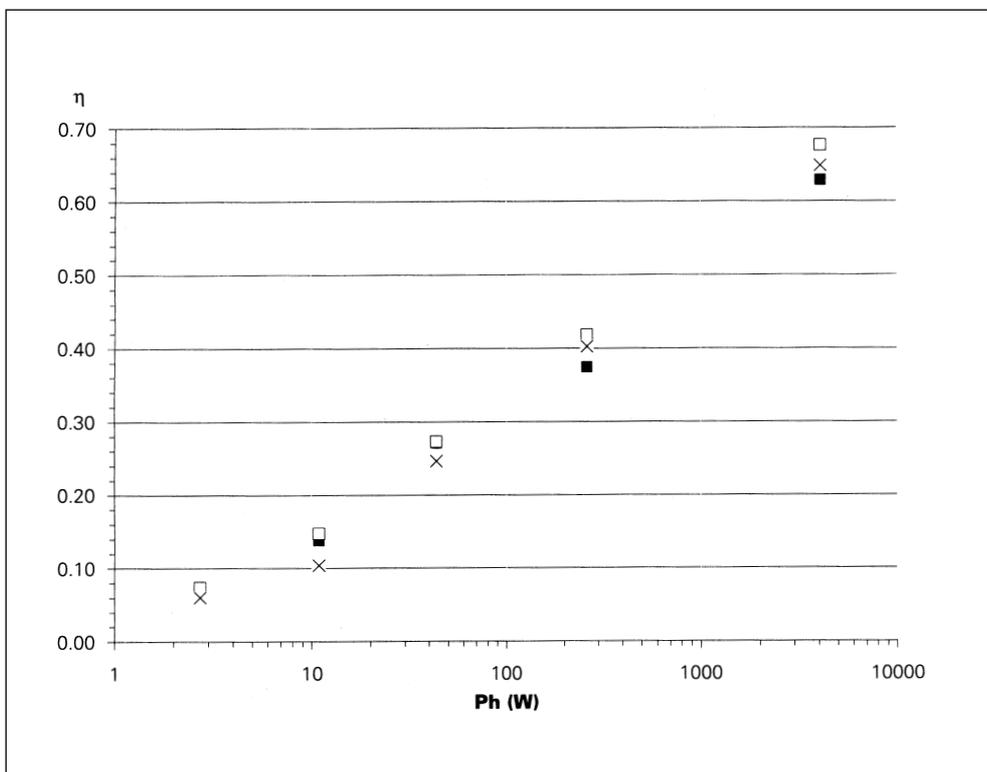


Figura 8.29: paragone dei gradi di rendimento delle pompe di circolazione di tre fabbricanti
 □ fabbricante A,
 × fabbricante B,
 ■ fabbricante C

I due esempi della figura 8.30 dimostrano che è possibile giungere a buoni rendimenti anche con una portata debole. La pompa a corrente continua per impianti solari raggiunge il rendimento rispettabile del 18.5%. Per fare un paragone in questa classe di potenza, le pompe «convenzionali» con funzionamento ad umido a corrente alternata dei principali fabbricanti e fornitori svizzeri raggiungono un rendimento di circa 14%. La differenza del 3% sembra minima, ma corrisponde ad un miglioramento relativo del rendimento di circa il 20%.

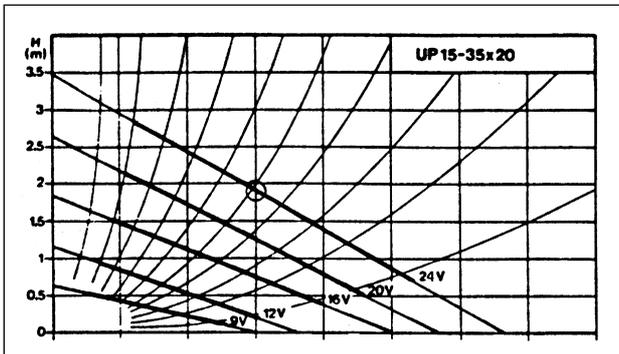


Figura 8.30: pompa a corrente continua [F4]

Per ottenere dai fabbricanti un miglioramento vero e proprio delle loro pompe occorre che i progettisti e gli installatori li sottopongano ad una pressione costante. I fabbricanti ritorneranno infatti sulle loro decisioni solo nel caso in cui esista una vera e propria domanda di pompe di circolazione migliori sotto l'aspetto energetico. Come in precedenza altri fattori determinano parimenti lo sviluppo e la messa a punto delle pompe di circolazione. Questa situazione era anche stata constatata durante l'ultima ISH di Francoforte (1991) in cui i temi principali erano costituiti dal design, dai sistemi incorporati di comando e di regolazione, nonché dalle unità prefabbricate di riscaldamento centrale.

8.4.4 Scelta della pompa di circolazione

Per scegliere la pompa di circolazione ottimale il progettista deve essere al corrente delle condizioni limite dell'impianto, nonché dei diversi tipi di pompe di circolazione. Per una scelta corretta delle pompe si deve tener conto delle seguenti considerazioni:

- prevalenza e portata

Dopo aver calcolato la rete delle tubazioni si costata spesso che il punto d'esercizio calcolato non coincide con la curva caratteristica della pompa. Si sa per esperienza che è allora necessario scegliere la pompa direttamente inferiore giacché la resistenza effettiva della rete è generalmente minore della resistenza calcolata (curva caratteristica più piatta, cfr. capitolo «8.2 Calcolo della rete delle tubazioni»). Per le pompe destinate alle caldaie ed agli impianti di teleriscaldamento la portata calcolata è tuttavia determinante per la scelta della pompa di circolazione. La scelta di una pompa di minori dimensioni non è quindi sempre ammissibile.

- Modificazione della curva caratteristica della rete durante l'esercizio (portata variabile)

Nel caso di portate variabili si dovrà stare attenti allo spostamento del punto d'esercizio e si sceglierà la pompa di circolazione in modo tale che il punto caratterizzato dal tempo di funzionamento maggiore corrisponda al punto d'esercizio ottimale (rendimento). Occorrerà inoltre discutere con il fabbricante in merito agli stati di funzionamento estremi e ciò per garantire una sicurezza d'esercizio ottimale.

- Curva caratteristica della pompa piatta o a forte pendenza

Il funzionamento dell'impianto determina la pendenza della curva caratteristica della pompa. Il prezzo della pompa di circolazione non deve costituire un criterio di scelta.

- Pompa con funzionamento ad umido o pompa con funzionamento a secco

Diverse condizioni marginali determinano la scelta del tipo della pompa di circolazione. Per considerazioni energetiche dovrà essere accordata la preferenza alla pompe con funzionamento a secco.

- Grado di rendimento

Nel caso delle pompe di circolazione con parecchie velocità oppure delle pompe di circolazione munite di un comando continuo della velocità di rotazione si dovrà tener conto del fatto che il rendimento peggiora quando la velocità di rotazione è debole.

- Comportamento della pompa al momento dell'avviamento

Come raffigurato dagli esempi e grazie ad un dimensionamento adeguato, per le pompe sono necessarie potenze minime. In certi casi ciò può causare problemi d'avviamento. Il progettista deve perciò adottare le misure adatte a garantire la sicurezza dell'esercizio.

- Scelta della corretta protezione del motore

Anche la scelta della corretta protezione del motore è determinante per quanto concerne la durata di vita e la sicurezza d'esercizio della pompa di circolazione. Questa protezione ha lo scopo di proteggere il motore contro i sovraccarichi oppure un'alimentazione inammissibile. Le misure da adottare di volta in volta devono essere discusse con il fabbricante della pompa.

Mezzi ausiliari per la scelta della pompa di circolazione

- Scelta mediante un catalogo

La scelta della pompa mediante un catalogo costituisce ancora il metodo più diffuso. Questo metodo offre il vantaggio di poter fornire tutte le indicazioni e tutti i dati necessari già direttamente sul catalogo stesso.

- Scelta per mezzo di un programma di EED

I programmi per la scelta delle pompe non fanno altro che sostituire i cataloghi. Il programma non può tuttavia sostituire anche le operazioni di dimensionamento della pompa di circolazione. Non può neppure supplire alle conoscenze di cui il progettista dispone per quanto concerne il funzionamento dell'impianto. Il programma può al massimo permettere certe semplificazioni (consultazione delle pagine del catalogo), proponendo un'ampia scelta di possibilità. La pompa scelta può essere fatta comparire sullo schermo con schemi grafici, descrizioni tecniche, testi descrittivi, ecc. Il ricorso a questo metodo di

scelta richiede tuttavia un'analisi critica ed approfondita delle indicazioni e dei dati forniti. Sul mercato svizzero si trovano attualmente programmi di scelta proposti da [F1], [F3] e [F4].

- Scelta sulla base di uno «scambio standard»

Nella maggior parte dei cataloghi delle pompe esiste uno «scambio standard». Quest'ultimo fornisce informazioni esatte circa lo spettro completo dei tipi disponibili e permette di sostituire un prodotto con un altro. Sul piano pratico lo «scambio standard» permette unicamente di fare un paragone tra le misure delle pompe stesse (dimensioni di allacciamento, lunghezza, ecc.) e di scegliere pezzi di compensazione (questi dati figurano anche sulla scheda tecnica di ogni pompa). Per quanto concerne la potenza della pompa ed il tipo della sua curva caratteristica è sconsigliato di servirsi di uno «scambio standard». La figura 8.31 illustra gli effetti di un uso «cieco» di questo strumento di scelta. Le curve caratteristiche delle due pompe di circolazione (sostituzione raccomandata) sono fondamentalmente diverse e le pompe devono essere utilizzate per applicazioni differenti.

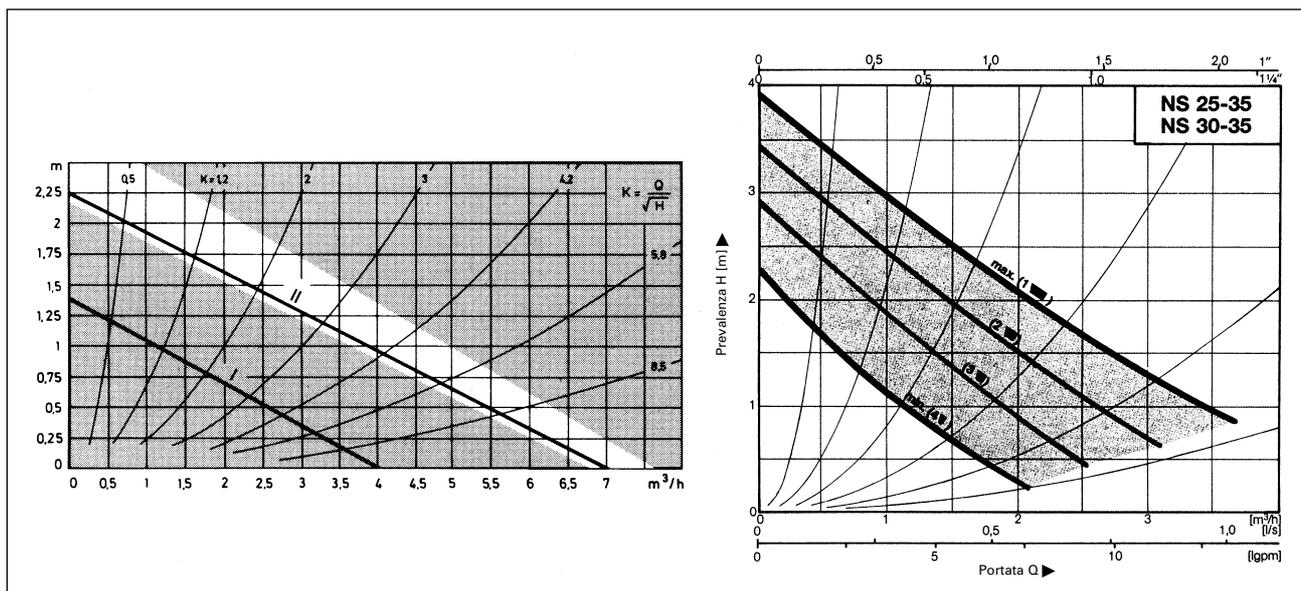


Figura 8.31: differenze delle curve caratteristiche delle pompe nella scelta di una pompa mediante lo «scambio standard» [F1], [F3]

Nei cataloghi dei fabbricanti non si trovano purtroppo indicazioni concernenti la problematica dell'applicazione dello «scambio standard».

Si dovrà quindi rinunciare a questo strumento per la scelta o per il dimensionamento della pompa di circolazione.

8.5 Comando e regolazione

8.5.1 Correlazioni fondamentali

Il comando e la regolazione delle pompe di circolazione perseguono i due obiettivi seguenti:

- il comportamento della pompa deve essere adeguato ai bisogni rispettivi di ogni impianto.
- Devono essere evitati i funzionamenti a vuoto, come ad esempio l'inutile richiesta di acqua per il riscaldamento qualora non sussista più alcun fabbisogno.

Per poter raggiungere questi due obiettivi e in un caso ideale ogni utilizzatore dovrebbe essere alimentato in ogni momento solo con la portata necessaria, rispettivamente con la differenza di pressione necessaria. Le pompe di circolazione saranno dimensionate in modo da poter essere in grado di fronteggiare la portata massima necessaria. Questa portata è generalmente necessaria solo durante un breve lasso di tempo: nel caso degli impianti di riscaldamento, ad esempio, quando tutti gli utilizzatori (produzione d'acqua calda e riscaldamento dei locali) richiedono contemporaneamente il massimo di quanto può loro essere fornito. La regolazione del carico dell'impianto avviene di regola facendo variare due parametri fondamentalmente diversi. Una regolazione preliminare approssimativa dell'impianto di riscaldamento, ossia la compensazione delle perdite termiche in funzione della temperatura esterna, avviene per mezzo di una temperatura di andata adeguata. La regolazione fine che è utilizzata più sovente avviene mediante la modificazione della portata (valvole termostatiche). Le valvole termostatiche possono garantire una riduzione della portata onde compensare l'azione di carichi termici interni o esterni (ad es. illuminazione, persone o sole). Queste fonti di calore sono estremamente variabili e possono essere sfruttate solo con l'ausilio di un segnale che esprima lo stato momentaneo dell'impianto di riscaldamento, nonché di un comando corrispondente della pompa.

Influsso della portata sull'emissione di calore

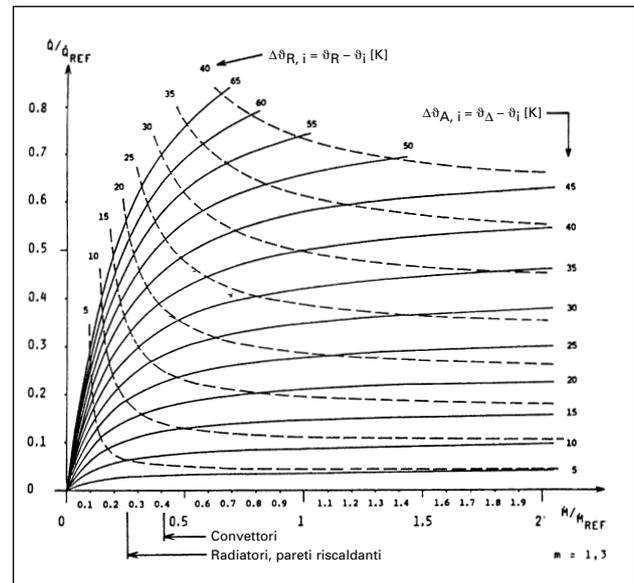


Figura 8.32: diagramma dei corpi riscaldanti

Dal diagramma dei corpi riscaldanti (figura 8.32) si capisce il fatto che è problematico regolare le emissioni di calore tramite la portata. Un aumento della potenza calorifica del 10% richiede un aumento della portata del 100% nel punto di riferimento. Per diminuire in modo notevole la potenza calorifica dovrebbe aver luogo una riduzione della portata dal 10 al 15% della portata di riferimento. Una valvola termostatica regola spesso l'emissione del calore del corpo riscaldante mediante una posizione d'inserimento/di disinserimento, soluzione che concerne soprattutto gli impianti che hanno come caratteristica importanti portate nominali. Quanto minori saranno la portata nominale (grande ΔJ) e la temperatura di andata, tanto più facile sarà procedere ad una correzione efficace modificando la portata.

Influsso della differenza di pressione sull'emissione di calore

Un aumento della differenza di pressione attraverso l'utilizzatore causa a sua volta un aumento della portata e, di conseguenza, dell'emissione del calore, ciò che può causare una modificazione della temperatura ambiente. Ideale sarebbe una differenza di pressione

costante sulla valvola di regolazione dell'utilizzatore. Come abbiamo tuttavia già visto, l'emissione di calore a dipendenza della portata è molto «elastica». Sapendo che le perdite di pressione aumentano al quadrato della portata, secondo [2] si dovranno prendere in considerazione solo deboli difficoltà nel caso di variazioni della pressione da 1:2. Le variazioni di pressione devono essere mantenute entro limiti più stretti di quelle necessarie per i corpi riscaldanti fortemente sovradimensionati. Un aumento troppo forte della pressione attraverso l'utilizzatore può infatti creare problemi di rumore.

In generale occorre conoscere il comportamento dell'utilizzatore nel sistema per essere consci dei pericoli o delle difficoltà e per poter fornire una spiegazione degli scarti in rapporto al comportamento desiderato.

8.5.2 Sistemi di comando e di regolazione

È assolutamente indispensabile conoscere in modo esatto il funzionamento dell'impianto ed il suo comportamento sotto carico per poter scegliere il sistema di comando e di regolazione adeguato. Sarà così possibile evitare l'installazione di sistemi costosi e complicati che non sono assolutamente adatti. In questo contesto si dimentica spesso che occorre parimenti tener conto dei sistemi di comando e di regolazione al momento della progettazione per quanto concerne la messa in esercizio e l'ottimizzazione. Prima della scelta di un sistema è quindi indispensabile saper rispondere ad alcune domande:

- perché voglio eseguire una regolazione?
- Cosa deve essere regolato?
- Quale grandezza è razionale per il mio impianto?
- Dove e come posso eseguire una misurazione?
- Con quale precisione posso misurare?
- In quali settori la mia grandezza di comando/di regolazione varia?

Per poter rispondere con lo specialista a tutte le domande concernenti un comando/una regolazione razionali occorre conoscere numerosi dati concernenti l'impianto. Non è possibile avere a disposizione tali dati se non mediante un calcolo dettagliato della rete delle tubazioni.

8.5.3 Grandezze di comando

Le sei principali grandezze di comando con cui possiamo avere un influsso sull'impianto e, di conseguenza, sul suo consumo di energia elettrica sono le seguenti:

- durata di funzionamento e posizione della valvola
- temperatura di ritorno
- temperatura di andata
- differenza di temperatura
- differenza di pressione
- portata.

Le ultime due grandezze di comando summenzionate non possono essere considerate in modo separato giacché è noto che esse dipendono l'una dall'altra.

Grandezza di comando «durata di funzionamento e posizione della valvola»

In tutti gli impianti è opportuno ridurre il consumo di energia elettrica della pompa di circolazione riducendo la sua durata di funzionamento. Tale obiettivo può essere raggiunto mediante un inserimento ed un disinserimento della pompa di circolazione per mezzo di un temporizzatore di comando o, meglio ancora, in funzione del fabbisogno segnalato dalla valvola. Si può così evitare qualsiasi funzionamento inutile dell'impianto. Ad ogni disinserimento occorre che venga garantito costantemente il funzionamento perfetto dell'impianto (ad es. protezione contro il gelo). Queste funzioni di comando saranno preferibilmente svolte da un apparecchio di regolazione centralizzato (ad es. regolatore di riscaldamento) che, se necessario, le ritrasmetterà ulteriormente. Oggi non è più

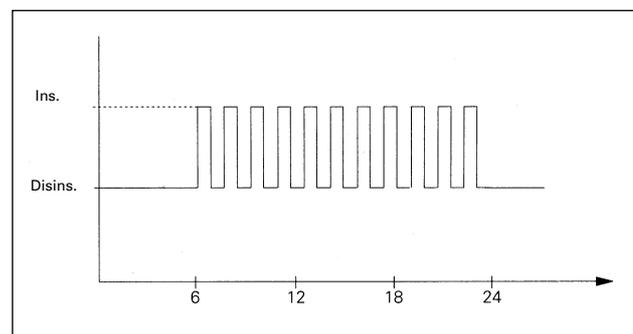


Figura 8.33: comando di una pompa ad acqua calda mediante un temporizzatore

possibile dare credito all'affermazione che viene spesso fatta in certi ambienti secondo la quale sarebbe meglio non disinserire le pompe di circolazione durante l'estate affinché possano funzionare perfettamente d'inverno. Numerosi regolatori di riscaldamento danno alla pompa periodicamente ordini brevi d'inserimento anche in estate allo scopo di evitare qualsiasi possibilità di stasi. Una seconda misura del tutto semplice, ed anche molto razionale in caso di altre disfunzioni, consiste nel mettere in movimento il riscaldamento in autunno, a scopo di prova.

Grandezza di comando «temperatura di ritorno»

Negli impianti con una temperatura di andata costante ed una temperatura di ritorno che dipende dal carico è razionale utilizzare la temperatura di ritorno quale segnale di comando per ridurre la velocità di rotazione della pompa di circolazione. Si avrà cura di fare in modo che le portate deboli non creino problemi. Poiché il segnale agisce con ritardo non è possibile procedere ad adeguamenti rapidi. In generale si controllerà pure se non sarebbe più indicata una regolazione della temperatura di andata.

Grandezza di comando «temperatura di andata»

Questo segnale di comando non dice in generale alcunché sullo stato di carico dell'impianto. Nel caso di un impianto di riscaldamento, ad esempio, la temperatura di andata viene per principio regolata; finché la curva di riscaldamento è correttamente regolata la portata resta più o meno costante. La proporzione tra i contributi calorifici interni e quelli forniti dal sole aumenta tuttavia allorché la temperatura di andata diminuisce. Le modificazioni di portata comandate da questi contributi non possono tuttavia essere calcolati in anticipo; l'adeguamento della portata sarà eventualmente ottimizzato mediante un apparecchio di comando e di regolazione.

Grandezza di comando «differenza di temperatura»

Negli impianti in cui la differenza di temperatura costituisce una grandezza costante, cioè ad esempio nella rete primaria di un impianto con pompa di calore, è necessario utilizzare tale differenza di temperatura quale segnale di comando. Come tale il segnale di comando agisce con ritardo; dopo una modificazione occorre quindi un certo tempo prima che si ristabilisca uno stato di equilibrio. In generale è più delicato determinare delle differenze partendo da due valori misurati che non utilizzando una sola grandezza. Le difficoltà si manifestano sempre allorché la differenza di temperatura è debole rispetto ai valori assoluti misurati. Il riferimento [19] fornisce indicazioni preziose che permettono di evitare errori nell'ambito delle misurazioni dell'impiantistica.

Grandezza di comando «differenza di pressione»

Come già rammentato, le grandezze «differenza di pressione» e «portata» dipendono l'una dall'altra. Negli impianti a portata variabile la prima reazione ad ogni modificazione di pressione consisterà in una modificazione della portata finché le valvole di regolazione non si siano adattate alla nuova situazione. La regolazione della pressione persegue l'obiettivo di garantire la pressione minima necessaria in ogni punto dell'impianto. Tale obiettivo non sarà mai completamente raggiunto giacché sarebbero necessarie enormi operazioni di misurazione e di comando. Poiché con le reti idrauliche moderne a portata variabile non esiste più un «utilizzatore peggiore» (con le reti a portata variabile ogni utilizzatore può diventare il peggiore a causa delle condizioni che dominano sul momento), la scelta del punto di misurazione assume una grande importanza. Il comportamento dell'impianto dipende fortemente da tale scelta. Sulla figura 8.34 possiamo riconoscere i diversi effetti che si esplicano su un impianto. In generale si può affermare: le piccole variazioni di pressione in una tratta lontana non possono assolutamente essere misurate tecnicamente su un distributore o ad esempio su una pompa. Esistono nella prassi diversi metodi per giungere ad un risultato accettabile mediante un investimento ragionevole.

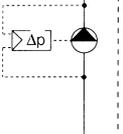
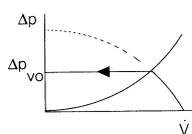
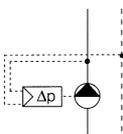
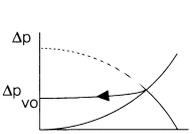
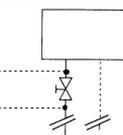
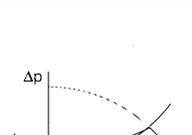
Punto di misurazione	Schema	Diagramma della pompa	Possibilità di regolazione/ autorità delle valvole	Risparmio d'elettricità
Regolazione della pressione attraverso la pompa			L'autorità delle valvole è migliorata dal non aumento della pressione	esiguo
Regolazione della pressione attraverso l'utilizzatore			Le cadute di pressione dovute a resistenze statiche possono essere compensate nella centrale. Ciò migliora fortemente l'autorità delle valvole	notevole
Regolazione della pressione attraverso le valvole degli utilizzatori			La maggior parte delle resistenze nelle tubazioni è compensata. In un caso ideale teorico (un utilizzatore) la valvola otterrà un'autorità ottimale	molto elevato

Figura 8.34: influsso dei diversi punti di misurazione sulla regolazione della pressione

– Regolazione della pressione attraverso la pompa (figura 8.35)

Limitando la pressione per mezzo della pompa, diminuisce il rischio che si manifestino problemi di rumore. In questo caso si tratta di problemi di rumore causati dalle valvole termostatiche, problemi provocati dall'aumento eccessivo della pressione delle pompe con portate viepiù deboli. Occorre nel modo più assoluto che la pressione necessaria per una portata al 100% non superi il valore acustico limite. Tale valore corrisponde approssimativamente a 20 kPa (in funzione della combinazione della valvola termostatica e di corpi riscaldanti leggeri tale valore può parimenti corrispondere a ca 10 kPa!). Si dovrà tener conto di questo dato al momento della progettazione dell'impianto. La pressione viene regolata in modo da ottenere una differenza di pressione costante oppure in leggera

diminuzione. Una differenza di pressione costante è ottenuta utilizzando una pompa con curva caratteristica estremamente piatta o per mezzo di una regolazione eseguita direttamente sulla pompa. Per ottenere una differenza di pressione in leggera diminuzione esistono pompe con curve caratteristiche dette «negative» (per negativa s'intende una curva che per portate minori fornisce parimenti pressioni di mandata minori). Si tratta di componenti relativamente semplici e molto utili per i grandi impianti che permettono alla pompa di circolazione di assumere il ruolo di fonte della pressione (cfr. capitolo «8.2 Calcolo della rete delle tubazioni»). Come l'abbiamo spiegato nel capitolo 8.2 l'autorità degli utilizzatori e delle valvole di regolazione, nonché la stabilità della rete risulteranno di conseguenza migliorate.

Spiegazioni concernenti le figure seguenti:
 la figura a sinistra mostra dove la pressione della pompa deve essere ridotta. In primo luogo attraverso l'utilizzatore (Δp_{vb}) per mezzo delle differenze di pressione della valvola (Δp_{v100}) e dell'organo di equilibratura (Δp_{A100}). La differenza di pressione attraverso la valvola per una portata nulla (Δp_{v0}) vi è parimenti raffigurata.

La figura a destra presenta la correlazione tra la curva caratteristica della rete e la pompa. Un caso possibile di carico parziale è rappresentato con una linea tratteggiata. Il punto d'esercizio nominale (B_N) a causa della riduzione della portata si sposta da questo punto in direzione del punto d'esercizio a carico parziale (B_T).

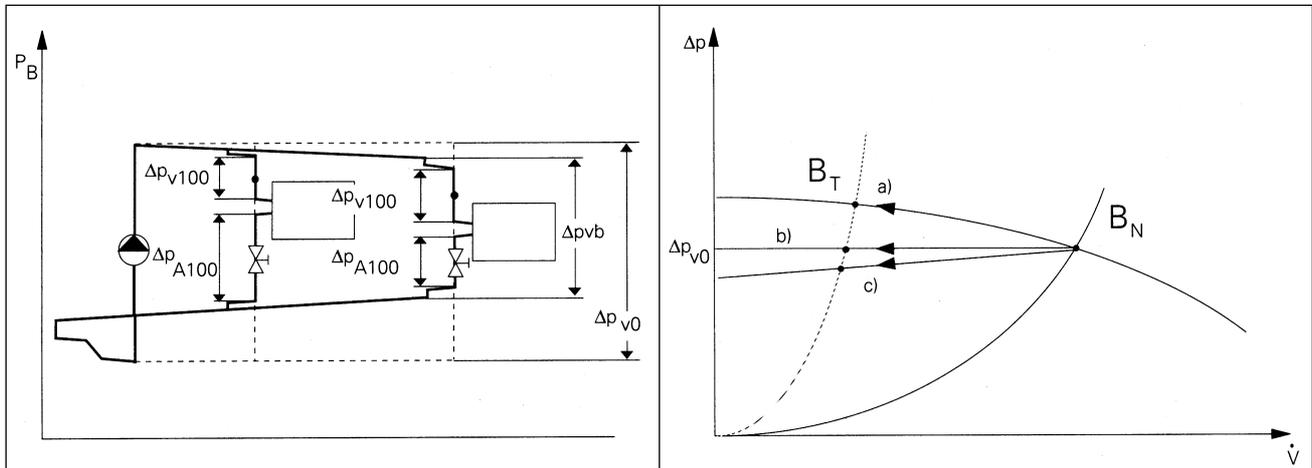


Figura 8.35: diagramma delle pressioni e diagramma della pompa nel caso di una regolazione della pressione attraverso la pompa con a) curva caratteristica piatta, b) regolazione costante della pressione, c) curva caratteristica negativa della pompa

- Regolazione della pressione attraverso il distributore (figura 8.36)

Mediante il mantenimento di una pressione costante nel distributore, rispettivamente a monte della prima distribuzione si può ad esempio assorbire le perdite di pressione sul circuito del generatore in caso di carico parziale, diminuire l'aumento delle differenze di pressione sulle valvole e migliorare così l'autorità delle stesse.

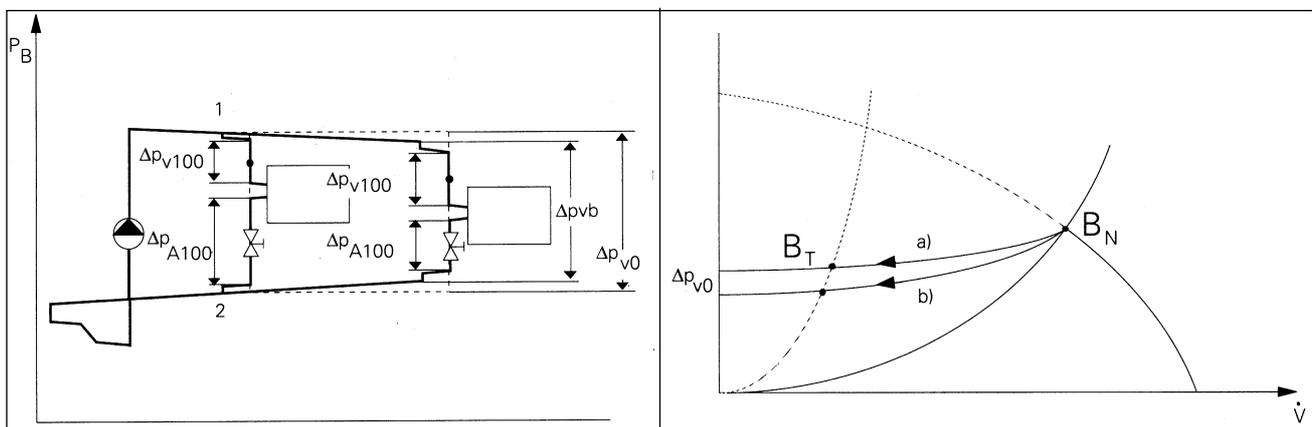


Figura 8.36: diagramma delle pressioni e diagramma della pompa al momento della regolazione della pressione attraverso l'utilizzatore con a) pressione costante e b) pompa con curva caratteristica negativa (1-2)

A livello dell'impianto (eventuale installazione di un misuratore di portata), il secondo modo di regolazione centrale della pressione è simile alla variante che prevede un mantenimento di una pressione costante sul distributore. La differenza risiede nel fatto che la curva caratteristica della pompa, calcolata matematicamente, è negativa. Per disporre sempre di una differenza di pressione sufficiente nell'utilizzatore momentaneamente peggiore, si dovrà cercare la pendenza ottimale osservando attentamente il funzionamento dell'impianto stesso. Nella peggiore delle ipotesi si giungerà finalmente allo stesso punto in cui si sarebbe giunti mantenendo una pressione costante sul distributore. Questo tipo di regolazione è basata sul fatto che le perdite di pressione causate da tutte le resistenze statiche nelle tubazioni (tubazioni, contatori di calore, coefficienti, organi di equilibratura, ecc.) diminuiscono notevolmente in caso di carico parziale, mentre la

pressione residua è ancora sufficiente per la perdita di pressione attraverso le valvole degli utilizzatori. In questo caso particolare le forti riduzioni summenzionate delle perdite di carico causate dalle reti (con deboli perdite di pressione) e dalle pompe di circolazione che lavorano come fonte di pressione sono praticamente trascurabili. Negli impianti molto grandi (teleriscaldamenti con lunghe tubazioni) questo tipo di regolazione può procurare vantaggi, giacché permette di programmare qualsiasi caratteristica di pompa solo introducendo valori di sostegno.

- Mantenimento di una pressione costante attraverso le valvole degli utilizzatori
(figura 8.37)

Non sarà possibile raggiungere completamente questo obiettivo mediante una soluzione centrale. Invece di misurare la pressione sull'utilizzatore come descritto qui sopra, si misura la pressione su tutte le «valvole degli utilizzatori» ed in seguito si paragonano questi

diversi valori con i valori teorici corrispondenti. La pompa di circolazione viene adeguata corrispondentemente all'esercizio momentaneo. Ciò necessita tuttavia una trasmissione delle grandezze misurate di tutti gli «utilizzatori» verso il comando della pompa corrispondente. Nel nostro esempio di «grandi impianti» i valori misurati in 10 sottostazioni sono trasmessi per mezzo di circa 480 m di cavi. Qualora non si disponga già di un sistema generale di comando e di regolazione ne risulta una spesa supplementare dell'ordine di fr. 50'000.- che dovrebbe essere ammortizzata dal funzionamento migliore dell'impianto, nonché dai risparmi realizzati sul consumo dell'elettricità. Considerando che il consumo d'energia della pompa scelta può essere valutato approssimativamente a 6'445 kWh/a, ciò che corrisponde ad una spesa per l'elettricità di circa fr. 965.-/a e ammettendo, per essere ottimisti, un risparmio del 50%, ossia di circa fr. 480.-/a, constatiamo che il rapporto costi/utilità è misero.

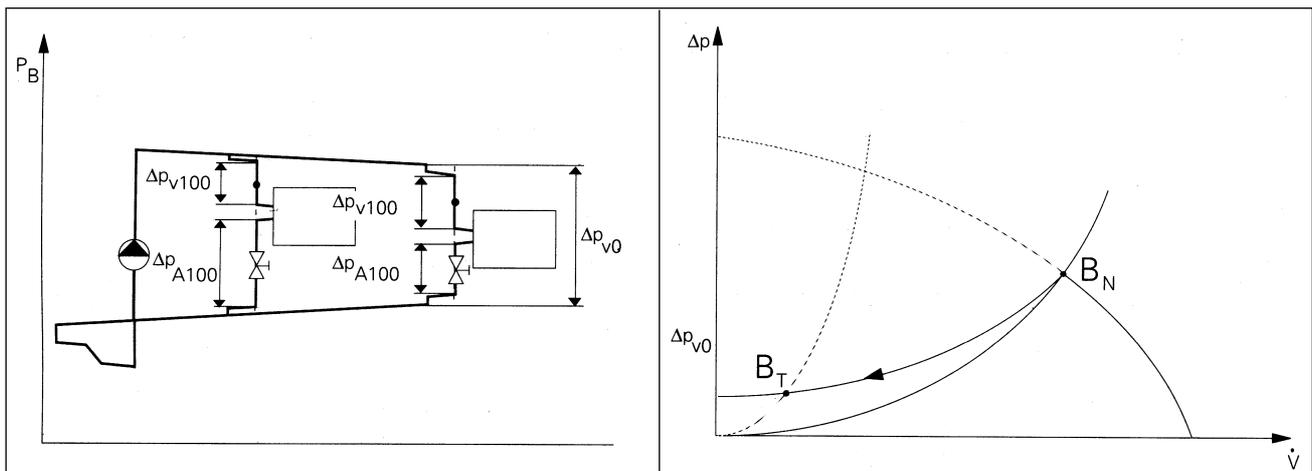


Figura 8.37: diagramma delle pressioni e diagramma della pompa durante una regolazione a pressione costante nella valvola dell'utilizzatore, ad es. nella sottocentrale

- Portata (figura 8.38)

Oltre alla pressione, la portata è la seconda grandezza centrale. Questo valore è necessario in primo luogo nell'ambito della ripartizione della potenza. Anche la portata si modifica per mezzo delle valvole di regolazione. Si costata quindi che la portata è la grandezza realmente determinante in una rete. È relativamente semplice misurarla in un punto centrale, ad esempio per mezzo di una sonda di corrente. Il principio della regolazione è simile a quello applicato nel caso di una pompa con curva caratteristica negativa; la pendenza non è tuttavia fissa ed il regolatore tenta entro determinati limiti di «scoprire» esso stesso la pendenza ideale per la rete determinata. Basandosi su una modificazione misurata della portata, esso cerca di adeguare il regime della pompa e di garantire in questo modo che

l'utilizzatore peggiore sia sempre alimentato con la differenza di pressione necessaria. Questa ricerca automatica della curva «negativa» costituisce un vantaggio che non deve essere sottovalutato, giacché ogni ottimizzazione manuale esige un grande dispendio di tempo e, secondo le esperienze fatte, solo raramente può essere eseguita in modo ottimale. Poiché il sistema è relativamente nuovo al momento attuale mancano ancora esperienze sul piano pratico. Le misure effettuate negli impianti in esercizio permetteranno di appurare se questo sistema è quello conveniente per risolvere il problema decentralizzato delle variazioni di pressione. Esso sembra tuttavia essere molto interessante per l'applicazione nei grandi impianti.

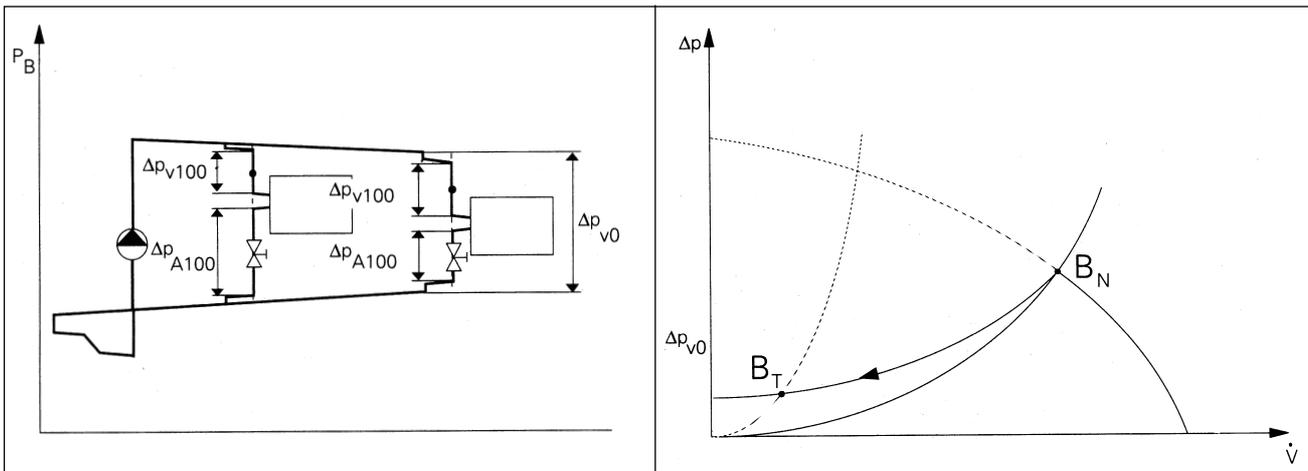


Figura 8.38: diagramma delle pressioni e diagramma della pompa per la regolazione della portata sul distributore

Per tutte le grandezze di comando vale:

quanto più il comportamento dei diversi consumatori è simile, tanto più la realizzazione di una regolazione economica dell'impianto è possibile. Spesso è necessario suddividere gli utilizzatori in gruppi di comportamento simile e regolarli separatamente.

8.5.4 Regolatore della potenza

Pompe a parecchie velocità

L'impiego di pompe a parecchie velocità è un modo semplice per giungere allo spostamento del punto di lavoro di un impianto. Ciò può avvenire manualmente oppure automaticamente. Al momento della messa in esercizio di un impianto non automatico occorrerà iniziare sempre dalla commutazione della pompa sulla velocità minore, per commutarla in seguito sulla velocità direttamente superiore solo in caso di necessità assoluta. Per un esercizio automatico si utilizzerà il segnale più chiaro possibile; utilizzando ad esempio la differenza di pressione è facile passare da una velocità all'altra con

un'alternanza regolare.

Esempi:

- ricerca del punto d'esercizio ottimale, commutazione a mano
- commutazione d'avviamento per ovviare ai problemi di avviamento, commutazione dipendente dall'orario
- assistenza durante la diminuzione notturna, commutazione dipendente dall'orario
- compensazione dei carichi interni nel campo di carico parziale e riduzione dei problemi di rumore, commutazione dipendente dalla temperatura di andata (un'ottimizzazione dell'esercizio è indispensabile).

Campo della variazione di regime: dal 40 al 100%. La progressione dei rapporti di velocità può variare fortemente a seconda della marca della pompa. Una progressione stretta permetterà ad esempio di trovare il punto di lavoro ottimale molto più facilmente che non utilizzando una progressione ampia.

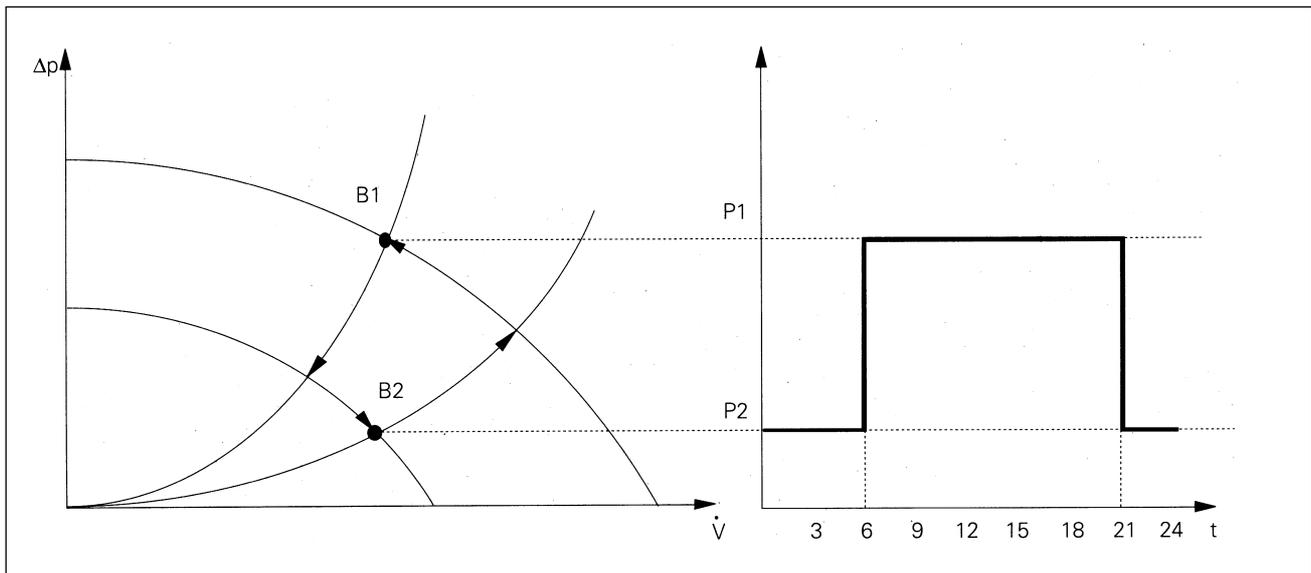


Figura 8.39: commutazione nel caso di diminuzione notturna (dopo la diminuzione della temperatura ambiente, le valvole termostatiche si aprono e la curva caratteristica della rete diventa più piatta)

Pompe a velocità progressiva con comando a ritardo di fase

Questo tipo di regolazione progressiva e relativamente vantaggiosa (regolazione della tensione effettiva del motore) può essere utilizzato soltanto con le pompe con funzionamento ad umido. Esse adempiono infatti i due presupposti indispensabili: curve caratteristiche momentanee dolci e buon raffreddamento (raffreddamento ad acqua). Il ritardo del segnale sinusoidale causa ovviamente perdite termiche maggiori nel motore. Queste perdite vengono neutralizzate dal raffreddamento ad acqua onde evitare che il motore si surriscaldi.

- Campo d'applicazione: gli apparecchi di regolazione con comando a ritardo di fase sono disponibili per le pompe con funzionamento ad umido compresi in un campo di potenza da 200 a 2'200 W. Per le potenze a partire da circa 500 W sarà opportuno esaminare se conviene utilizzare una pompa inline con un rendimento sensibilmente più elevato (cfr. il capitolo «8.4 Pompe di circolazione»).
- Campo di regime: 60-100%; per regimi inferiori è opportuno contattare il fabbricante della pompa giacché il motore potrebbe essere soggetto a rischio di surriscaldamento.
- Messa in esercizio: per la messa in esercizio ed il controllo dello stesso è razionale indicare la velocità di rotazione della pompa (regime) sull'apparecchio di regolazione.
- Rumori: i problemi concernenti i rumori possono manifestarsi in condizioni d'esercizio sfavorevoli, da un lato a livello del comando stesso a ritardo di fase (ronzio) e dall'altro a livello della bobina del motore. Di regola il ronzio rappresenta un problema solo per i locali adiacenti. I rumori causati dalla bobina del motore che possono manifestarsi in caso di punto d'esercizio sfavorevole si trasmettono invece su tutta la rete per mezzo dell'acqua contenuta nelle tubazioni. In tale caso l'unico rimedio consiste nell'evitare il punto d'esercizio sfavorevole in questione.
- Le linee elettriche che vanno dal comando a ritardo di fase fino alla pompa dovranno essere schermate per evitare di disturbare altri apparecchi.
- Obbligo di annuncio: a partire da una certa potenza totale per l'insieme dei regolatori collegati sullo stesso circuito elettrico, alcune

aziende elettriche esigono, a causa di eventuali disturbi della rete (onde armoniche), che sia inoltrata una domanda d'autorizzazione di raccordo (ad es. a partire da 5A, rispettivamente 3.6 kVA, secondo le prescrizioni regionali zurighesi).

Pompe a velocità progressiva con convertitori di frequenza

Questo tipo di comando è ben lungi dall'essere il migliore per la variazione del regime di un motore asincrono. Esso permette tuttavia di mantenere un rapporto tensione/frequenza costante, ciò che garantisce un comando del motore praticamente esente da perdite. Tutti i motori asincroni trifase, ossia i motori delle pompe con funzionamento ad umido ed a secco, possono essere comandati per mezzo di un convertitore di frequenza.

- Campo d'applicazione: il mercato propone convertitori di frequenza la cui potenza varia da circa 0.55 ad oltre 55 kW. Poiché sono relativamente costosi vengono utilizzati principalmente nei grandi impianti di oltre 1 kW.
- Campo di regime: teoricamente un convertitore di frequenza copre un campo di regime dal 10 al 100%! Nella versione normale le pompe ed i motori coprono tuttavia di solito solo un campo dal 60 al 100%, altrimenti potrebbero prodursi dei danni (il film d'olio sui cuscinetti può rompersi e bloccare il motore). Il rischio che il raffreddamento della superficie del motore sia insufficiente a basso regime è esiguo, poiché le sollecitazioni alle quali è soggetto in tale caso vengono fortemente attenuate.
- Occorre evitare che una pompa continui a funzionare a vuoto. Con comandi del genere si dovrà rispettare una procedura di reinserimento ben definita. Il disinserimento può ad esempio dipendere da un regime minimo oppure da un commutatore della valvola. Per il reinserimento ci si può servire di un commutatore della valvola o di un programma orario che metta ad esempio il convertitore di frequenza in funzione solo per breve tempo.
- Rumori: con le loro frequenze cicliche elevate ed il loro campo magnetico rotativo praticamente circolare, i convertitori moderni hanno permesso di ridurre i rumori all'interno del motore. In condizioni d'esercizio molto sfavorevoli possono tuttavia insorgere

problemi di rumore, da una parte a livello del convertitore stesso (ronzio) e dall'altra a livello della bobina del motore. Questi rumori possono essere percepiti in modo molto sgradevole nei locali adiacenti; al contrario con le pompe con funzionamento a secco i rumori non possono trasmettersi sull'assieme della rete attraverso l'acqua, giacché il motore e l'acqua sono separati. Con i convertitori moderni si può da un canto filtrare certe frequenze e dall'altro modificare la frequenza ciclica. Dovrebbe così essere possibile evitare che il motore causi rumori anche nei punti d'esercizio sfavorevoli.

- Per evitare la formazione di parassiti ogni linea collegata con il convertitore di frequenza sarà schermata.
- Obbligo di annuncio: con i convertitori ad alta frequenza con comando a microprocessore utilizzati oggi si preleva sulla rete una corrente praticamente sinusoidale che genera onde armoniche minime. Come nel caso dei comandi per ritardo di fase, certe aziende elettriche esigono tuttavia che il raccordo degli impianti con convertitori di frequenza sia soggetto a certe condizioni. Si consiglia quindi di prendere contatto con il servizio industriale competente in questo campo.

Splitting delle pompe in combinazione con un convertitore di frequenza

Questo metodo è economico e molto interessante per i grandi impianti con i quali occorre parimenti tener conto della sicurezza di approvvigionamento. La dimensione della

pompa assume quindi una grande importanza per poterla sfruttare in realtà al massimo delle sue possibilità. Il diagramma seguente con le curve caratteristiche della rete permetterà di comprendere meglio il problema (figura 8.40). Con le pompe montate e sfruttate in parallelo si terrà soprattutto conto

delle condizioni limite seguenti:

- la pressione sulle due pompe è sempre identica
- il regime minimo di una pompa è del 60%
- il regime non può essere portato al 100% ma soltanto all'85-90% a causa delle perdite nella chiocciola comune o nei raccordi a tre vie a Y d'entrata e di uscita

$$\dot{V}_2 = \frac{n_2}{n_1} \cdot \dot{V}_1$$

$$P_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^2 \cdot P_1$$

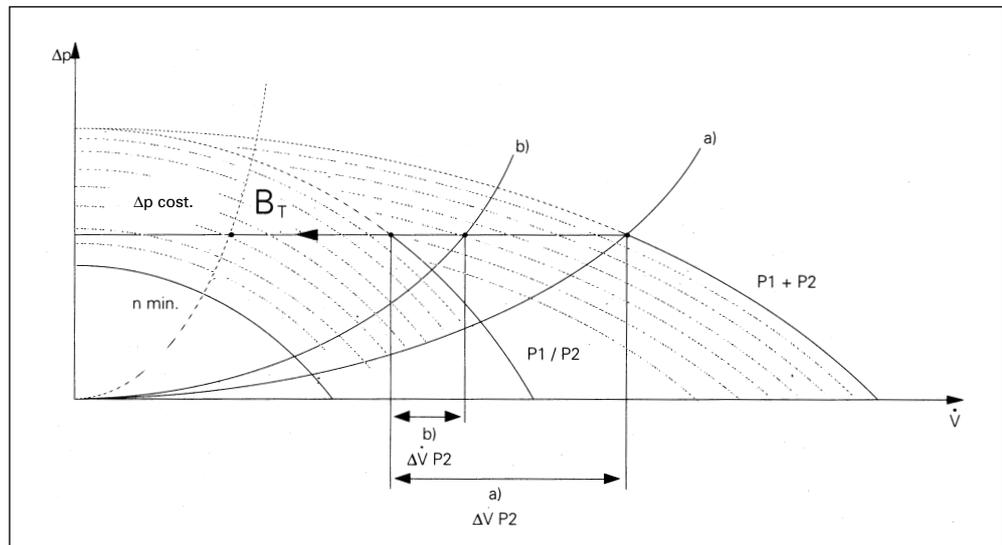
$$P_2 = \left(\frac{n_2}{n_1} \right)^3 \cdot P_1$$

- il motore elettrico sarà di regola di dimensioni direttamente superiori a quelle necessarie affinché la pompa operativa non venga sovraccaricata in caso di guasto
- le curve caratteristiche di una pompa a diversi regimi sono legate tra di loro dalla legge della similitudine, ossia:

L'adempimento delle esigenze seguenti sfocia normalmente in una buona scelta della pompa:

- la prevalenza zero delle pompe in parallelo deve essere identica
- saranno utilizzate preferibilmente pompe dello stesso tipo (redditività)
- ogni pompa sarà dimensionata con la stessa prevalenza per una mezza portata.

Figura 8.40: funzionamento in parallelo di due pompe identiche con convertitore di frequenza e differenza di pressione costante; a) buona scelta b) scelta sfavorevole. Nel caso b) si fa soprattutto un «cattivo uso» del convertitore di frequenza per regolare in modo corretto il punto di funzionamento nominale. Il campo di regolazione della seconda pompa è così fortemente diminuito



Se le pompe non possono essere scelte in modo corretto (nessuna pompa per il punto d'esercizio desiderato), il funzionamento in parallelo può sfociare in una commutazione a pendolo permanente oppure in un funzionamento inutile della seconda pompa. Quando è richiesta una sicurezza elevata (ad es. impianto di refrigerazione per un centro informatico) sarà opportuno prevedere parecchie pompe separate accuratamente (raccordo a tre vie a Y) ed accoppiate in parallelo, ciò che permette, in caso di difetto della chiocciola della pompa. Per progettare e realizzare impianti simili è indispensabile una buona collaborazione con lo specialista nel settore delle pompe e della regolazione.

Conclusioni

- Prima di progettare e di realizzare una regolazione complicata e costosa occorrerà esaminare in quale misura l'impianto sarebbe ugualmente efficiente e meno costoso senza una regolazione, ma scegliendo tubazioni caratterizzate da deboli perdite di pressione.
- Una regolazione migliora in primo luogo il comportamento idraulico dell'impianto.
- Occorrerà esaminare con cura ciò che occorre regolare e come bisogna farlo.
- Qualora non si conosca in modo esatto la rete progettata nessuna regolazione al mondo potrebbe dare buoni risultati. È quindi necessario eseguire un calcolo della rete delle tubazioni che tenga conto anche dei casi di carico parziale.
- Una buona collaborazione tra il progettista e lo specialista delle pompe, rispettivamente della regolazione, ha generalmente come conseguenza un impianto più semplice e più chiaro.
- Errori di concezione non possono affatto essere corretti mediante una regolazione dispendiosa.
- Il motto dovrebbe essere il seguente: «Progettare con cura, costruire con semplicità».

9. Consumo di elettricità e caratteristiche

9.1	Consumo di energia delle pompe per il riscaldamento in Svizzera	120
9.1.1	Valutazione delle misurazioni	120
9.2	Controllo della potenza teorica delle pompe	121
9.3	Calcolo del consumo di elettricità delle pompe di circolazione	121
9.4	Considerazioni concernenti la redditività	122
9.4.1	Rapporto sperimentale concernente un risanamento	122

9. Consumo di elettricità e caratteristiche

9.1 Consumo di energia delle pompe per il riscaldamento in Svizzera

RAVEL - uso razionale dell'elettricità. È pure l'obiettivo a cui occorre mirare nell'ambito dell'utilizzazione delle pompe di circolazione. Alcune cifre permetteranno di rendersi conto che il consumo d'energia elettrica delle pompe di circolazione non è così infimo come lo si afferma frequentemente. Approssimativamente 3.5 - 4% (~1'600 GWh/a) del consumo svizzero totale d'energia elettrica è dovuto alle pompe di circolazione. Nel settore industriale (percentuale delle pompe per il riscaldamento ca 1.3%) e nel settore terziario (percentuale delle pompe per il riscaldamento ca 2%) il consumo di energia elettrica delle pompe per il riscaldamento rappresenta ancora una percentuale considerevole del consumo globale di energia elettrica. La percentuale principale – corrispondente a circa 1'300 GWh/a – è tuttavia da imputare alle pompe per il riscaldamento del settore abitativo (impiantistica). La figura 9.1 presenta la ripartizione del consumo di energia elettrica di un economia domestica media. Il consumo di energia elettrica delle pompe per il riscaldamento è quindi dell'ordine del 9% del consumo globale

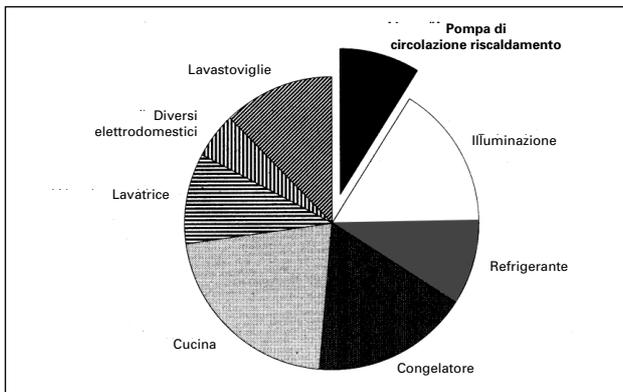


Figura 9.1: ripartizione del consumo di energia elettrica nel settore dell'economia domestica [9], [10]

Secondo la figura 9.3 il consumo specifico di energia elettrica delle pompe per il riscaldamento ammonta approssimativamente a 12 MJ/m²a. Rispetto al valore mirato di 2.8 MJ/m²a (cfr. figura 9.4) il potenziale di risparmio di elettricità

teoricamente possibile nel settore delle pompe per il riscaldamento è dell'ordine di 624 GWh/a, cifra che corrisponde al consumo di energia elettrica di circa 156'000 economie domestiche, ovvero di tutte le economie domestiche del canton Argovia [24]!

L'elettricità considerata quale forma d'energia di alta qualità deve essere utilizzata con molta parsimonia ed in modo consapevole, ivi compreso nel settore del riscaldamento. Poiché fino ad oggi il consumo di elettricità delle pompe di circolazione è stato solo raramente calcolato in un progetto di riscaldamento, i fabbricanti, i fornitori ed i progettisti non sono ancora stati sensibilizzati ai valori di consumo dell'energia elettrica.

Le caratteristiche seguenti permetteranno in futuro al progettista di analizzare il proprio progetto oppure un impianto esistente per mezzo di «calcoli brevi».

9.1.1 Valutazione delle misurazioni

I calcoli eseguiti si basano essenzialmente sui dati forniti dai documenti [10], [24], [25], [26], [27], [28], [29]. In questo caso ci interesseranno soprattutto i valori caratteristici seguenti:

- consumo di energia elettrica delle pompe in % del consumo di calore
- consumo di energia elettrica delle pompe in MJ/m²SREa.

La figura 9.2 illustra il consumo normalizzato di energia elettrica ausiliaria per il riscaldamento, in percentuale del valore mirato dalla SIA per un'energia calorifica finale di 240 MJ/m²a valevole per le scuole, gli edifici amministrativi, ecc. La valutazione delle misure esistenti fornisce un valore medio del 6.7%. Secondo la figura 9.4 il valore mirato (per edifici nuovi e rinnovati) è circa del 1.3%. Ciò significa che queste pompe di circolazione sono in media sovradimensionate di un fattore 5.

Il consumo di energia elettrica ausiliaria per il riscaldamento è di circa 16 MJ/m²a, secondo la figura 9.3. Il consumo di energia elettrica per le pompe di circolazione è leggermente inferiore, ossia approssimativamente di 12 MJ/m²a. La differenza di 4 MJ/m²a è necessaria per il funzionamento del bruciatore e del sistema di comando/regolazione.

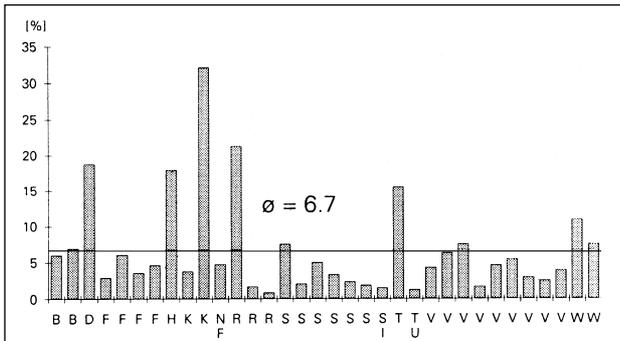


Figura 9.2: consumo normalizzato di energia elettrica ausiliaria per il riscaldamento in % del consumo di calore (B: banca, D: diversi, F: food, H: piscina, K: casa di cura, NF: non food, R: ristorante, S: scuola, SI: ospedale, T: teatro, TU: palestra, V: amministrazione, W: abitazione)

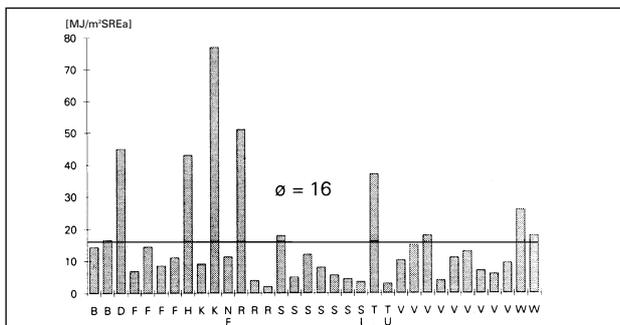


Figura 9.3: consumo di energia elettrica ausiliaria per il riscaldamento in MJ/m²SREa (B: banca, D: diversi, F: food, H: piscina, K: casa di cura, NF: non food, R: ristorante, S: scuola, SI: ospedale, T: teatro, TU: palestra, V: amministrazione, W: abitazione)

9.2 Controllo della potenza teorica delle pompe

Qualora si dovesse stimare la potenza di una pompa nell'ambito di un impianto esistente oppure di un progetto, è possibile procedere in modo relativamente semplice utilizzando l'equazione seguente:

$$P_p = \frac{P_k \cdot \Delta p_p}{\Delta T \cdot \eta_p \cdot 4.183} \cdot 10^{-3} \quad W$$

P_p	potenza delle pompe in esercizio nominale	W
P_k	potenza della caldaia	kW

ΔP_p	pressione di mandata della pompa nel punto d'esercizio nominale	Pa
ΔT	massima differenza di temperatura A/R	K
η_p	rendimento della pompa di circolazione nel punto d'esercizio nominale	

9.3 Calcolo del consumo di elettricità delle pompe di circolazione

Nell'ambito di un controllo della qualità è razionale, dopo aver scelto le pompe di circolazione, determinare il loro consumo di energia elettrica. In [11], nel capitolo «3 2 2 Pompe», si legge quanto segue:

Il consumo di energia per l'avviamento delle pompe non dovrà superare il 2% circa dell'energia proveniente dai combustibili.

Nella stessa raccomandazione, nel capitolo «2 1 Obiettivi», è indicato:

Energia elettrica per la distribuzione del calore: meno del 2% del consumo di energia proveniente dai combustibili.

Benché l'ultima edizione di questa raccomandazione SIA citi l'obiettivo summenzionato solo nella propria appendice, esso ci sembra molto importante. Questo obiettivo deve ancora consistere chiaramente nel ridurre il consumo di energia elettrica delle pompe di circolazione. Misurazioni secondo [3] hanno stabilito che l'elettricità consumata dalle pompe di circolazione di un impianto di riscaldamento corrisponde approssimativamente all'1.5% del consumo di energia proveniente dai combustibili. In generale, negli impianti esistenti, si costata che si rimane nettamente al di sopra di questo valore (cfr. figura 9.2).

L'obiettivo futuro potrebbe di conseguenza essere il seguente:

il consumo di energia elettrica delle pompe per il riscaldamento sarà inferiore all'1.0% del consumo energetico calorifico finale!

Convertendo i valori mirati secondo [12] per gli edifici nuovi si otterrebbero i seguenti valori nuovi:

Utilizzazione dell'edificio	E_h MJ/m ² a	E_p MJ/m ² a
Casa unifamiliare	310	3.1
Casa plurifamiliare	280	2.8
Edificio amministrativo	240	2.4
Scuola	240	2.4

Figura 9.4: nuovi valori del consumo di energia elettrica delle pompe per il riscaldamento secondo i valori mirati per gli edifici nuovi in [12]

Come lo hanno dimostrato i calcoli eseguiti nell'ambito degli esempi, questi valori corrispondono perfettamente alla realtà. Le misurazioni eseguite nell'ambito del progetto di ricerca RAVEL 11.55 hanno dimostrato che è perfino possibile raggiungere valori dell'ordine da 0.1 a 0.2%.

9.4 Considerazioni concernenti la redditività

Numerose spese supplementari che possono essere fatte nell'ambito della progettazione e della realizzazione si effettuano in vista di poter comandare e regolare meglio l'impianto. Il fatto che esse possano in parte autofinanziarsi mediante una riduzione del consumo di energia elettrica costituisce un aspetto secondario molto interessante.

Un calcolo della redditività realista e preciso che comprenda tutti i parametri è estremamente dispendioso e difficile da realizzare. I numerosi vantaggi procurati da una progettazione e da una realizzazione di qualità eccellente non possono essere espressi in termini di denaro. Gli esempi dei capitoli «3. Piccoli impianti - impianti senza distributore» e «4. Impianti con distributore» presentano un metodo tale da permettere di eseguire un calcolo della redditività. Altri metodi in questo settore, ossia per il calcolo della

redditività (ad es. per un convertitore di frequenza) possono essere tratti dai documenti forniti dai fabbricanti. Questi metodi si basano in generale sulle ore di servizio valutate per stati di carico corrispondenti. Si consiglia quindi di utilizzare tali metodi con una prudenza adeguata. Il rapporto sperimentale seguente dimostra ciò che è possibile fare nell'ambito del risparmio di energia elettrica. Raccomandiamo d'altronde a tutti i progettisti di giustificare le spese supplementari causate da un miglioramento delle caratteristiche dell'impianto e di non credere ad affermazioni che in pratica si dimostrano poi irrealizzabili.

9.4.1 Rapporto sperimentale concernente un risanamento

Situazione iniziale

L'impianto Lacuna II è stato realizzato a Coira negli anni 1973/74. Per l'approvvigionamento termico delle diverse sottostazioni durante tutto l'anno sono state installate due pompe a corrente continua di una potenza di 45 kW ognuna. Purtroppo le uscite degli utilizzatori non sono state munite di valvole passanti, cosicché la regolazione delle pompe delle tubazioni a distanza non è mai funzionata in modo perfetto (i 2 scambiatori di calore di una potenza calorifica di 755 kW, risp. di 375 kW venivano sollecitati in permanenza).

- Grandezze caratteristiche:
centrale progettata per 12 MW
installazione 1973/74 6 MW
carico misurato 3 MW

A causa di una realizzazione soltanto parziale del progetto è stata consumata una quantità di energia molto minore di quella prevista.

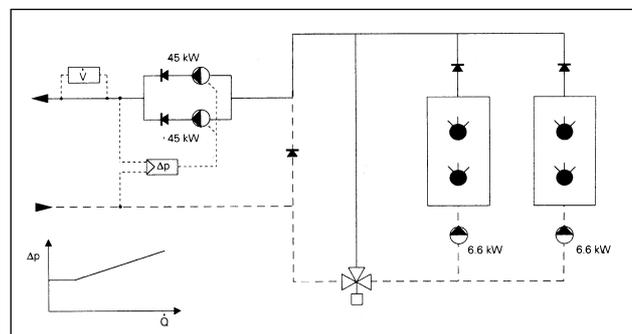


Figura 9.5: schema di principio. Velocità di rotazione delle pompe di circolazione senza comando fino al 1985 e con comando a partire dal 1985.

Misure fase 1

Con la messa in esercizio della nuova regolazione delle pompe di circolazione nel 1985, la portata e la pressione di mandata sono state adeguate al carico effettivo dell'impianto (valore teorico troppo elevato: 220 kPa a pieno carico secondo il calcolo della rete delle tubazioni, 70 kPa per la differenza di pressione misurata effettivamente).

Misure fase 2

Le nuove pompe (tre pompe inline di 2.2 kW) sono state dimensionate sulla base di un'analisi precisa dei diversi utilizzatori e regolate mediante un convertitore di frequenza a dipendenza di una differenza di pressione Δp variabile. Contemporaneamente ambedue le pompe delle caldaie (ognuna di 6.6 kW e 1'500 l/min) sono state sostituite da pompe di circolazione con motori a due velocità (2.2/0.4 kW, 1'000/500 l/min). Esse vengono ora comandate in funzione dell'esercizio delle pompe di circolazione delle tubazioni a distanza.

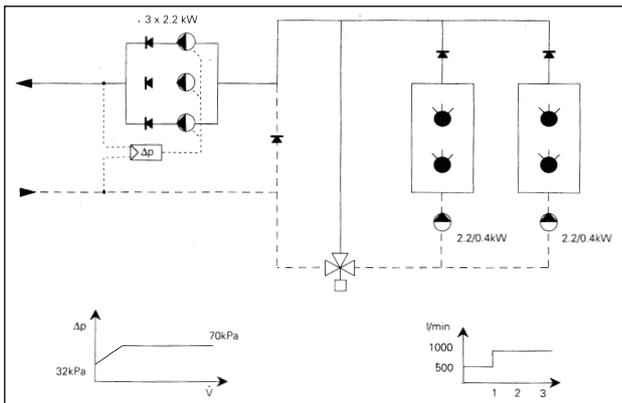


Figura 9.6: schema di principio dell'impianto attuale

Descrizione del funzionamento dell'impianto attuale

Oggi le tre pompe delle tubazioni a distanza sono regolate progressivamente da un convertitore di frequenza. Globalmente, ossia insieme, soddisfano il fabbisogno al 100% (150 m³/h, 90 kPa). Se il carico dell'impianto aumenta al di sopra del 30% circa, una seconda pompa entra in funzione automaticamente. La terza pompa s'inserisce allorché il carico sale oltre al 60% circa. A partire dal momento in cui una seconda pompa destinata alle tubazioni a distanza entra in funzione, la carta di avviso d'esercizio delle pompe delle tubazioni a distanza comanda la commutazione della pompa della caldaia ad una velocità superiore.

Cosa si è ottenuto?

Consumo annuo	Consumo di energia elettrica kWh	Consumo di nafta l
185	151'691	855'000
1986	107'481	882'000
1991	55'834	872'000

Figura 9.7: evoluzione del consumo di energia dal 1985 al 1991

Tra il 1985 ed il 1991 le misure suddette hanno permesso di ridurre il consumo annuo di energia elettrica di 96'000 kWh, ciò che corrisponde ad un risparmio del 63%!

Quanto è costata la trasformazione?

Ai risparmi di 96'000 kWh/a (fr. 15'360.-) si contrappongono investimenti di

- pompe delle tubazioni a distanza/ delle caldaie ca fr. 50'000.-
 - adattamento idraulico della rete ca fr. 9'000.-
- ossia un totale di ca fr. 59'000.-

Ipotesi

- prezzo medio dell'elettricità: 0.16 fr./kWh
- interesse nominale: 8%
- rincaro: 6%
- durata di vita media dell'impianto: 20 a [23]
- fattore del valore attuale: 16.3514 [A5]

Valore attuale netto:

- 59'000.- + 16.3514 · 15'360.- = **192'157.- > 0**,
ciò significa che l'investimento è estremamente redditizio!

Chi ha eseguito la realizzazione?

Committente:	Comunità d'interessi LACUNA II
Progettazione/ esecuzione:	De-Stefani AG Industriestrasse 13 7000 Coira
Fornitore delle pompe e del sistema di regolazione:	EMB Pumpenbau AG Erlenweg 4 4310 Rheinfelden

10. Appendice

A1	Risultati dei calcoli	126
A2	Bibliografia	133
A3	Elenco dei fabbricanti	136
A4	Denominazioni e simboli	137
A5	Tabella dei valori attuali	139
A6	Tabelle di conversione	140
A7	Formulario per il calcolo della rete di tubazioni	141

A1 Risultati dei calcoli

```

*****
*
*          CALCOLO DELLA RETE DELLE TUBAZIONI          (TCW)          *
*
***** Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf *****
*
* OGGETTO: piccolo impianto senza distributore          NUMERO: 1          *
* RESPONSABILE: INTEP/ef          SCHEDA: ihhyd1 .ZRD          *
* DATA: 27.6.91          *
*
*****

```

1. DATI CONCERNENTI IL PROGETTO

```

Nome del progetto          : ihhyd1 .ZRD
Data                      : 27.6.91
Designazione dell'impianto : piccolo impianto senza distributore
Numero dell'impianto      : 1
Responsabile              : INTEP/ef
Batteria tubi             : a          .ZRO
Valvole manuali          :
Valvole termostatiche     : DANFOSS
Raccordi di ritorno       : BALLOFIX
Prodotto antigelo         : GLICOLE DI PROPYLENE
Rugosità dei tubi         : 0.0450 mm
Temperatura di andata     : 60°C
tm utilizzatore           : 50°C
Percentuale di antigelo   : 0%
Equilibratura della pressione : no

```

2. DATI CONCERNENTI LE TRATTE PARZIALI

```

Coefficiente R            : 150 Pa
Velocità massima          : 1.2 m/s
Temperatura ambiente      : 20°C

```

3. RISULTATI DEI CALCOLI DELL'IMPIANTO

```

Utilizzatore più sfavorevole (n.)          :          104.0
Massa volumetrica ( 60°C )                 :          983.0 kg/m³
                                           :          987.8 kg/m³
Viscosità cinematica ( 60°C )              :    0.471E-06 m²/s
                                           :    0.551E-06 m²/s
Capacità termica specifica cp ( 50°C )     :          4176 J/kg,K
Rete - temperatura di ritorno                :          41.04 °C
      - differenza di temperatura            :          18.96 K
      - flusso di massa                      :          0.0834 kg/s
      - perdita di pressione                 :          12970 Pa
Potenza dell'utilizzatore                    :          5170 W
Potenza del produttore                       :          6606 W
Perdite di calore                           :          1436 W (21.73%)
Pompe - prevalenza                          :          1.35 m
      - portata                             :          0.31 m³/h

```

```

*****
*
*          CALCOLO DELLA RETE DELLE TUBAZIONI          (TCW)          *
*
***** Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf *****
*
* OGGETTO: piccolo impianto senza distributore          NUMERO: 1          *
* RESPONSABILE: INTEP/ef          SCHEDA: ihhyd1 .ZRD          *
* DATA: 27.6.91          *
*
*****

```

1. DATI CONCERNENTI IL PROGETTO

```

Nome del progetto          : ihhyd1 .ZRD
Data                      : 27.6.91
Designazione dell'impianto : piccolo impianto senza distributore
Numero dell'impianto      : 1
Responsabile              : INTEP/ef
Batteria tubi             : a          .ZRO
Valvole manuali          :
Valvole termostatiche     : DANFOSS
Raccordi di ritorno       : BALLOFIX
Prodotto antigelo        : GLICOLE DI PROPYLENE
Rugosità dei tubi        : 0.0450 mm
Temperatura di andata     : 60°C
tm utilizzatore          : 50°C
Percentuale di antigelo   : 0%
Equilibratura della pressione : no

```

2. DATI CONCERNENTI LE TRATTE PARZIALI

```

Coefficiente R            : 50 Pa
Velocità massima          : 1.2 m/s
Temperatura ambiente      : 20°C

```

3. RISULTATI DEI CALCOLI DELL'IMPIANTO

```

Utilizzatore più sfavorevole (n.)          :          104.0
Massa volumetrica ( 60°C )                 :          983.0 kg/m³
                                           ( 50°C )                 :          987.8 kg/m³
Viscosità cinematica ( 60°C )              :          0.471E-06 m²/s
                                           ( 50°C )              :          0.551E-06 m²/s
Capacità termica specifica cp ( 50°C )     :          4176 J/kg,K
Rete - temperatura di ritorno               :          41.06 °C
      - differenza di temperatura           :          18.94 K
      - flusso di massa                     :          0.0842 kg/s
      - perdita di pressione                :          9148 Pa
Potenza dell'utilizzatore                   :          5170 W
Potenza del produttore                      :          6660 W
Perdite di calore                           :          1490 W (22.37%)
Pompe - prevalenza                          :          0.95 m
      - portata                             :          0.31 m³/h

```

```

*****
*
*          CALCOLO DELLA RETE DELLE TUBAZIONI          (TCW)          *
*
***** Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf *****
*
* OGGETTO: impianto con distributore          NUMERO: circuito primario *
* RESPONSABILE: ef          SCHEDA: obke .ZRD          *
* DATA: 7.5.91          *
*
*****

```

1. DATI CONCERNENTI IL PROGETTO

```

Nome del progetto          : obke          .ZRD
Data          : 7.5.91
Designazione dell'impianto : impianto con distributore
Numero dell'impianto      : circuito primario
Responsabile          : ef
Batteria tubi          : a          .ZRO
Valvole manuali          :
Valvole termostatiche    :
Raccordi di ritorno      :
Prodotto antigelo        : GLICOLE DI PROPILENE
Rugosità dei tubi        : 0.0450 mm
Temperatura di andata    : 60°C
tm utilizzatore          : 50°C
Percentuale di antigelo  : 0%
Equilibratura della pressione : no

```

2. DATI CONCERNENTI LE TRATTE PARZIALI

```

Coefficiente R          : 50 Pa
Velocità massima        : 1.0 m/s
Temperatura ambiente    : 10°C

```

3. RISULTATI DEI CALCOLI DELL'IMPIANTO

```

Utilizzatore più sfavorevole (n.)          :          6.0
Massa volumetrica ( 60°C )          :          983.0 kg/m³
          ( 50°C )          :          987.8 kg/m³
Viscosità cinematica ( 60°C )          :          0.471E-06 m²/s
          ( 50°C )          :          0.551E-06 m²/s
Capacità termica specifica cp ( 50°C )    :          4176 J/kg,K
Rete - temperatura di ritorno          :          40.02 °C
      - differenza di temperatura      :          19.98 K
      - flusso di massa                :          1.2041 kg/s
      - perdita di pressione           :          21373 Pa
Potenza dell'utilizzatore              :          99978 W
Potenza del produttore                  :          100454 W
Perdite di calore                       :          476 W (0.47%)
Pompe - prevalenza                      :          2.22 m
      - portata                        :          4.41 m³/h

```

```

*****
*
*          CALCOLO DELLA RETE DELLE TUBAZIONI          (TCW)          *
*
*****
* Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf *****
*
* OGGETTO: impianto con distributore          NUMERO: gruppo ufficio          *
* RESPONSABILE: INTEP/ef          SCHEDA: obhe .ZRD          *
* DATA: 1.7.91          *
*
*****

```

1. DATI CONCERNENTI IL PROGETTO

```

Nome del progetto          : obhe          .ZRD
Data          : 1.7.91
Designazione dell'impianto : impianto con distributore
Numero dell'impianto      : gruppo ufficio
Responsabile          : INTEP/ef
Batteria tubi          : a          .ZRO
Valvole manuali          :
Valvole termostatiche    : DANFOSS
Raccordi di ritorno      : BALLOFIX
Prodotto antigelo        : GLICOLE DI PROPYLENE
Rugosità dei tubi        : 0.0450 mm
Temperatura di andata     : 60°C
tm utilizzatore          : 50°C
Percentuale di antigelo   : 0%
Equilibratura della pressione : no

```

2. DATI CONCERNENTI LE TRATTE PARZIALI

```

Coefficiente R          : 150 Pa
Velocità massima        : 1.2 m/s
Temperatura ambiente     : 20°C

```

3. RISULTATI DEI CALCOLI DELL'IMPIANTO

```

Utilizzatore più sfavorevole (n.)          :          313.0
Massa volumetrica ( 60°C )                  :          983.0 kg/m³
          ( 50°C )                          :          987.8 kg/m³
Viscosità cinematica ( 60°C )              : 0.471E-06 m²/s
          ( 50°C )                          : 0.551E-06 m²/s
Capacità termica specifica cp ( 50°C )     :          4176 J/kg,K
Rete - temperatura di ritorno              :          41.05 °C
      - differenza di temperatura          :          18.95 K
      - flusso di massa                    :          0.9438 kg/s
      - perdita di pressione               :          27732 Pa
Potenza dell'utilizzatore                  :          60123 W
Potenza del produttore                    :          74698 W
Perdite di calore                          :          14575 W (19.51%)
Pompe - prevalenza                         :          2.88 m
      - portata                           :          3.46 m³/h

```

```

*****
*
*          CALCOLO DELLA RETE DELLE TUBAZIONI          (TCW)          *
*
***** Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf *****
*
* OGGETTO: impianto con distributore          NUMERO: gruppo ufficio          *
* RESPONSABILE: INTEP/ef          SCHEDA: obhe .ZRD          *
* DATA: 1.7.91          *
*
*****

```

1. DATI CONCERNENTI IL PROGETTO

```

Nome del progetto          : obhe          .ZRD
Data          : 1.7.91
Designazione dell'impianto : impianto con distributore
Numero dell'impianto      : gruppo ufficio
Responsabile              : INTEP/ef
Batteria tubi             : a          .ZRO
Valvole manuali          :
Valvole termostatiche     : DANFOSS
Raccordi di ritorno       : BALLOFIX
Prodotto antigelo         : GLICOLE DI PROPYLENE
Rugosità dei tubi        : 0.0450 mm
Temperatura di andata     : 60°C
tm utilizzatore          : 50°C
Percentuale di antigelo   : 0%
Equilibratura della pressione : no

```

2. DATI CONCERNENTI LE TRATTE PARZIALI

```

Coefficiente R          : 50 Pa
Velocità massima        : 1.2 m/s
Temperatura ambiente    : 20°C

```

3. RISULTATI DEI CALCOLI DELL'IMPIANTO

```

Utilizzatore più sfavorevole (n.)          :          313.0
Massa volumetrica ( 60°C )                  :          983.0 kg/m³
( 50°C )                                    :          987.8 kg/m³
Viscosità cinematica ( 60°C )               : 0.471E-06 m²/s
( 50°C )                                    : 0.551E-06 m²/s
Capacità termica specifica cp ( 50°C )      :          4176 J/kg,K
Rete - temperatura di ritorno                :          41.12 °C
- differenza di temperatura                  :          18.88 K
- flusso di massa                           :          0.9685 kg/s
- perdita di pressione                       :          14937 Pa
Potenza dell'utilizzatore                    :          60123 W
Potenza del produttore                       :          76364 W
Perdite di calore                           :          16241 W (21.27%)
Pompe - prevalenza                           :          1.55 m
- portata                                    :          3.55 m³/h

```

```

*****
*
*          CALCOLO DELLA RETE DELLE TUBAZIONI          (TCW)          *
*
*****
* Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf *****
*
* OGGETTO: grande impianto          NUMERO: tubaz. a distanza          *
* RESPONSABILE: INTEP/ef          SCHEDA: hkfern .ZRD          *
* DATA: 24.7.91          *
*
*****

```

1. DATI CONCERNENTI IL PROGETTO

```

Nome del progetto          : hkfern .ZRD
Data                      : 24.7.91
Designazione dell'impianto : grande impianto
Numero dell'impianto      : tubazione a distanza
Responsabile              : INTEP/ef
Batteria tubi             : a .ZRO
Valvole manuali          :
Valvole termostatiche     :
Raccordi di ritorno       :
Prodotto antigelo         : GLICOLE DI PROPYLENE
Rugosità dei tubi         : 0.0450 mm
Temperatura di andata     : 55°C
tm utilizzatore           : 48°C
Percentuale di antigelo   : 0%
Equilibratura della pressione : no

```

2. DATI CONCERNENTI LE TRATTE PARZIALI

```

Coefficiente R            : 50 Pa
Velocità massima          : 1.2 m/s
Temperatura ambiente      : 10°C

```

3. RISULTATI DEI CALCOLI DELL'IMPIANTO

```

Utilizzatore più sfavorevole (n.)          : 1028.0
Massa volumetrica ( 55°C )                  : 985.5 kg/m³
( 48°C )                                    : 988.9 kg/m³
Viscosità cinematica ( 55°C )              : 0.508E-06 m²/s
( 48°C )                                    : 0.575E-06 m²/s
Capacità termica specifica cp ( 48°C )     : 4176 J/kg,K
Rete - temperatura di ritorno               : 40.06 °C
- differenza di temperatura                 : 14.94 K
- flusso di massa                           : 9.4045 kg/s
- perdita di pressione                       : 64669 Pa
Potenza dell'utilizzatore                   : 574007 W
Potenza del produttore                       : 586596 W
Perdite di calore                           : 12589 W (2.15%)
Pompe - prevalenza                          : 6.69 m
- portata                                   : 34.35 m³/h

```

```

*****
*
*          CALCOLO DELLA RETE DELLE TUBAZIONI          (TCW)          *
*
*****
***** Gebr. Tobler AG, Steinackerstr. 10, 8902 Urdorf *****
*
* OGGETTO: grande impianto          NUMERO: tubaz. a distanza          *
* RESPONSABILE: INTEP/ef          SCHEDA: hkfern .ZRD          *
* DATA: 24.7.91          *
*
*****

```

1. DATI CONCERNENTI IL PROGETTO

```

Nome del progetto          : hkfern .ZRD
Data                      : 24.7.91
Designazione dell'impianto : grande impianto
Numero dell'impianto      : tubazione a distanza
Responsabile              : INTEP/ef
Batteria tubi             : a .ZRO
Valvole manuali           :
Valvole termostatiche     :
Raccordi di ritorno       :
Prodotto antigelo         : GLICOLE DI PROPYLENE
Rugosità dei tubi         : 0.0450 mm
Temperatura di andata     : 55°C
tm utilizzatore           : 48°C
Percentuale di antigelo   : 0%
Equilibratura della pressione : no

```

2. DATI CONCERNENTI LE TRATTE PARZIALI

```

Coefficiente R            : 200 Pa
Velocità massima          : 1.2 m/s
Temperatura ambiente      : 10°C

```

3. RISULTATI DEI CALCOLI DELL'IMPIANTO

```

Utilizzatore più sfavorevole (n.)          : 1122.0
Massa volumetrica ( 55°C )                 : 985.5 kg/m³
                                           ( 48°C )                 : 988.9 kg/m³
Viscosità cinematica ( 55°C )              : 0.508E-06 m²/s
                                           ( 48°C )              : 0.575E-06 m²/s
Capacità termica specifica cp ( 48°C )     : 4176 J/kg,K
Rete - temperatura di ritorno               : 40.06 °C
      - differenza di temperatura           : 14.94 K
      - flusso di massa                     : 9.3822 kg/s
      - perdita di pressione                : 116269 Pa
Potenza dell'utilizzatore                   : 574007 W
Potenza del produttore                     : 585426 W
Perdite di calore                          : 11419 W (1.95%)
Pompe - prevalenza                          : 12.03 m
      - portata                            : 34.27 m³/h

```

A2 Bibliografia

N.	Autore	Titolo	Edizione
1	ARGE Amstein+Walthert/Intep	Sparpotential beim Elektrizitätsverbrauch von zehn ausgewählten arttypischen Dienstleistungsgebäuden	Bundesamt für Energiewirtschaft Dezember 1990
2	Bundesamt für Konjunkturfragen	Hydraulischer Abgleich von Heizungsanlagen	Impulsprogramm Haustechnik April 1988
3	Arbeitsgemeinschaft EEH Weinmann-Energies & EWI AG	SIA 380/4 Elektrische Energie im Hochbau Hilfsenergie Heizung Bericht B-4	SIA 380/4 Januar 1991
4	Recknagel / Sprenger / Hönmann	Taschenbuch für HEIZUNG + KLIMATECHNIK	Oldenbourg 1988/89
5	M. Schaer	Konzeption und Auslegung von hydraulischen Schaltungen und Stellgliedern	Landis & Gyr AG 1989
6	P. Ackermann	Stopbüchlose Heizungsumwälzpumpen	Bieri Pumpenbau AG 3110 Münsingen 1984
7	J. Steinemann	Einbauten unmittelbar vor oder nach einer Pumpe	Heizung Klima Nr. 9 1986
8	Redaktion der Zeitschrift TEST	Test Heizungspumpen	Zeitschrift TEST 1986
9	H. J. Luchsinger	Strom sparen in der Haustechnik - Umwälzpumpen und deren Regelung im Vergleich	Doku SWISS BAU 91 Januar 1991
10	EWZ/INFRAS	Grundlagen für eine intensivierete Stromsparingpolitik	Zürich Juni 1987
11	SIA 384/1	Warmwasser-Zentralheizungen	Zürich 1982
12	SIA 380/1	Energie im Hochbau	Zürich 1988
13	Ufficio federale dei problemi congiunturali	Comando e regolazione nella tecnica di riscaldamento e ventilazione	Programma d'impulso per l'impiantistica Marzo 1986

N.	Autore	Titolo	Edizione
14	J. Kurmann / M. Schaer	Ventil.- und Regelkennlinie Ventildimensionierung D/60-043	Landis & Gyr AG 1983
15	Hans Roos	Hydraulik der Wasserheizung	R. Oldenbour Verlag München Wien 1986
16	Schweizerische Aktionsgemeinschaft Sparsamer Heizen (ASH)	Heizungstechnik in der Praxis	AG Buchdruckerei Reinach, Rinsch BL
17	Hans Roos und andere	Hydraulik und Regelung von Wassernetzen in Heizungs- und Klimaanlageanlagen	Technische Akademie Esslingen Weiterbildungszentrum
18	KSB Pumpen / Armaturen	Auslegung von Kreiselpumpen	KSB Aktiengesellschaft, Frankenthal
19	Ufficio federale dei problemi congiunturali	Misurazione nell'impiantistica	Programma d'impulso per l'impiantistica Settembre 1986
20	Danfoss AG	Wissenswertes über Frequenzumformer	Danfoss Werner Kuster AG Frenkendorf
21	Peter F. Brosch	Frequenzumformer Prinzip, Aufbau und Einsatz	Verlag moderne Industrie AG Frenkendorf
22	Ufficio federale dei problemi congiunturali	L'acqua nell'impiantistica	Programma d'impulso per l'impiantistica Marzo 1987
23	SWKI Nr. 88-3	Betriebskosten-Berechnung wärmetechnischer Einrichtungen	SWKI Dezember 1988
24	Bundesamt für Statistik	Statistisches Jahrbuch der Schweiz 1989	Verlag Neue Zürcher Zeitung 1989
25	C.U. Brunner u. A.	Elektrizität sparen	NFP 44 Energie 1986
26	C.U. Brunner u. A.	Elektrosparsstudien	Basel Landschaft und Zürich 1988

N.	Autore	Titolo	Edizione
27	SEV/ASE	Schweizerische Elektrizitätsstatistik 1989	SEV Bulletin Nr. 8/1990
28	B. Wick u. A.	Nachfrage Elektrizität Dienstleistungssektor 1988	EGES Arbeitsdokument Nr. 11

A3 Elenco dei fabbricanti

N. Fabbricante

F1 EMB Pumpenbau AG
Erlenweg
CH-4310 Rheinfelden

F2 Gebr. Tobler AG
Steinackerstrasse 10
CH-8902 Urdorf

F3 Bieri Pumpenbau AG
Biral International
CH-3110 Münsingen

F4 Grundfos Pumpen AG
Bruggacherstrasse 10
CH-8117 Fällanden

F5 Landis & Gyr AG
Sennweidstrasse 47
CH-6312 Steinhausen

F6 Oertli Wärmetechnik AG
Zürichstrasse 130
CH-8600 Dübendorf

F7 ARWA Vortex economica
Richtistrasse 2
CH-8304 Wallisellen

F8 HÄNY & CIE. AG
Bergstrasse 103
CH-8706 Meilen

F9 K. Rüttschi AG
Herzogstrasse 11
CH-5200 Brugg

F10 Danfoss
Werner Kuster AG
4402 Frenkendorf

F11 Rudair
Hauptstrasse 77
4435 Niederdorf

F12 atech
Case postale 4
1147 Montricher

A4 Denominazioni e simboli

Simbolo	Unità	Significato
A	m ²	superficie
Ba	-	punto d'esercizio a
c_{p_w}	kJ/kgK	capacità termica
DN	mm	diametro nominale dei tubi
d	m	diametro
SRE	m ²	superficie di riferimento energetico
E_p	MJ/m ² a	fabbisogno energetico della pompa
f_p	-	fattore di correzione della pressione di mandata
f_v	-	fattore di correzione della portata
f	Hz	frequenza
g	m/s ²	accelerazione terrestre
H	M	differenza di pressione
η	-	rendimento
h_a	h/a	ore di funzionamento all'anno
h	m	altezza della colonna d'acqua (CA)
ϑ_A	K	temperatura esterna
ϑ_L	K	temperatura limite
K	-	costante della rete
K_v	m ³ /h	portata per una differenza di pressione di 1 bar
λ	-	coefficiente di attrito
l	m	lunghezza
m	kg/s	flusso di massa
NPSH	Pa	Net Positive Suction Haed
n	giri/min	numero di giri
P_{el}	W	potenza elettrica assorbita
P_h	W	potenza idraulica utile
P_p	W	potenza della pompa
P_v	-	autorità della valvola
P_{vb}	-	autorità dell'utilizzatore
P_{vT}	-	autorità della valvola termostatica
P	W	potenza

Q	m ³ /h	flusso di massa
Q	W	potenza termica
Re	-	numero di Reynold
R		ritorno
R	Pa/m	perdita di carico specifico lineare
ρ_r	kg/m ³	massa volumetrica nel ritorno
ρ_v	kg/m ³	massa volumetrica nell'andata
ρ_w	kg/m ³	massa volumetrica dell'acqua
V _B	m ³ /h	portata d'esercizio
V _{eff}	m ³ /h	portata effettiva
A	-	andata
V	m ³ /h	portata
V _N	m ³ /h	portata nominale
V _R	m ³	contenuto di acqua nelle tubazioni
w	m/s	velocità
Z	Pa	resistenze singole
ξ	-	coefficiente di resistenza delle resistenze singole
Δp	Pa	differenza di pressione
Δp_{eff}	Pa	pressione di mandata effettiva
Δp_N	Pa	pressione di mandata nominale
Δp_p	Pa	pressione di mandata della pompa
Δp_{v100}	Pa	differenza di pressione attraverso la valvola a portata nominale
Δp_{v0}	Pa	differenza di pressione attraverso la valvola per portata zero
Δp_{vb}	Pa	differenza di pressione attraverso l'utilizzatore
Δp_{vA}	Pa	differenza di pressione attraverso l'organo di regolazione
ΔT	K	differenza di temperatura

A5 Tabella dei valori attuali

Valore attuale di un'annuità di fr. 1.- per periodo per n periodi

$$VAA_{i,n} = \sum_{t=1}^n \frac{1}{(1+i)^t} = \frac{1}{i} - \frac{1}{i} \left(\frac{1}{(1+i)^n} \right)$$

Interesse nominale: = } interesse reale $i_r = \frac{i_n - \pi}{1 + \pi} = i_n - \pi = 8\% - 6\% = 2\%$
 $i = 2'200.-fr.$
 Investimento: $A = 210.-fr.$
 Risparmio annuo spese energetiche: $n = 15$ anni
 Durata dell'investimento: $VAN = - / + VAA_{2\%,15} * A = -2'200 + 12,8493 * 210$
 Valore attuale netto: $VAN = +498.35 > 0 \rightarrow$ l'investimento è redditizio

Numero periodi	1.0%	1.5%	2.0%	2.5%	3.0%	3.5%	4.0%	5.0%	6.0%	7.0%	8.0%	9.0%	10.0%	15.0%	20.0%	30.0%
1	0.9901	0.9852	0.9804	0.9756	0.9709	0.9662	0.9615	0.9524	0.9434	0.9346	0.9259	0.9174	0.9091	0.8696	0.8333	0.7692
2	1.9704	1.9559	1.9416	1.9274	1.9135	1.8997	1.8861	1.8594	1.8334	1.8080	1.7833	1.7591	1.7355	1.6257	1.5278	1.3609
3	2.9410	2.9122	2.8839	2.8560	2.8286	2.8016	2.7751	2.7232	2.6730	2.6243	2.5771	2.5313	2.4869	2.2832	2.1065	1.8161
4	3.9020	3.8544	3.8077	3.7620	3.7171	3.6731	3.6299	3.5460	3.4651	3.3872	3.3121	3.2397	3.1699	2.8550	2.5887	2.1662
5	4.8534	4.7826	4.7135	4.6458	4.5797	4.5151	4.4518	4.3295	4.2124	4.1002	3.9927	3.8897	3.7908	3.3522	2.9906	2.4356
6	5.7955	5.6972	5.6014	5.5081	5.4172	5.3286	5.2421	5.0757	4.9173	4.7665	4.6229	4.4859	4.3553	3.7845	3.3255	2.6427
7	6.7282	6.5982	6.4720	6.3494	6.2303	6.1145	6.0021	5.7864	5.5824	5.3893	5.2064	5.0330	4.8684	4.1604	3.6046	2.8021
8	7.6517	7.4859	7.3255	7.1701	7.0197	6.8740	6.7327	6.4632	6.2098	5.9713	5.7466	5.5348	5.3349	4.4873	3.8372	2.9247
9	8.5660	8.3605	8.1622	7.9709	7.7861	7.6077	7.4353	7.1078	6.8017	6.5152	6.2469	5.9952	5.7590	4.7716	4.0310	3.0190
10	9.4713	9.2222	8.9826	8.7521	8.5302	8.3166	8.1109	7.7217	7.3601	7.0236	6.7101	6.4177	6.1446	5.0188	4.1925	3.0915
11	10.3676	10.0711	9.7868	9.5142	9.2526	9.0016	8.7605	8.3064	7.8869	7.4987	7.1390	6.8052	6.4951	5.2337	4.3271	3.1473
12	11.2551	10.9075	10.5753	10.2578	9.9540	9.6633	9.3851	8.8633	8.3838	7.9427	7.5361	7.1607	6.8137	5.4206	4.4392	3.1903
13	12.1337	11.7315	11.3484	10.9832	10.6350	10.3027	9.9856	9.3936	8.8527	8.3577	7.9038	7.4869	7.1034	5.5831	4.5327	3.2233
14	13.0037	12.5434	12.1062	11.6909	11.2961	10.9205	10.5631	9.8986	9.2950	8.7455	8.2442	7.7862	7.3667	5.7245	4.6106	3.2487
15	13.8651	13.3432	12.8493	12.3814	11.9379	11.5174	11.1184	10.3797	9.7122	9.1079	8.5595	8.0607	7.6061	5.8474	4.6755	3.2682
16	14.7179	14.1313	13.5777	13.0550	12.5611	12.0941	11.6523	10.8378	10.1059	9.4466	8.8514	8.3126	7.8237	5.9542	4.7296	3.2832
17	15.5623	14.9076	14.2919	13.7122	13.1661	12.6513	12.1657	11.2741	10.4773	9.7632	9.1216	8.5436	8.0216	6.0472	4.7746	3.2948
18	16.3983	15.6726	14.9920	14.3534	13.7535	13.1897	12.6593	11.6896	10.8276	10.0591	9.3719	8.7556	8.2014	6.1280	4.8122	3.3037
19	17.2260	16.4262	15.6785	14.9789	14.3238	13.7098	13.1339	12.0853	11.1581	10.3356	9.6036	8.9501	8.3649	6.1982	4.8435	3.3105
20	18.0456	17.1686	16.3514	15.5892	14.8775	14.2124	13.5903	12.4622	11.4699	10.5940	9.8181	9.1285	8.5136	6.2593	4.8696	3.3158
25	22.0232	20.7196	19.5235	18.4244	17.4131	16.4815	15.6221	14.0939	12.7834	11.6536	10.6748	9.8226	9.0770	6.4641	4.9476	3.3286
30	25.8077	24.0158	22.3965	20.9303	19.6004	18.3920	17.2920	15.3725	13.7648	12.4090	11.2578	10.2737	9.4269	6.5660	4.9789	3.3321
35	29.4086	27.0756	24.9986	23.1452	21.4872	20.0007	18.6646	16.3742	14.4982	12.9477	11.6546	10.5668	9.6442	6.6166	4.9915	3.3330
40	32.8347	29.9158	27.3555	25.1028	23.1148	21.3551	19.7928	17.1591	15.0463	13.3317	11.9246	10.7574	9.7791	6.6418	4.9966	3.3332
50	39.1961	34.9997	31.4236	28.3623	25.7298	23.4556	21.4822	18.2559	15.7619	13.8007	12.2335	10.9617	9.9148	6.6605	4.9995	3.3333

A6 Tabelle di conversione

PREFISSI

Fattore	10^{12}	10^9	10^6	10^3	10^2	10^1
Simbolo	T	G	M	k	h	da
Prefisso	Tera	Giga	Mega	chilo	etto	deca
Fattore	10^{-1}	10^{-2}	10^{-3}	10^{-6}	10^{-9}	10^{-12}
Simbolo	d	c	m	μ	n	p
Prefisso	deci	centi	milli	micro	nano	pico

FORZA

N (Newton)	dina	kp
1	10^5	0.1020
10^{-5}	1	$1.020 \cdot 10^{-6}$
9.81	$9.81 \cdot 10^5$	1

PRESSIONE

Pa (N/m ²)	bar	at (kp/m ²)	mmCA (kp/m ²)	atm	mmHg (Torr)
1	10^{-5}	$1.020 \cdot 10^{-5}$	0.1020	$9.87 \cdot 10^{-6}$	$7.50 \cdot 10^{-3}$
10^5	1	1.020	$1.020 \cdot 10^4$	0.987	$7.50 \cdot 10^2$
$9.81 \cdot 10^4$	0.981	1	10^4	0.968	$7.36 \cdot 10^2$
9.81	$9.81 \cdot 10^{-5}$	10^{-4}	1	$9.68 \cdot 10^{-5}$	$7.36 \cdot 10^{-2}$
$1.013 \cdot 10^5$	1.013	1.033	$1.033 \cdot 10^4$	1	760
$1.333 \cdot 10^2$	$1.333 \cdot 10^{-3}$	$1.360 \cdot 10^{-3}$	13.60	$1.316 \cdot 10^{-3}$	1

ENERGIA

J (Joule)	kW/h	mkp	kcal
1	$2.78 \cdot 10^{-7}$	0.1020	$2.39 \cdot 10^{-4}$
$3.60 \cdot 10^6$	1	$3.67 \cdot 10^5$	860
9.81	$2.72 \cdot 10^{-6}$	1	$2.34 \cdot 10^{-3}$
$4.19 \cdot 10^3$	$1.163 \cdot 10^{-3}$	$4.27 \cdot 10^2$	1

POTENZA

W	kcal/h	PS
1	0.860	$1.36 \cdot 10^{-3}$
1.163	1	$1.58 \cdot 10^{-3}$
735	632	1

TEMPERATURA

Kelvin (K) = gradi Celsius (°C) + 273

Le temperature dei liquidi, dell'aria e di altri gas vengono date in °C

Le differenze di temperatura vengono date in K

