



UNIVERSITA' POLITECNICA DELLE MARCHE

Facoltà di ingegneria

Corso di Laurea Triennale in Ingegneria Meccanica

**Sviluppo di un banco prova per l'analisi istantanea della portata di
iniettori**

**Development of a test bench for instantaneous flow rate analysis of
injectors**

Relatore:

Prof. Palpacelli Matteo Claudio

Tesi di laurea di:

Mattoni Davide

Sessione I

A.A. 2021/2022

Indice

1. Introduzione e spiegazione del percorso	pag.3
2. Teoria delle perdite di carico	pag.6
3. Scelta della pompa di bassa pressione	pag.13
4. Teoria della trasmissione del calore	pag.14
5. Verifica scambiatore di calore ad alta pressione	pag.26
6. Perdite termiche nel tratto dallo scambiatore fino agli iniettori	pag.27
7. Verifica degli scambiatori di calore per il raffreddamento del fluido fino alla temperatura ambiente	pag.29
8. Teoria dei vasi di espansione	pag.32
8.1 Verifica del vaso di espansione usato come smorzatore di pulsazioni	pag.33
9. Realizzazione, attraverso il programma EPLAN, del percorso eseguito	Pag.34
10. Realizzazione, attraverso il programma Solid Edge, del tratto di alta pressione da dopo lo scambiatore a prima degli iniettori in 3D	Pag.37
11. Conclusione	Pag.38
12. Bibliografia	Pag.38

1 INTRODUZIONE E SPIEGAZIONE DEL PERCORSO

Il banco trattato in questa argomentazione è stato realizzato dall'azienda Loccioni dove il sottoscritto, Mattoni Davide, ha effettuato il tirocinio curriculare per la laurea triennale in ingegneria meccanica.

Tale progetto sarà utilizzato dal cliente nell'ambito motorsport, più precisamente nelle prossime autovetture che gareggeranno nel campionato ufficiale delle monoposto a ruote scoperte, prototipi non omologati alla guida su strada e dalle alte prestazioni, ovvero in Formula 1 per aumentare le performance di tali mezzi.

Io sottoscritto sono stato chiamato allo studio di siffatto piano partendo inizialmente da una posizione strettamente visiva, basata sullo studio in primo luogo del percorso da me seguito e poi nella ricerca dei vari componenti caratterizzanti tale itinerario, attraverso datasheet delle aziende caricate in rete sui propri siti ufficiali.

Poi, sempre all'interno del banco, ho eseguito alcune verifiche sui componenti installati che mi hanno permesso di meglio comprendere il sistema complessivo dell'impianto e quindi anche di intervenire sullo stesso per la concretizzazione e il calcolo dell'intero sistema.

Il percorso che mi è stato sottoposto ed al quale ho partecipato è stato realizzato per effettuare l'analisi istantanea della portata elaborata dall'iniettore attraverso un macchinario made in Loccioni.

Il fluido di lavoro utilizzato è l'n-Eptano che ha caratteristiche simile alla benzina, ma nei test solitamente viene utilizzato al posto di quest'ultima per motivi prevalente economici.

Dividendo il sistema in macro aree:

1.1 Area di bassa pressione

Il fluido passa attraverso una pompa Speck di bassa pressione, questo è necessario perché la successiva pompa, la Hammelman (ad alta pressione), ha bisogno in ingresso di una pressione maggiore di quella atmosferica, precisamente di 3 bar.

La pompa Speck in realtà dovrà realizzare un salto maggiore (di circa 4.76 bar, calcolato tramite foglio excel) dovuto alle perdite di carico, continue e localizzate, tra le due pompe.

I tubi utilizzati sono prevalentemente della Hiflex con dimensioni dei diametri che vanno dai $\frac{3}{4}$ inizialmente ai $\frac{3}{8}$ di pollice.

1.2 Area di alta pressione

In questa zona il fluido si trova ad una pressione di 3 bar e con una portata complessiva di 8.2Lt/min, di cui 5.5Lt/min che andranno successivamente agli iniettori e i restanti 2.7Lt/min

al passaggio dell'n-Eptano in una valvola che compie, oltre ad una funzione di regolazione della pressione, lavorando attraverso un rapporto di 1/125 ovvero se viene dato un input di 3 bar e viene letto un valore maggiore di 475 bar allora eseguirà una regolazione per abbassare la pressione, anche una funzione di refrigerazione.

Di conseguenza all'uscita della pompa ad alta pressione Hammelman avremo 450 bar con una portata dei solo 5.5Lt/min necessari agli iniettori, che prima di arrivare agli stessi passa attraverso un vaso di espansione usato come smorzatore di pulsazioni.

1.3 Scambiatore di calore

Prima dell'immissione negli iniettori dobbiamo scaldare il fluido dalla temperatura ambiente di 30°C fino alla temperatura di 80°C. Lo otteniamo facendolo passare attraverso un unichiller della Huber avente 12kW di potenza e una portata di fluido refrigerante (un olio siliconico) di 32Lt/min, il tubo dove avverrà lo scambio di calore è fabbricato dalla novaswiss ed ha una resistenza fino a 20kPsi, necessari in quanto abbiamo una pressione molto elevata, e con un diametro pari a 9/16 di pollice più grande rispetto a quelli usati in precedenza da 3/8 in modo da avere una velocità minore del fluido che consente uno scambio termico maggiore dovuto al maggior tempo di passaggio nei tubi.

1.4 Tratto finale prima degli iniettori

Questo tratto è stato studiato sia con tubi di diametro 3/8 che 9/16 di pollice per valutare fra le due dimensioni quale sia più conveniente installare, in quanto sono state valutate le perdite termiche nelle due soluzioni, così da poter renderci conto del quantitativo di calore disperso in ambiente dal fluido.

Le scelte da valutare erano due, la prima consisteva nel richiedere all'unichiller una potenza maggiore che compensasse le perdite in questo tratto, mentre la seconda prevedeva l'installazione di isolante sui tubi in modo da azzerare quasi completamente le stesse.

La scelta finale sarà una combinazione delle due, effettuando i calcoli sulla prima ipotesi, ho potuto constatare che non era la soluzione esclusiva, quindi sono state scelte entrambe, aumentando la potenza richiesta allo scambiatore e isolando i tubi, anche per evidenti vantaggi collaterali come quello di non ustionarsi in caso di urto accidentale o in caso di emergenza. Pertanto abbiamo aumentato di un po' la richiesta di calore all'unichiller (di una quantità minore rispetto alla perdita senza isolante) e installato dell'isolante.

1.5 Percorso di ritorno

A questo punto avremo sei ritorni identici provenienti dall'uscita dei sei macchinari Loccioni che si ricongiungeranno prima in un serbatoio diverso da quello di partenza in cui il fluido avrà una temperatura di circa 40°C.

Per riportare il fluido a temperatura ambiente (20°C) nel serbatoio iniziale, dobbiamo farlo transitare attraverso tre scambiatori di calore che ne abbassano la temperatura.

Il primo è uno scambiatore di calore in cui entrano due ritorni provenienti dai misuratori della portata istantanea e che permette grazie alla sua portata di 1.85Lt/min di raffreddare tutti e due i flussi di n-Eptano da 80°C a 60°C.

Dopo alcuni passaggi in valvole e altri componenti dal primo scambiatore di ritorno abbiamo che tutti e sei i flussi si ricongiungeranno in un tubo da ½" mentre quello usato fino a questo momento era da ¾".

Il secondo scambiatore è di tipo a piastre, come anche il terzo, e ci permette di far passare i 5.5Lt/min di fluido da 60°C a 40°C (nonostante il salto sia molto elevato per questo tipo di scambiatore dai calcoli risultava che lo stesso era idoneo ad ottenere il risultato, ciò nonostante per fattori di sicurezza abbiamo ipotizzato un salto di 5°C in meno in modo da non affaticarlo troppo).

A questo punto l'intero flusso si trova ad una temperatura di circa 40°C e verrà immesso all'interno di un serbatoio che servirà la portata che dovrà elaborare la successiva pompa, sempre di marca Speck ma differente rispetto alla prima, pari a 21Lt/min (calcolati in base alla curva della pompa presente sui datasheet imponendo una pressione di 2BAR).

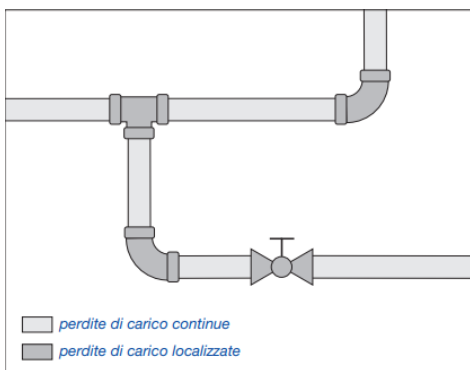
Il terzo scambiatore, identico al secondo, idealmente dovrebbe fare sempre un salto di 20°C quindi passare da 40 a 20°C ma anche in questo caso per non stressarlo troppo gli faremo fare un salto minore pari a 10°C.

In questo modo riusciamo a tornare al serbatoio iniziale più o meno alla temperatura ambiente in quanto nel percorso di ritorno non abbiamo considerato le perdite termiche in tubi e valvole, e anche nelle condizioni in cui le avremo idealmente pari a zero comunque i 3 scambiatori sarebbero in grado da soli di abbassare, ognuno, di 20°C di temperatura e quindi permettere al fluido di passare da 80 a 20°C.

2 Teoria delle perdite di carico (1)

2.1 Definizioni:

Le perdite di carico sono perdite di pressione (con trasformazioni irreversibili di energia meccanica in calore) causate dalle resistenze che si oppongono al moto di un fluido attraverso un condotto. Le perdite di carico possono essere continue o localizzate (Figura 1): le perdite continue si manifestano lungo i tratti rettilinei e sezione costante dei condotti; le perdite localizzate si manifestano in corrispondenza dei pezzi speciali (giunti, raccordi, curve, diramazioni, confluenze) dei componenti che fanno variare la direzione o la sezione di passaggio del fluido.



2.2 Grandezze di base:

Le grandezze (relative sia al fluido sia ai condotti) che intervengono nel calcolo delle perdite di carico sono le seguenti: **velocità, densità, viscosità, rugosità, numero di Reynolds.**

Figura 1: Perdite di carico continue e localizzate

2.2.1 VELOCITA':

Per velocità di un fluido in moto attraverso un condotto si intende la velocità media delle sue particelle. Tale velocità può essere determinata con la formula: $v = \frac{G}{A}$ (1)

Dove v è velocità in m/s; G è la portata in m^3/s ed A è l'area del condotto, espressa in m^2

La stessa formula, in un condotto circolare e con le unità di misura normalmente utilizzate in termotecnica, assume le seguenti forme: $v = 10^3 * \frac{4*G}{\pi*D^2}$ (2) (v in m/s, G in l/s e D in mm)

oppure $v = 0.278 * \frac{4*G}{\pi*D^2}$ (3) (v in m/s, G in l/h e D in mm)

2.2.2 DENSITA':

La densità (o massa volumica) di una sostanza è data dal rapporto fra la sua massa e il suo volume. La densità dell'acqua può essere determinata con la formula o con la tabella sotto riportate:

$$\rho = 1000.18576 + 0.007136 * t - 0.005718 * t^2 + 0.00001468 * t^3$$

Espressa in Kg/m^3 e varia in base alla temperatura t .

Nel nostro caso l'n-Eptano ha una densità di $684 Kg/m^3$ ad una temperatura di $60^\circ C$.

2.2.3 VISCOSITA':

La viscosità assoluta (o dinamica) è una grandezza che misura l'attrito interno di un fluido. Nello studio delle perdite di carico, serve soprattutto conoscere la viscosità cinematica che è data dal rapporto fra la viscosità assoluta e la densità del fluido.

È espressa in m^2/s e anch'essa come la densità varia in base alla temperatura.

2.2.4 RUGOSITA':

è una grandezza che serve a tener conto delle irregolarità medie di una superficie. In genere si indica coi simboli k o ϵ .

Per i tubi commerciali si possono considerare le seguenti classi di rugosità:

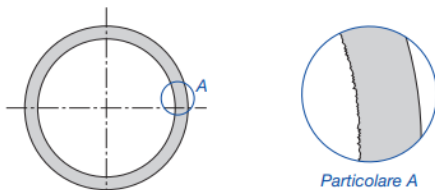


Figura 2: Particolare di una superficie per osservare il tipo di rugosità

2.2.4.1 bassa rugosità ($0.001mm < \epsilon < 0.007mm$) per: tubi in rame, acciaio inox, multistrato e in materiale plastico;

2.2.4.2 Media rugosità ($0.020mm < \epsilon < 0.090mm$) per: tubi in acciaio nero e zincato

Poi ci sono anche ad alta rugosità ma nel nostro progetto non li utilizzeremo.

2.2.5 NUMERO DI REYNOLDS:

Serve a stabilire come un fluido si muove all'interno di un condotto ed è dato dal seguente rapporto:

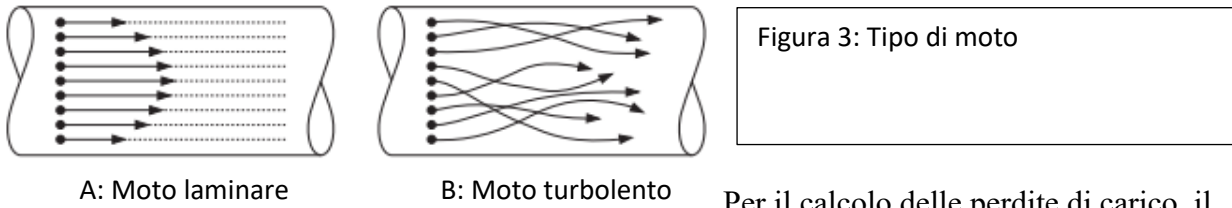
$$Re = \frac{v * D}{\mu} \quad (4)$$

Dove Re è adimensionale, la velocità è in m/s , il diametro in metri e μ in m^2/s .

In particolare, il moto del fluido può ritenersi:

- laminare per $R < 2.000$ le particelle del fluido hanno traiettorie ordinate e fra loro parallele (il moto è calmo e regolare) (Figura 3A);
- turbolento per $R > 2.500$ le particelle del fluido hanno traiettorie irregolari e variabili nel tempo (il moto è disordinato ed instabile) (Figura 3B);

- transitorio per 2.000 2.500 il moto del fluido non è chiaramente né laminare né turbolento.



A: Moto laminare

B: Moto turbolento

Per il calcolo delle perdite di carico, il

regime transitorio che ha un campo di validità alquanto limitato e assai incerto, può essere assimilato a quello turbolento. Con la (4), esplicitando la velocità e ponendo $R=2.000$, è possibile calcolare le velocità (dette critiche oltre le quali il moto del fluido non è più laminare).

2.3 PERDITE DI CARICO CONTINUE

Le perdite di carico continue possono essere calcolate con la formula di Darcy: $r = \frac{Fa * \rho * v^2}{2 * D}$ (5)

Dove r è la perdita di carico continua unitaria espressa in Pa/m, Fa è la forza di attrito ed è adimensionale, ρ è la densità espressa in Kg/m^3 , v la velocità in m/s e D il diametro interno in m

Noti il diametro del tubo, la velocità del fluido e la sua densità, il solo parametro che risulta indeterminato è il fattore di attrito. Nel moto laminare Fa dipende unicamente dal numero di Reynolds e può essere determinato con la formula:

$$Fa = \frac{64}{Re} \quad (6)$$

Nel moto turbolento F dipende, invece, da diversi fattori e può essere determinato con l'equazione

di Colebrook: $\frac{1}{Fa^{0.5}} = -2 \log_{10} \left(\frac{k}{3.7 * D} + \frac{2.51}{Re * Fa^{0.5}} \right)$ (7)

dove i simboli e le unità di misura sono gli stessi specificati alla (4) e (5), e k rappresenta la rugosità in [m] del tubo. L'equazione di Colebrook non è, però, risolvibile in modo esplicito rispetto ad F . Ragione per cui, in genere, si ricorre a formule semplificate.

Per l'acqua (e i liquidi in generale) si possono utilizzare le relazioni (8) e (9):

$$Fa = 0.316 * Re^{-0.25} \quad (8)$$

$$Fa = 0.07 * Re^{-0.13} * D^{-0.14} \quad (9)$$

dove: F = fattore di attrito, adimensionale;

R = numero di Reynolds, adimensionale;

D = diametro interno, m.

La (8) – derivata da studi di Blasius – può ritenersi valida per i tubi a bassa rugosità la (9) – derivata da prove sperimentali degli Autori – per i tubi a media rugosità.

2.4 MOTO LAMINARE

Dalla formula di Darcy (5), sostituendo R ed F con le relative uguaglianze, date dalla (4) e dalla (6),

si ottiene:

$$r = \frac{64}{Re} * \frac{\rho * v^2}{2 * D} = \frac{64 * \mu}{v * D} * \frac{\rho * v^2}{2 * D} = \frac{32 * \mu * \rho * v}{D^2} \quad (10)$$

dove: r = perdita di carico continua unitaria, Pa/m;

R = numero di Reynolds, adimensionale;

ρ = densità, Kg/m³;

μ = viscosità cinematica dell'acqua, m²/s;

v = velocità, m/s;

D = diametro interno, m.

Dato che il valore di r è generalmente calcolato in base alla portata, nella (10) conviene sostituire la velocità v [m/s] con la portata G [m³/s]:

$$r = \frac{32 * \mu * \rho}{D^2} * \frac{4 * G}{\pi * D^2} = 40.74 * \mu * \rho * \frac{G}{D^4} \quad (11)$$

2.5 MOTO TURBOLENTO

Col moto turbolento, le perdite di carico continue nei tubi che convogliano l'acqua possono essere calcolate con la formula di Darcy (5) e con le relazioni (8) e (9).

2.6 Tubi a bassa rugosità

Dalla formula di Darcy (5), sostituendo R ed F con le relative uguaglianze, date dalla (4) e dalla (8), si ottiene:

$$r = 0.316 * \frac{\mu^{0.25}}{v^{0.25} * D^{0.25}} * \frac{\rho * v^2}{2 * D} = 0.158 * \mu^{0.25} * \rho * \frac{v^{1.75}}{D^{1.25}} \quad (14)$$

dove: r = perdita di carico continua unitaria, Pa/m;

R = numero di Reynolds, adimensionale;

ρ = densità, Kg/m³;

μ = viscosità cinematica dell'acqua, m²/s;

v = velocità, m/s;

D = diametro interno, m

Conviene poi sostituire la velocità v [m/s] con la portata G [m / s]:

$$r = \frac{0.158 * \mu^{0.25} * \rho}{D^{1.25}} * \left(\frac{4 * G}{\pi * D^2} \right)^{1.75} = 0.241 * \mu^{0.25} * \rho * \frac{G^{1.75}}{D^{4.75}} \quad (15)$$

Tale formula, espressa con le unità di misura normalmente utilizzate in termotecnica assume le seguenti forme :

$$r = 144.12 * \mu^{0.25} * \rho * \frac{G^{1.75}}{D^{4.75}} \quad (16)$$

dove: r = perdita di carico continua unitaria, Pa/m;

ρ = densità, Kg/m^3 ;

μ = viscosità cinematica dell'acqua, m^2/s ;

G = portata, l/h;

D = diametro interno, mm.

$$r = 14.70 * \mu^{0.25} * \rho * \frac{G^{1.75}}{D^{4.75}} \quad (17)$$

dove: r = perdita di carico continua unitaria, mm c.a./m;

ρ = densità, Kg/m^3 ;

μ = viscosità cinematica dell'acqua, m^2/s ;

G = portata, l/h;

D = diametro interno, m

2.7 Tubi a media rugosità

Dalla formula di Darcy (5), sostituendo R ed F con le relative uguaglianze date dalla (4) e dalla (9), si ottiene:

$$r = 0.07 * \frac{\mu^{0.13}}{v^{0.13} * D^{0.27}} * \frac{\rho * v^2}{2 * D} = 0.035 * \mu^{0.13} * \rho * \frac{v^{1.87}}{D^{1.27}} \quad (18)$$

dove: r = perdita di carico continua unitaria, Pa/m;

R = numero di Reynolds, adimensionale;

ρ = densità, Kg/m^3 ;

μ = viscosità cinematica dell'acqua, m^2/s ;

v = velocità, m/s ;

D = diametro interno, m. Conviene poi sostituire la velocità v [m/s] con la portata G [m /s]:

$$r = \frac{0.035 * \mu^{0.13} * \rho}{D^{1.27}} * \left(\frac{4 * G}{\pi * D^2} \right)^{1.87} = 0.055 * \mu^{0.13} * \rho * \frac{G^{1.87}}{D^{5.01}} \quad (19)$$

Tale formula, espressa con le unità di misura normalmente utilizzate in termotecnica assume le seguenti forme:

$$r = 32.36 * \mu^{0.13} * \rho * \frac{G^{1.87}}{D^{5.01}} \quad (20)$$

dove: r = perdita di carico continua unitaria, Pa/m;

ρ = densità, Kg/m^3 ;

μ = viscosità cinematica dell'acqua, m^2/s ;

G = portata, l/h;

D = diametro interno, mm

Oppure

$$r = 3.30 * \mu^{0.13} * \rho * \frac{G^{1.87}}{D^{5.01}} \quad (21)$$

dove: r = perdita di carico continua unitaria, mm c.a./m;

ρ = densità, Kg/m^3 ;

μ = viscosità cinematica dell'acqua, m^2/s ;

G = portata, l/h;

D = diametro interno, mm

2.8 PERDITE DI CARICO LOCALIZZATE:

Queste perdite di carico sono dette anche “singolari” o “accidentali”. Nel caso dei tubi che convogliano acqua sono generalmente determinate con uno dei seguenti metodi:

2.8.1 METODO DIRETTO

È un metodo che consente di determinare le perdite di carico localizzate con le formule:

$$z = \xi * \rho * \frac{v^2}{2} \quad (22)$$

dove: z = perdita di carico localizzata, Pa/;

ρ = densità, Kg/m^3 ;

v = velocità, m/s ;

ξ =coefficiente di perdita localizzata, adimensionale

oppure
$$z = \xi * \rho * \frac{v^2}{2*9.81} \quad (23)$$

in questo caso la z è espressa in mm c.a.

2.8.2 METODO DELLE PORTATE NOMINALI

Il fattore ξ dipende dalla forma della perdita localizzata può essere determinato con apposite formule (soprattutto nei casi a geometria semplice) oppure con prove di laboratorio.

2.8.3 Portata nominale per $\Delta p=1$ bar

La portata nominale (K_v o KV) determinata in base ad una pressione differenziale bar 10,2 m c. a. Le perdite di carico della resistenza localizzata possono essere calcolate con le seguenti relazioni:

$$z = \left(\frac{G}{KV}\right)^2 \quad (24)$$

dove: z = perdite di carico localizzate, bar;

G = portata effettiva, m^3/h ;

KV = portata nominale ($\Delta p=1$ bar), m^3/h .

z può essere anche scritto come:
$$z = 0.1 * \left(\frac{G}{KV}\right)^2 \quad (25)$$

dove in questo caso z è espresso in Pa e G in l/h

oppure ancora:
$$z = 0.0102 * \left(\frac{G}{KV}\right)^2 \quad (26)$$

dove z è in mm c.a. e G in l/h

2.8.4 METODO DELLE LUNGHEZZE EQUIVALENTI

Con questo metodo si sostituisce ogni resistenza localizzata con una lunghezza di tubo rettilineo equivalente cioè con una lunghezza di tubo in grado di dare le stesse perdite di carico. Si riconduce così il calcolo delle perdite localizzate a quello delle perdite distribuite. Il metodo delle lunghezze equivalenti è semplice e facile da utilizzare, tuttavia può comportare approssimazioni non sempre accettabili Per tale motivo è utilizzato soprattutto per dimensionare le reti estese (acquedotti, gasdotti, ecc...) dove le perdite di carico localizzate sono solo una piccola percentuale delle perdite di carico totali e, quindi, possibili imprecisioni sono facilmente tollerabili.

3 Scelta della pompa di bassa pressione

Attraverso la teoria delle perdite di carico sono stato chiamato a verificarle nella prima macro area del banco, ovvero nell'aria di bassa pressione, in quanto come già detto la pompa di alta pressione in ingresso necessita di una pressione maggiore di quella atmosferica pari a 3 bar e di una portata pari a 8.2Lt/min.

Con l'ausilio di un foglio excel sono riuscito a calcolarmi le perdite partendo dalla pompa di bassa pressione fino ad arrivare alla pompa Hammelman trovando che la pompa doveva essere in grado di fare un salto pari a 70.97 metri.

la pompa inizialmente inserita non riusciva ad eseguire quel salto per quella portata, così abbiamo dovuto inserire una nuova pompa in grado di compierlo.

Allego qui sotto i grafici delle pompe, a sinistra quella sostituita (Figura 4) e a destra l'originale (Figura 5).

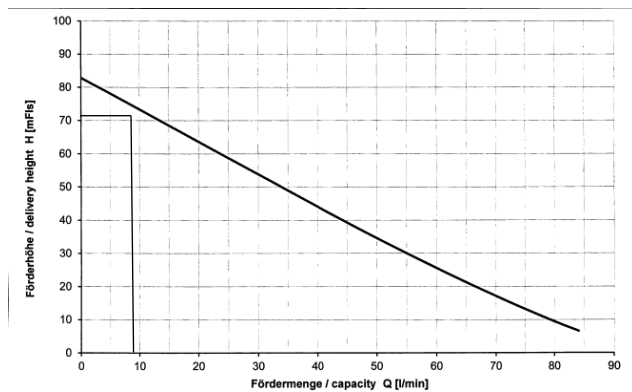


Figura 4: Curva caratteristica pompa sostituita

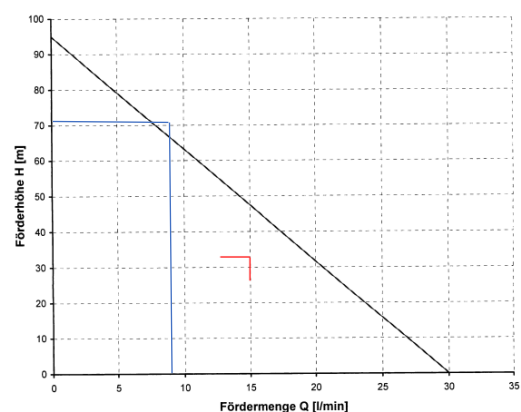


Figura 5: Curva caratteristica pompa iniziale

Tale salto è stato calcolato nelle condizioni peggiori, ovvero con tubi a rugosità media, considerando tutte le valvole presenti nel circuito ed anche un filtro su cui è stato applicato un sensore che legge la differenza di pressione del fluido tra l'entrata e l'uscita del filtro che scatta a 1.1 bar.

La somma di tutte le perdite porta la pompa a far fare alla portata di fluido un salto di circa 4.76 bar che appunto ci permette di entrare nella pompa di alta pressione a 3 bar.

La formula utilizzata per il calcolo della prevalenza è: $P = \rho * g * H$ in cui però la nostra incognita è l'H, ovvero la prevalenza, si ricorda che il nostro fluido non è l'acqua quindi il valore di ρ da utilizzare è 684 Kg/m^3 .

4. Teoria della trasmissione del calore (2)

4.1 I diversi tipi di scambiatori di calore: Lo scambiatore più semplice, detto a doppio tubo, consiste in due tubi concentrici di diametri differenti (Figura 6): un fluido scorre nel tubo di diametro inferiore e l'altro nel condotto anulare tra le due tubazioni. Sono possibili due differenti tipi di flusso: l'equicorrente, quando i fluidi percorrono lo scambiatore nello stesso verso entrando dallo stesso lato; il controcorrente, quando i fluidi percorrono lo scambiatore in direzioni opposte entrando da lati opposti. Un altro tipo di scambiatore di calore (a superficie), appositamente progettato per consentire lo scambio termico attraverso una grande superficie per unità di volume, è lo scambiatore compatto, caratterizzato da alti valori, maggiori di 700, del parametro β [m^2/m^3], densità d'area di scambio, vale a dire del rapporto tra superficie di scambio e volume dello scambiatore. Esempi di scambiatori compatti sono i radiatori delle automobili ($\beta \approx 1000 m^2/m^3$), gli scambiatori di calore ceramici per le turbine a gas ($\beta \approx 6000 m^2/m^3$), i rigeneratori di un motore a ciclo Stirling ($\beta \approx 15\,000 m^2/m^3$) e i polmoni umani ($\beta \approx 20\,000 m^2/m^3$). Poiché gli scambiatori di calore compatti permettono di scambiare potenze termiche notevoli tra due fluidi in volumi ridotti, vengono utilizzati in applicazioni caratterizzate da stretti vincoli di peso e volume. L'elevata superficie di scambio in questi scambiatori viene ricavata ponendo a distanza ravvicinata sulla parete di separazione tra i due fluidi lamierini sottili o alette corrugate. Questa grande superficie di scambio permette di trasferire grandi quantità di calore tra due gas oppure tra un gas e un liquido anche in presenza di un basso valore del coefficiente di convezione nel gas, come avviene nei radiatori delle automobili.

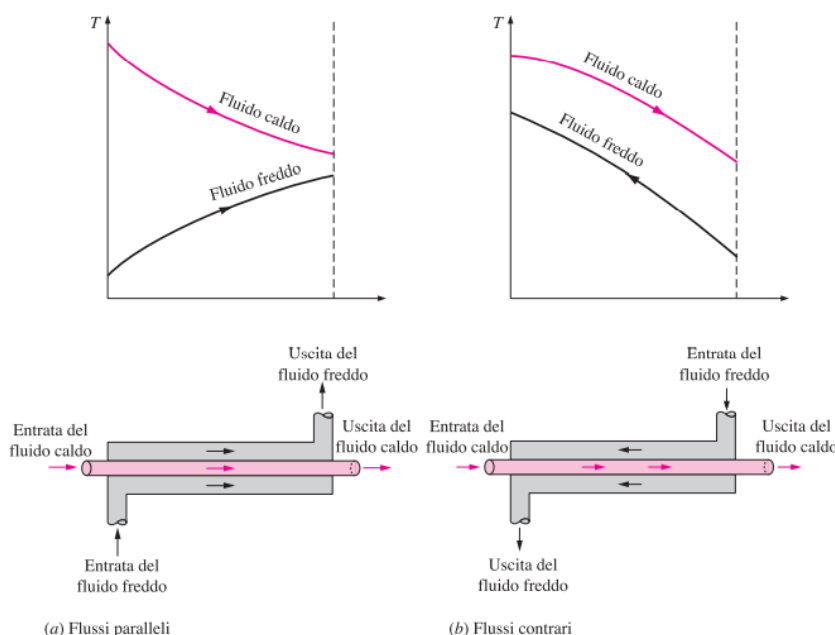
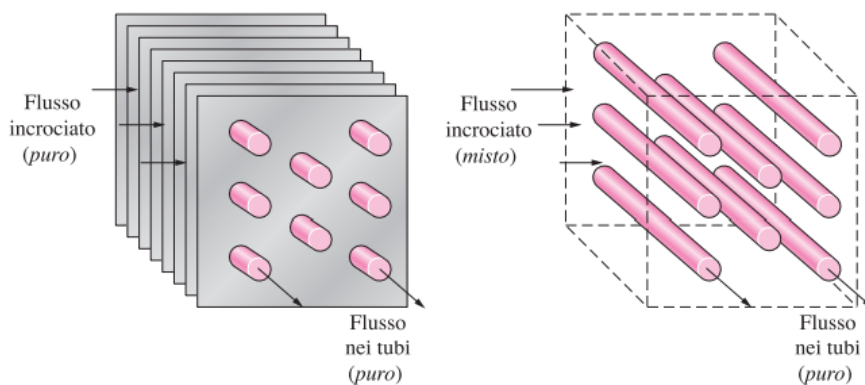


Figura 6: Differenti regimi di flusso con i relativi profili di temperatura in uno scambiatore di calore a doppio tubo

Negli scambiatori compatti i due fluidi generalmente fluiscono in direzioni mutuamente perpendicolari. Questa configurazione di flussi viene definita a flussi incrociati.

Negli scambiatori a flussi incrociati si possono avere flussi incrociati misti o puri in dipendenza della reale configurazione dei flussi (Figura 7): in a) il flusso incrociato è puro dal momento che i lamierini forzano il fluido a fluire attraverso determinate fessure impedendogli di percorrere tratti in direzione parallela ai tubi, come avviene nel radiatore per automobili; in b) il flusso incrociato è misto dato che il fluido è libero di muoversi in una qualsiasi direzione (perpendicolare o parallela ai tubi). Questa distinzione è stata fatta poiché la configurazione dei flussi ha implicazioni significative sulle caratteristiche di scambio termico dell'intero scambiatore. Il tipo di scambiatore forse più diffuso nelle applicazioni industriali è quello a tubi e mantello (Figura 8), composto da un gran numero di tubi (a volte parecchie centinaia) e da un mantello cilindrico che li contiene. I tubi e il mantello hanno gli assi paralleli gli uni all'altro. Lo scambio termico avviene tra i due fluidi che scorrono l'uno all'interno dei tubi e l'altro all'esterno dei tubi ma all'interno del mantello. Questi scambiatori sono normalmente dotati di diaframmi perpendicolari all'asse del mantello, posti al suo interno, per migliorare lo scambio termico e consentire il mantenimento della distanza originaria tra i tubi. Questi scambiatori a tubi e mantello sono molto usati, ma non a bordo di automobili, di aerei o di navi poiché occupano molto spazio e sono molto pesanti. Si noti che i tubi negli scambiatori a tubi e mantello terminano in due grandi zone in corrispondenza di entrambe le estremità dello scambiatore stesso, dette teste, dove il fluido che scorre all'interno dei tubi si accumula prima di imboccare i tubi o dopo averli attraversati. Gli scambiatori a tubi e mantello si classificano ulteriormente in base al numero di passaggi del fluido nel mantello e nei tubi: per esempio nel caso di tubi ripiegati a U all'interno del mantello si hanno scambiatori a tubi e mantello con un passaggio nel mantello e due passaggi nei tubi; nel caso di due passaggi nel mantello e quattro nei tubi si ha uno scambiatore con due passaggi nel mantello e quattro nei tubi (Figura 9)



(a) Entrambi i flussi puri

(b) Un flusso misto, l'altro puro

Figura 7: Differenti configurazioni negli scambiatori di calore a flussi incrociati

Uno scambiatore di calore innovativo, che ha trovato largo impiego, è lo scambiatore a piastre, costituito da piastre corrugate in modo da formare piccoli condotti per il passaggio del fluido (Figura 10). I fluidi caldo e freddo fluiscono alternativamente, così che ogni corrente fredda è a contatto con due correnti di fluido caldo realizzando condizioni ottimali di scambio termico

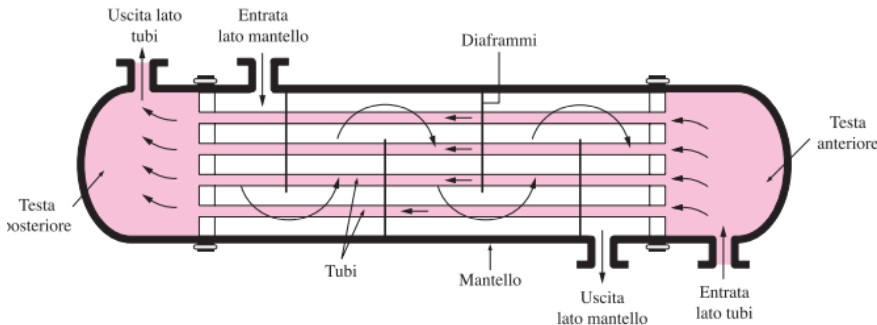
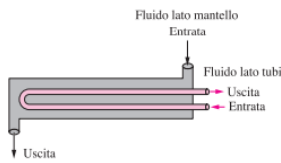
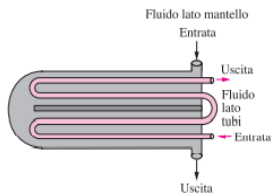


Figura 8: Schema di uno scambiatore di calore a tubi e mantello (un passaggio nel mantello e uno nei tubi)



(a) Un passaggio nel mantello e due passaggi nei tubi



(b) Due passaggi nel mantello e quattro passaggi nei tubi

Figura 9: Scambiatore di calore a tubi e mantello e a più passaggi

Inoltre gli scambiatori di calore permettono di aumentare la potenza termica scambiata con la semplice aggiunta di altre piastre alla stessa struttura iniziale. Gli scambiatori di calore a piastre sono ideali per lo scambio tra due liquidi purché questi siano grosso modo alla stessa pressione. Un altro tipo di scambiatori di calore in cui si ha il passaggio alternato del fluido caldo e di quello freddo attraverso la stessa sezione è lo scambiatore rigenerativo. Nel caso statico lo scambiatore rigenerativo è costituito da una struttura porosa con una grande capacità termica come una maglia di fili in materiale ceramico, attraverso la quale vengono fatti passare alternativamente il fluido caldo e quello freddo. Il calore viene trasferito in una prima fase dal fluido caldo al rigeneratore, e successivamente al fluido freddo. La struttura porosa del rigeneratore è utilizzata praticamente come mezzo di immagazzinamento temporaneo di calore. Nel caso dinamico lo scambiatore rigenerativo è composto da un tamburo rotante soggetto al flusso continuo dei fluidi caldo e freddo. Poiché i due fluidi lambiscono zone differenti del tamburo, questo, durante la sua rotazione, viene in contatto alternativamente con il fluido caldo e con quello freddo immagazzinando e cedendo

calore. Anche in questo caso il tamburo rotante è utilizzato come mezzo per l’immagazzinamento di energia termica. Agli scambiatori di calore spesso si attribuisce un nome particolare in relazione alla specifica applicazione cui sono destinati: per esempio, un condensatore è uno scambiatore nel quale uno dei due fluidi cede calore all’altro e, per questo, condensa; un evaporatore è uno scambiatore di calore nel quale uno dei due fluidi assorbe una quantità di calore e, perciò, evapora.

4.2 Il coefficiente globale di scambio termico

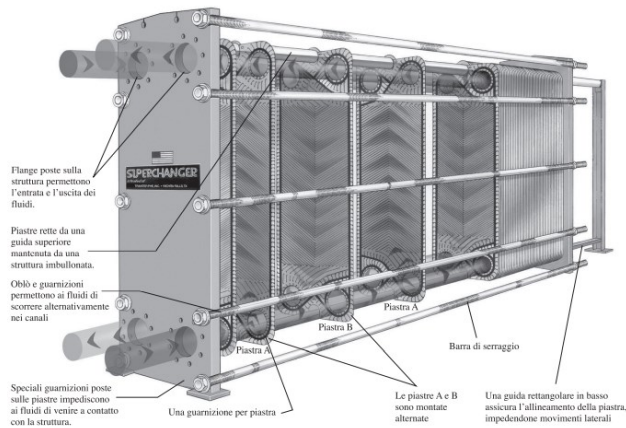


Figura 10: Scambiatore di calore a piastre liquido-liquido

Poiché uno scambiatore di calore in generale realizza la trasmissione di una quantità di calore tra due fluidi separati da una parete, il calore viene trasferito prima dal fluido caldo alla parete per convezione, poi attraverso la parete per conduzione e infine dalla parete al fluido freddo nuovamente per convezione. Dell’irraggiamento di solito si tiene conto nella valutazione dei coefficienti di scambio termico convettivo. In questo fenomeno di scambio termico la resistenza termica complessiva comprende due resistenze di convezione e una di conduzione (Figura 11). Attribuendo i pedici i ed e alle superfici interna ed esterna del tubo interno, per uno scambiatore di calore a doppio tubo, essendo $A_i = \pi D_i L$ e $A_e = \pi D_e L$, la resistenza termica della parete del tubo è:

$$R_{parete} = \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi\lambda L} \quad (27)$$

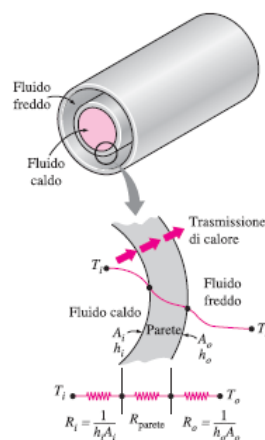


Figura 11: Varie componenti della resistenza termica associata alla trasmissione di calore in uno scambiatore di calore a doppio tubo

dove λ è la conducibilità termica del materiale di cui è composta la parete del tubo e L la sua lunghezza. La resistenza termica totale dello scambiatore di calore a doppio tubo è:

$$R = R_{tot} = R_i + R_{parete} + R_e = \frac{1}{h_i A_i} + \frac{\ln\left(\frac{D_e}{D_i}\right)}{2\pi\lambda L} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (28)$$

dove A_i è la superficie interna del tubo interno e A_e quella esterna; in altre parole, A_i e A_e sono le superfici del tubo interno bagnate rispettivamente dal fluido interno e da quello esterno (Figura 12). In uno scambiatore di calore la potenza termica scambiata tra i due fluidi può essere espressa dalla relazione

$$\dot{Q} = \frac{\Delta T}{R} = UA\Delta T = U_i A_i \Delta T = U_e A_e \Delta T \quad (29)$$

dove U rappresenta il coefficiente globale di scambio termico, la cui unità di misura è $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, come per i normali coefficienti convettivi di scambio termico h. Dall'Equazione 29 semplificando ΔT si ottiene:

$$\frac{1}{UA} = \frac{1}{U_i A_i} = \frac{1}{U_e A_e} = R = \frac{1}{h_i A_i} + R_{parete} + \frac{1}{h_e A_e} \quad (30)$$

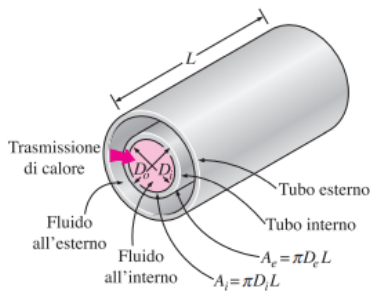


Figura 12: Le due superfici di scambio termico di uno scambiatore di calore a doppi D_e e $A_i \cong A_e$

Si noti che per ogni scambiatore di calore si hanno due coefficienti di scambio termico globale U_i e U_e , poiché le superfici di scambio interna, A_i , ed esterna, A_e , hanno aree differenti. Poiché $U_i A_i = U_e A_e$, ma $U_i \neq U_e$, a meno che non sia $A_i = A_e$, il coefficiente di scambio termico globale non ha significato se non si specifica a quale superficie esso si riferisce. Infatti, la differenza tra le superfici di scambio termico può essere notevole come nel caso di alettatura presente da una sola parte del tubo. Nel caso di tubi di piccolo spessore e realizzati con materiali aventi conducibilità termica elevata, come avviene nella maggior parte dei casi, poiché la resistenza termica della parete è trascurabile ($R_{parete} \approx 0$) e le aree della superficie interna e di quella esterna del tubo sono pressoché eguali ($A_i \approx A_e$), l'Equazione 30 diventa:

$$\frac{1}{U} \cong \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e} \quad (31)$$

dove $U_i \approx U \approx U_e$ e i coefficienti di scambio termico convettivo, interno, h_i , o esterno, h_e , si determinano con le relazioni studiate nei capitoli precedenti. Poiché il valore del coefficiente globale di scambio termico U nell'Equazione 5 dipende in particolare dal coefficiente convettivo h che ha il valore più piccolo, quando uno dei coefficienti di convezione è molto più piccolo dell'altro (per esempio $h_i \ll h_e$), si ha che $1/h_i \gg 1/h_e$ e cioè $U_i \approx h_i$. Si ha, quindi, che il coefficiente di scambio convettivo con valore minore limita lo scambio termico. Questo fenomeno si verifica

quando i fluidi che devono scambiare calore sono un liquido e un gas. Per superare le difficoltà di un basso valore del coefficiente di scambio termico convettivo si impiegano superfici alettate sul lato gas in modo da migliorare il valore del prodotto UA e quindi lo scambio termico complessivo. Valori tipici del coefficiente di scambio termico globale sono riportati nella Tabella 1. Si noti che questi coefficienti vanno da circa $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ per scambiatori di calore gas-gas fino a circa $10000 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ per scambiatori di calore che funzionano in presenza di cambiamenti di fase, ma questo non deve sorprendere dal momento che i gas hanno una conducibilità termica bassissima, mentre le trasformazioni di fase comportano valori molto alti dei coefficienti di scambio termico.

Type of heat exchanger	$U, \text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{C}^*$
Water-to-water	850–1700
Water-to-oil	100–350
Water-to-gasoline or kerosene	300–1000
Feedwater heaters	1000–8500
Steam-to-light fuel oil	200–400
Steam-to-heavy fuel oil	50–200
Steam condenser	1000–6000
Freon condenser (water cooled)	300–1000
Ammonia condenser (water cooled)	800–1400
Alcohol condensers (water cooled)	250–700
Gas-to-gas	10–40
Water-to-air in finned tubes (water in tubes)	30–60†
	400–850†
Steam-to-air in finned tubes (steam in tubes)	30–300†
	400–4000‡

Tabella 1: Valori rappresentativi dei coefficienti complessivi di scambio termico negli scambiatori di calore.

4.3 Il dimensionamento degli scambiatori di calore

Gli scambiatori di calore usati in pratica vengono scelti tra quelli in commercio in modo tale da ottenere determinati salti termici note le portate dei fluidi oppure determinate temperature dei fluidi che li attraversano. Nei paragrafi seguenti, dopo alcune considerazioni generali, introdurremo il metodo della differenza media logaritmica (o LMTD) che si adatta al primo criterio di scelta, e del metodo ϵ -NTU, applicabile al secondo.

Poiché gli scambiatori di calore rimangono in funzione per lunghi periodi di tempo senza variazione delle loro condizioni di funzionamento, essi si possono considerare in condizioni stazionarie. Infatti, le portate dei fluidi sono costanti, così come costanti rimangono le velocità e le temperature all'ingresso o all'uscita. Inoltre, le correnti fluide non subiscono variazioni apprezzabili nelle loro velocità medie o nella loro quota, rendendo così trascurabili anche le variazioni di energia cinetica e di energia potenziale. I calori specifici dei fluidi, in generale, variano con la temperatura; tuttavia, nel caso degli scambiatori di calore, essi possono essere considerati costanti con una piccola perdita di precisione e pari a un valore medio calcolato alla temperatura media dei due fluidi. Infine la conduzione di calore in senso assiale lungo un tubo può essere trascurata e la superficie esterna può

essere considerata perfettamente isolata dal punto di vista termico, in maniera che non si debbano considerare le perdite di calore verso l'ambiente esterno e che lo scambio termico avvenga esclusivamente tra i due fluidi che attraversano lo scambiatore di calore. Le idealizzazioni appena descritte sono molto vicine alle condizioni reali di funzionamento di uno scambiatore e hanno il pregio di semplificarne il dimensionamento senza perdere molto in precisione. Con queste ipotesi, per il primo principio della termodinamica le potenze termiche cedute dal fluido caldo e assorbite da quello freddo devono essere eguali:

$$\dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} (T_{f,u} - T_{f,e}) \quad (W) \quad (32)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_{p,c} (T_{c,u} - T_{c,e}) \quad (W) \quad (33)$$

dove i pedici f e c stanno rispettivamente per i fluidi freddo e caldo e

\dot{m}_c, \dot{m}_f = portate in massa;

$c_{p,f}, c_{p,c}$ = calori specifici a pressione costante;

$t_{f,u}, t_{c,u}$ = temperature in uscita;

$t_{f,e}, t_{c,e}$ = temperature in entrata.

noti che la quantità $Q \cdot$ è sempre positiva e che la direzione dello scambio termico, in accordo con quanto stabilito dal secondo principio della termodinamica, è quella che va dal fluido più caldo a quello più freddo. Nello studio degli scambiatori di calore è utile riferirsi alla quantità data dal prodotto tra il calore specifico e la portata in massa del fluido, detta capacità termica riferita all'unità di tempo:

$$C_f = \dot{m}_f c_{p,f} \quad e \quad C_c = \dot{m}_c c_{p,c} \quad (34)$$

La capacità termica riferita all'unità di tempo di una corrente fluida è la potenza termica necessaria a variarne la temperatura di 1°C nel passaggio attraverso lo scambiatore di calore. Si noti che in uno scambiatore il fluido con maggiore capacità termica riferita all'unità di tempo sarà soggetto a variazioni di temperatura più contenute di quelle del fluido di più bassa capacità termica e che

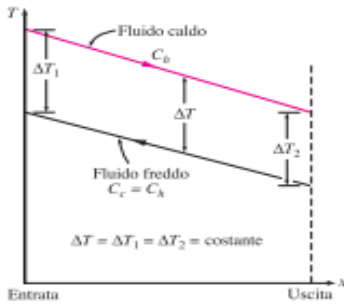
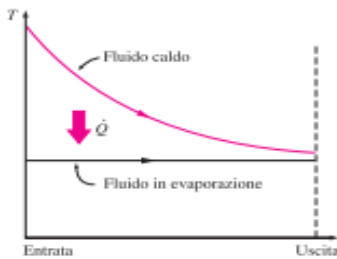


Figura 13: Due fluidi aventi la stessa portata in massa e lo stesso calore specifico, nel passaggio attraverso uno scambiatore di calore termicamente ben isolato termicamente verso l'esterno, subiscono una uguale e opposta variazione di temperatura



(a) Condensatore ($c_c \rightarrow \infty$)



(b) Evaporatore ($c_f \rightarrow \infty$)

Figura 14: Variazione delle temperature di due fluidi che attraversando uno scambiatore di calore condensano o evaporano.

raddoppiando la portata in massa di un fluido a parità di altre condizioni se ne dimezzerà la variazione di temperatura. Con la definizione appena data di capacità termica riferita all'unità di tempo, le Equazioni 32 e 33 diventano:

$$\dot{Q} = C_f(T_{f,u} - T_{f,e}) \quad (W) \quad (35)$$

$$\dot{Q} = C_e(T_{c,u} - T_{c,e}) \quad (W) \quad (36)$$

La potenza termica di uno scambiatore di calore, quindi, è pari al prodotto della capacità termica riferita all'unità di tempo di ciascun fluido per la sua variazione di temperatura. Si noti che le variazioni di temperatura dei due fluidi sono uguali e opposte quando le capacità termiche riferite all'unità di tempo dei due fluidi sono eguali (Figura 13). Nei condensatori e negli evaporatori (scambiatori di calore in cui uno dei due fluidi subisce un cambiamento di fase) la potenza termica è:

$$\dot{Q} = \dot{m}_c h_{c,t} \quad (W) \quad (37)$$

dove \dot{m} rappresenta la portata di fluido evaporante o condensante e h_c , l'entalpia di vaporizzazione o di condensazione calcolata a una determinata temperatura e a una determinata pressione. Poiché durante un cambiamento di fase un fluido ordinario assorbe o cede una grande quantità di calore essenzialmente a temperatura costante (Figura 14), la capacità termica riferita all'unità di tempo di un fluido soggetto a cambiamento di fase tende all'infinito $C = \dot{m}c_p \rightarrow \infty$.

La potenza termica scambiata $\dot{Q} = \dot{m}_f c_p \Delta T$. invece rimane finita

poiché $\Delta T \rightarrow 0$. Nel caso di condensatori o evaporatori il fluido condensante o evaporante può essere considerato di capacità termica riferita all'unità di tempo infinita.

La potenza termica di uno scambiatore può essere espressa da una relazione simile alla legge di Newton per la convezione:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{med} \quad (W) \quad (38)$$

dove U è il coefficiente globale di scambio termico, A è l'area della superficie di scambio termico e ΔT_{med} è una differenza di temperatura tra i due fluidi appropriata alle condizioni prese in

considerazione. L'area della superficie di scambio termico A è calcolata in base alle caratteristiche geometriche dello scambiatore, mentre il coefficiente globale U e la temperatura ΔT in generale variano lungo lo scambiatore di calore. I valori medi del coefficiente globale di scambio termico e della differenza di temperatura media possono essere calcolati usando coefficienti medi di convezione per ogni fluido.

4.4 La differenza media logaritmica di temperatura

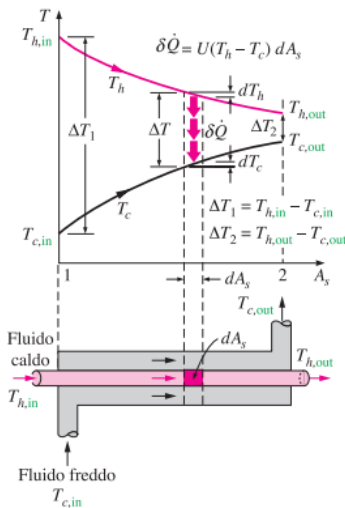


Figura 15: Variazioni di temperatura dei fluidi in uno scambiatore di calore a doppio tubo in equicorrente

Poiché la differenza di temperatura tra i fluidi caldo e freddo varia lungo lo scambiatore di calore, per utilizzare la relazione $\dot{Q} = UA\Delta T_{med}$ è utile considerare una differenza media di temperatura ΔT_{med} . Per ricavare una relazione che permetta di calcolare questa differenza media di temperatura tra i due fluidi, si consideri lo scambiatore di calore a doppio tubo in equicorrente mostrato nella Figura 15. Si noti che la differenza di temperatura tra i due fluidi, grande all'ingresso dello scambiatore, va diminuendo con legge esponenziale man mano che ci si avvicina all'uscita e che lungo lo scambiatore la temperatura del fluido caldo diminuisce, mentre aumenta quella del fluido freddo senza, però, che la temperatura massima raggiunta dal fluido freddo possa mai superare quella minima del fluido caldo per qualsiasi lunghezza dello scambiatore. Nell'ipotesi di superficie esterna dello scambiatore adiabatica, l'energia termica è scambiata soltanto tra i due fluidi, per cui, trascurando qualsiasi variazione di energia potenziale e cinetica, i bilanci energetici per i due fluidi in un tratto infinitesimo sono espressi dalle relazioni:

$$\delta \dot{Q} = -\dot{m}_c c_{p,c} dT_c \quad (W) \quad (39)$$

$$\delta \dot{Q} = \dot{m}_f c_{p,f} dT_f \quad (W) \quad (40)$$

La potenza termica ceduta dal fluido caldo in ogni tratto dello scambiatore eguaglia quella assorbita dal fluido freddo in quello stesso tratto. Si noti che nell'Equazione 39 c'è un segno negativo per

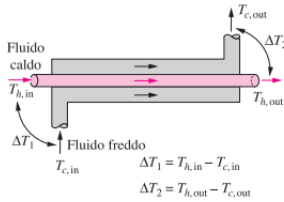
rendere \dot{Q} positiva anche se la variazione di temperatura del fluido caldo è negativa. Risolvendo le equazioni precedenti rispetto a dT_c e dT_f si ha:

$$dT_e = -\frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_c c_{p,c}} \quad (41)$$

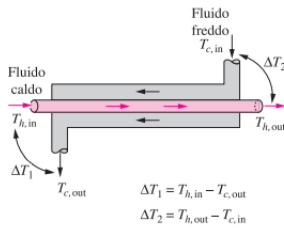
$$dT_f = \frac{\delta\dot{Q}}{\dot{m}_f c_{p,f}} \quad (42)$$

Dalla loro differenza si ottiene:

$$dT_e - dT_f = d(T_e - T_f) = -\delta\dot{Q}\left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}}\right) \quad (43)$$



(a) Scambiatori di calore in equicorrente



(b) Scambiatori di calore in controcorrente

Figura 16: ΔT_1 e ΔT_2 per scambiatori di calore in equicorrente e in controcorrente

La potenza termica scambiata nel tratto infinitesimo dello scambiatore può

essere espressa anche con la relazione:

$$\delta\dot{Q} = U(T_e - T_f)dA \quad (44)$$

Sostituendo questa relazione nell'Equazione 43 e riordinando si ha:

$$\frac{d(T_e - T_f)}{(T_e - T_f)} = -UdA\left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}}\right) \quad (45)$$

Integrando l'Equazione 45 dall'ingresso all'uscita dello scambiatore si ha:

$$\ln \frac{d(T_{c,u} - T_{f,u})}{(T_{c,e} - T_{f,e})} = -UA\left(\frac{1}{\dot{m}_c c_{p,c}} + \frac{1}{\dot{m}_f c_{p,f}}\right) \quad (46)$$

Infine, risolvendo le Equazioni 32 e 33 rispetto a $\dot{m}_c c_{p,c}$ e $\dot{m}_f c_{p,f}$ e sostituendo nell'Equazione 46 si ottiene:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{ml} \quad (W) \quad (47)$$

Dove

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln \left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2} \right)} \quad (\text{K}) \quad (48)$$

ΔT_{ml} è la differenza media logaritmica di temperatura, la più usata differenza media di temperatura nell'analisi degli scambiatori di calore. ΔT_1 e ΔT_2 rappresentano le differenze di temperatura tra i due fluidi ai due estremi (ingresso e uscita) dello scambiatore di calore. Si noti che non fa nessuna differenza quale estremità dello scambiatore sia considerata come ingresso o come uscita (Figura 16). Poiché la differenza di temperatura tra i due fluidi diminuisce dal valore ΔT_1 all'ingresso al valore ΔT_2 all'uscita, sarebbe spontaneo utilizzare la media aritmetica $\Delta T_{med} = 1/2 (\Delta T_1 + \Delta T_2)$ come differenza media. La differenza media logaritmica ΔT_{ml} , ottenuta tracciando il profilo reale della temperatura dei fluidi lungo lo scambiatore di calore, rappresenta, però, l'esatta differenza media di temperatura tra il fluido caldo e quello freddo. Si noti che, poiché ΔT_{ml} è sempre inferiore a ΔT_{med} , utilizzando ΔT_{med} invece di ΔT_{ml} si sovrastimerebbe la potenza termica scambiata tra i due fluidi in uno scambiatore: quando ΔT_1 differisce da ΔT_2 di non più del 40 per cento, l'errore che si commetterebbe utilizzando la media aritmetica sarebbe inferiore all'1 per cento; questo errore, però, cresce in maniera inaccettabile se la differenza tra le due differenze di temperatura è superiore al 40 per cento, per cui è consigliabile sempre l'uso della differenza media logaritmica di temperatura.

4.5 Gli scambiatori di calore in controcorrente

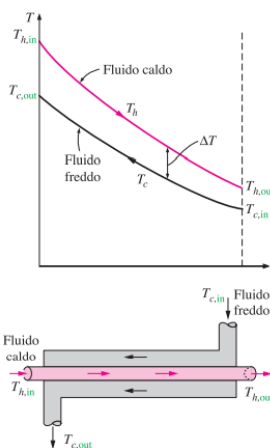


Figura 17: Variazioni di temperatura dei fluidi in uno scambiatore di calore a doppio tubo in controcorrente

La variazione della temperatura dei fluidi caldo e freddo in uno scambiatore di calore in controcorrente è rappresentata nella Figura 17. Si noti che i fluidi caldo e freddo entrano nello scambiatore dalle estremità opposte e che la temperatura di uscita del fluido freddo può superare quella di uscita del fluido caldo. Anche se in condizioni ideali il fluido freddo potrebbe essere riscaldato fino a raggiungere la temperatura di ingresso del fluido caldo, la

temperatura di uscita del fluido freddo non può mai superare quella di ingresso del fluido caldo, poiché ciò sarebbe in contrasto con il secondo principio della termodinamica. La differenza media logaritmica di temperatura, ricavata per uno scambiatore di calore in equicorrente, può essere ricavata e utilizzata in maniera del tutto analoga per uno scambiatore in controcorrente, purché le grandezze ΔT_1 e ΔT_2 rappresentino le differenze di temperatura evidenziate nella Figura 16. Fissate le temperature di ingresso e di uscita dallo scambiatore di calore, la differenza media logaritmica nel caso di scambiatore di calore in controcorrente è sempre maggiore di quella dello scambiatore di calore in equicorrente. Poiché è sempre $\Delta T_{ml,cc} > \Delta T_{ml,ec}$, per scambiare una determinata potenza termica nel caso di scambiatore in controcorrente è sufficiente una superficie di scambio termico inferiore rispetto a quella necessaria per uno scambiatore equicorrente: ciò spiega la convenienza di utilizzare scambiatori in controcorrente rispetto a scambiatori in equicorrente. Poiché in uno scambiatore in controcorrente la differenza media di temperatura tra i fluidi caldo e freddo lungo lo scambiatore rimane costante se le capacità termiche riferite all'unità di tempo dei due fluidi sono le stesse ($\Delta T = \text{costante}$ quando $C_c = C_f$ oppure $\dot{m}_c c_{p,c} = \dot{m}_f c_{p,f}$), essendo $\Delta T_1 = \Delta T_2$ la differenza media logaritmica di temperatura diventa $\Delta T_{ml} = 0/0$, cioè assume un valore indeterminato. In questo caso, però, applicando il teorema dell'Hôpital si può dimostrare che $\Delta T_{ml} = \Delta T_1 = \Delta T_2$, come ci si poteva attendere. Un condensatore o un evaporatore possono essere considerati sia come scambiatori di calore in equicorrente sia come scambiatori di calore in controcorrente con gli stessi risultati.

Nota: Per il calcolo del dello scambio termico convettivo h è necessario introdurre i numeri adimensionali quali numeri di Prandtl e Nusselt calcolabili attraverso tali formule:

$$Pr = \frac{\mu * c_p}{\lambda} \text{ (il quoziente fra il prodotto di viscosità dinamica e calore specifico e la conducibilità elettrica)}$$

$$Nu = 0.023 * Re^{0.8} * Pr^n \text{ (} n = 0.3 \text{ fluido caldo, } n = 0.4 \text{ fluido freddo)}$$

5 Verifica scambiatore di calore ad alta pressione

Il primo scambiatore che incontriamo nel percorso si trova nella macro area dell'alta pressione, ha il fluido caldo che scorre in controcorrente rispetto al freddo, allo stesso è chiesto di far innalzare la temperatura del fluido, di portata pari a 8.2Lt/min, dalla temperatura iniziale, di circa 30 gradi dovuta all'iniziale di 20 nel serbatoio più un piccolo innalzamento di 10 gradi dovuto al passaggio nelle pompe di bassa ed alta pressione, alla temperatura di 80 gradi, che è quella necessaria all'ingresso degli iniettori, in tubi Novaswiss da 9/16" (dimensione maggiore del tubo per far sì che la velocità dell'n-Eptano sia minore).

Il fluido freddo che attraversa lo scambiatore in controcorrente è un olio siliconico, precisamente il SolOil M40.165.10/220.10 che può lavorare in un range di temperatura da -40°C a +165/220°C, la portata che entra all'interno dello scambiatore nei nostri casi è considerata di 1/3 rispetto a quella delle caratteristiche tecniche dell'unichiller quindi pari a 32Lt/min, questo sotto istruzioni del produttore.

Dai calcoli eseguiti attraverso un foglio excel utilizzando la teoria esposta precedentemente possiamo vedere come la differenza di temperatura del fluido caldo tra entrata e uscita è di 8.24 gradi, calcolata attraverso il bilancio termico in cui abbiamo utilizzato richiesta a sua volta dal bilancio termico del fluido freddo, calcolabile da quest'ultimo in quanto abbiamo temperatura di ingresso e uscita desiderate parte n-Eptano.

La potenza richiesta all'unichiller considerato il suo rendimento medio del 95% è di circa 6.65 kW, decisamente inferiore alla potenza dello scambiatore installato.

Adottando le formule di dimensionamento per lo scambiatore otteniamo una lunghezza delle tubazioni pari a 48 metri circa.

6 Perdite termiche nel tratto dallo scambiatore agli iniettori

(3)

Raffreddamento di un fluido in una tubazione

Ipotesi:

- il regime è stazionario;
- la temperatura T_a è uniforme;
- la temperatura T del fluido è funzione soltanto della x e non varia sulla sezione (*valida nel caso di moto turbolento*);
- le proprietà termofisiche del fluido non variano con la temperatura.

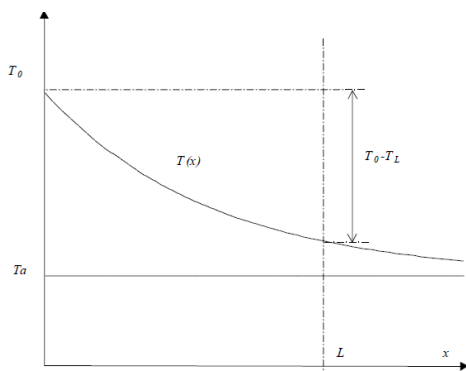


Figura 18:
Andamento
della
temperatura
all'aumentare
della lunghezza

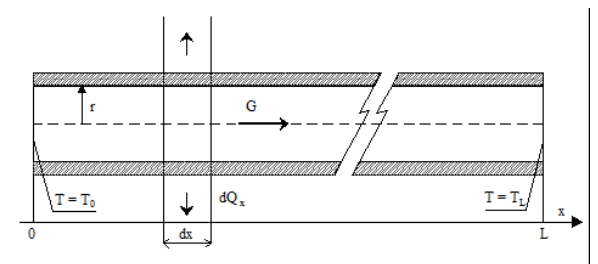


Figura 19: Illustrazione orientativa delle
dimensioni che entrano in gioco nel sistema

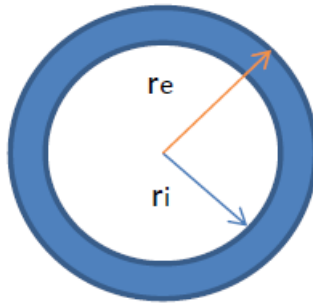
Possibili interventi per limitare l'eccessiva riduzione di temperatura:

- Limitare la lunghezza della tubazione L (corretto posizionamento della centrale termica rispetto alle utenze)
- Diminuire la trasmittanza H della tubazione (installazione di materiale isolante).

Tubo di acciaio lambito esternamente da aria a $10\text{ }^\circ\text{C}$.

Caratteristiche tubo:

- $d_i = 38,1 \text{ mm}$
- $d_e = 48,3 \text{ mm}$
- $L = 100 \text{ m}$
- $\lambda = 54 \text{ W/mK}$



Dati di progetto:

- $v = 0,25 \text{ m/s}$;
- $T_0 = 95^\circ\text{C}$.

Vogliamo verificare che all'utilizzatore ad una temperatura maggiore di 90°C .

l'acqua calda pervenga

La formula per calcolare la temperatura d'arrivo è

$$T_l = T_a + (T_0 - T_a)e^{-\frac{2\pi r H L}{G \gamma}}$$

Raggio medio r : $r = \frac{r_e + r_i}{2} [m]$

Portata $G = Av\rho [kg/s]$

$A = \pi r_i^2 [m^2]$ $\rho =$ densità del fluido

Trasmittanza H : $H = \frac{1}{\frac{1}{k_w} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{k_a}}$

- k_w , espresso in $\text{W/m}^2\text{K}$
- k_a espresso in $\text{W/m}^2\text{K}$
- $s = r_e - r_i$ espresso in m
- λ_{acc} espresso in W/mK

Sono state calcolate le perdite termiche dallo scambiatore di calore agli iniettori in modo da vedere di quanto la temperatura si abbassasse in questo tratto e quindi poi scegliere se chiedere più potenza all'unichiller oppure coibentare con materiale isolante tali tubazioni.

Dal foglio di calcolo si è visto che la temperatura scende a 78.37°C se i tubi utilizzati sono da 9/16" mentre a 78.86°C se sono da 3/8", per il calcolo delle perdite abbiamo considerato come se tutto il tratto fosse uno scambiatore con il fluido freddo, l'aria alla T_{cost} di 20°C , tenendo conto anche delle perdite nelle valvole, sempre considerandole come scambiatori ma con sezione diversa da quella dei tubi, tale approssimazione tiene conto del fatto che tali elementi non sono scambiatori di calore e quindi la perdita effettiva sarebbe addirittura minore in quanto andrebbero a disperdere meno rispetto ad uno scambiatore, costruito appunto per tale utilizzo.

7 Verifica degli scambiatori di calore per il raffreddamento del fluido fino alla temperatura ambiente

Una volta che il fluido passa all'interno dei macchinari Loccioni, dove avviene il test sulla portata istantanea relativa a ciascun iniettore, inizia il suo percorso di ritorno al serbatoio iniziale a cui dovrà arrivare alla temperatura di 20°C passando in tubi Hiflex di svariato polliciaggio. Per tornare a tale temperatura le perdite attraverso le tubazioni a contatto con l'aria non sono sufficienti ed in più sono talmente irrisorie che noi nemmeno le considereremo, quindi faremo passare l'n-Eptano attraverso tre scambiatori di calore che abbasseranno ognuno la temperatura di 20°C .

Nel primo scambiatore entrano due dei sei tubi provenienti dai misuratori di portata istantanea, quindi in totale avremo 3 scambiatori di tale tipologia, che dovranno raffreddare da 80 a 60 gradi 2 flussi da 0.92 Lt/min che passano su tubi di diametro pari a 4 mm attraverso l'acqua che lambirà tale tubi con una portata di 1.85 Lt/min in un diametro pari a 56mm in quanto consideriamo l'intera area interna dello scambiatore.

Eseguendo i calcoli attraverso la teoria precedentemente esposta sugli scambiatori di calore vediamo che i tubi dovranno essere lunghi circa 12 metri scegliendo una temperatura di entrata del fluido freddo a 14°C e di uscita a 17.8°C , in quanto avrà un innalzamento di temperatura pari 3.8°C .

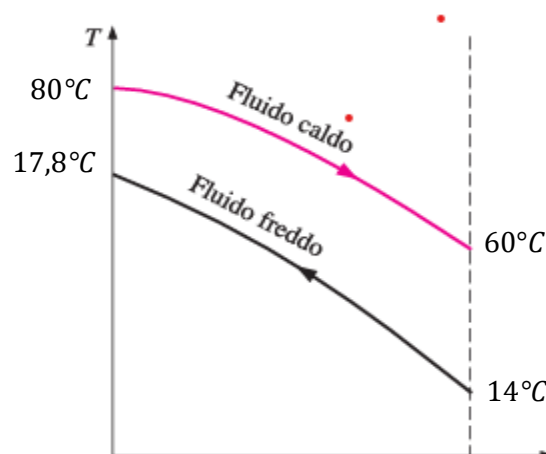


Figura 20: Grafico illustrante le temperature all'entrata e all'uscita sia del fluido caldo che del freddo in quel determinato tratto

Continuando nel percorso di ritorno abbiamo la ricongiunzione delle sei tubazioni da 1/4" in un'unica da 3/8" con cui entreremo nel secondo scambiatore, anche questo in contro corrente di tipologia a lamelle, incaricato di abbassare la temperatura da 60°C a 40°C attraverso fluido refrigerante, sempre acqua, di portata 1.85Lt/min che si muove in un tubo di diametro pari a 19.05mm.

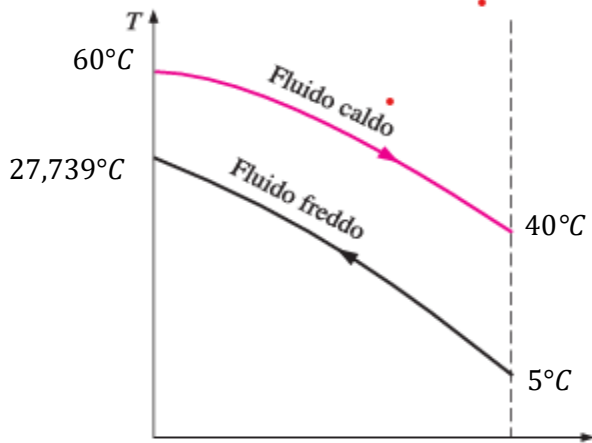


Figura 21: Grafico illustrante le temperature all'entrata e all'uscita sia del fluido caldo che del freddo in quel determinato tratto

Avremo una differenza di temperatura dell'acqua tra entrata e uscita di 22.74°C.

In tal caso avremo bisogno di una superficie di scambio pari a 0.74 m².

Considerato che lo scambiatore ha 24 lamelle ognuna con una superficie pari a 0.034 m², avremo una superficie totale di scambio pari a 0.816 m², pertanto sufficiente.

Gli stessi calcoli sono stati effettuati ma con una differenza di temperatura del fluido caldo minore, 15°C invece di 20°C, per mantenere un grado di sicurezza maggiore, in questo caso abbiamo una differenza di temperatura del fluido freddo di 17.05°C che porta ad una superficie totale di scambio pari a 0.48 m² che divisa per le 24 lamelle abbiamo che ogni lamella dovrà essere di area pari a 0.020 m², ancora più in sicurezza essendo l'aria di ogni lamella pari a 0.034 m².

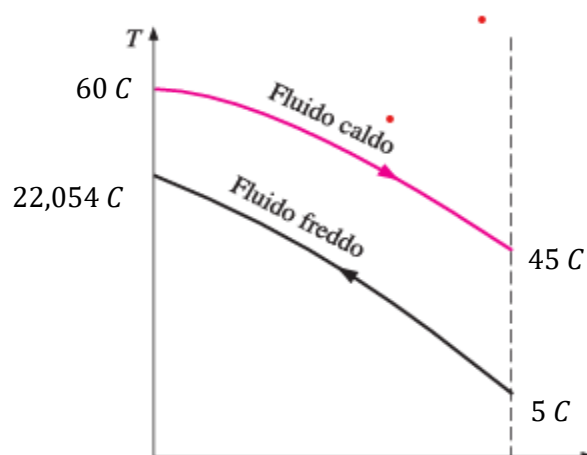


Figura 22: Grafico illustrante le temperature all'entrata e all'uscita sia del fluido caldo che del freddo in quel determinato tratto

A questo punto si arriva in un serbatoio intermedio dove abbiamo il nostro fluido alla temperatura di 40°C, da qui fino al serbatoio iniziale abbiamo bisogno dell'ausilio di una pompa che lavorerà a

2 Bar, a tale pressione è in grado di effettuare un salto massimo di circa 30 metri e quindi a processare 21Lt/min (Figura 23)

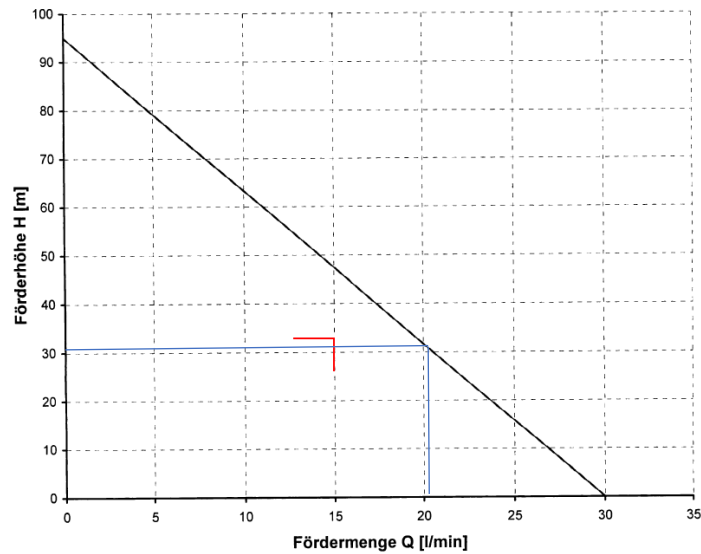


Figura 23: Curva caratteristica pompa nel circuito di ritorno

L'ultimo scambiatore, identico al precedente, anche se capace di effettuare un salto di 20°C, dovrà effettuarlo solo di 10°C, considerando anche il fatto che non si è volutamente tenuto conto delle perdite termiche dovute al contatto dei tubi con la temperatura atmosferica che avrebbero comunque aiutato all'abbassamento della temperatura del fluido.

Quindi la temperatura passerà da 40°C a 30°C con una differenza di temperatura del fluido refrigerante di 14.45°C, sarà necessaria una superficie di scambio di 0.75 m² divisa per le 24 lamelle dello scambiatore avremmo che per ognuna di esse dovremmo avere un'area pari a 0.031m², sempre in sicurezza rispetto ai 0.034 m² disponibili.

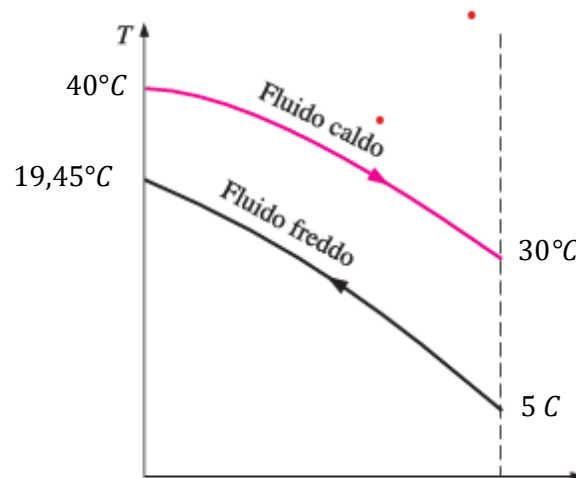


Figura 24: Grafico illustrante le temperature all'entrata e all'uscita sia del fluido caldo che del freddo in quel determinato tratto

Una volta che l'n-Eptano torna nel serbatoio iniziale il ciclo ricomincia.

8 Teoria dei vasi di espansione (4)

I vasi di espansione hanno il compito di assorbire i cambiamenti di pressione causati dalla portata e dalla dilatazione termica del fluido.

Informazioni generali per il dimensionamento:

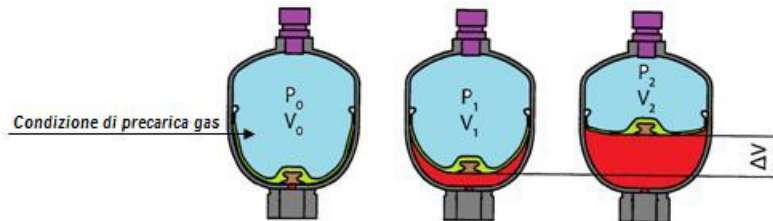


Figura 25:
Fasi di
funzionamen
to del vaso di
espansione

- **P₀** = pressione di precarica del gas (azoto). La sacca occupa tutto il volume
- **V₀** = volume massimo del gas (azoto)
- **P₁** = pressione minima di lavoro che garantisce il funzionamento dell'accumulatore
- **V₁** = volume occupato dall'azoto alla pressione **P₁**
- **P₂** = pressione massima di esercizio che permette lo stoccaggio dell'olio in pressione
- **V₂** = volume occupato dall'azoto alla pressione **P₂**
- **ΔV = V₁ - V₂** volume di olio idraulico utile disponibile direttamente dipendente dalle variazioni di pressione da **P₂** a **P₁**.

La pressione di **precarica P₀** varia in funzione dell'applicazione dell'accumulatore.

A) Accumulo di energia, funzione di emergenza, molla idraulica, compensatore di forze, compensatore di trafilamenti, compensatore di volume.

$$P_0 = 0.9/0.95 * P_1 \text{ alla massima temperatura di lavoro}$$

B) Smorzatore di pulsazioni.

$$P_0 \text{ (riferita alla massima temperatura di esercizio)} = 0.7/0.9 * P \text{ (pressione di lavoro)}$$

C) Assorbitore di colpi di ariete / picchi di pressione.

$$P_0 \text{ (riferita alla massima temperatura di esercizio)} = 0.9/0.95 * P \text{ (pressione di lavoro)}$$

Smorzatore di pulsazioni

Si intende, in questo caso, l'impiego dell'accumulatore come stabilizzatore di fluttuazioni cicliche istantanee di pressione all'interno di un circuito idraulico dovute al funzionamento di una pompa a pistoncini. Risulta chiaro che l'impiego risulta fortemente dipendente dai parametri caratteristici della pompa idraulica a pistoncini.

Volume dell'accumulatore (litri) :

$$V_0 = \frac{\mu \cdot \frac{Q}{n \cdot m}}{\left(\frac{P_0}{P_1}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{P_0}{P_2}\right)^{\frac{1}{1,4}}}$$

Tipo di pompa

	μ	m
1 pistone / semplice effetto	0,69	1
1 pistone / doppio effetto	0,29	2
2 pistoni / semplice effetto	0,29	2
2 pistoni / doppio effetto	0,17	4
3 pistoni / semplice effetto	0,12	3
3 pistoni / doppio effetto	0,07	6
4 pistoni / semplice effetto	0,13	4
4 pistoni / doppio effetto	0,07	8
5 pistoni / semplice effetto	0,07	5
5 pistoni / doppio effetto	0,023	10
6 pistoni / doppio effetto	0,07	12
7 pistoni / doppio effetto	0,023	14

Dove:

$$P_1 = P \cdot (1 - \vartheta/100)$$

$$P_2 = P \cdot (1 + \vartheta/100)$$

$$P_0 = 0.95 \cdot P$$

8.1 verifica del vaso di espansione usato come smorzatore di pulsazioni

Il vaso di espansione nel nostro caso è utilizzato come smorzatore di pulsazioni, quindi eseguendo i calcoli per trovare il volume in litri necessari (**V0**) su un foglio di calcolo inserendo come pressione di precarico **P0**= 427.5 bar, la portata **Q**= 5.5 l/min, giri della pompa **rpm** n=399, coefficiente caratteristico pompa μ (3 cilindri singolo effetto) =0.12, parametro caratteristico pompa **m**=3, **P1**=443.25 bar, **P2**= 456.75 bar. Otteniamo un **V0** pari a 0.027 litri.

Il vaso di espansione scelto è di molto sovradimensionato con un volume di azoto pari a 1.5 litri, probabilmente usato in altre applicazioni e riutilizzato in questa.

Input –

Q = portata della pompa (litri/minuto)

n = numero di giri della pompa (giri/minuto)

P = pressione di esercizio (bar assoluti)

ϑ = pulsazione residua (+/-%)

k esponente per trasformazioni politropiche (k=1.4 per adiabatica)

μ = coefficiente caratteristico della pompa (vedi tabella)

m = parametro caratteristico della pompa (vedi tabella)

OUTPUT

V0 volume necessario dell'accumulatore (litri)

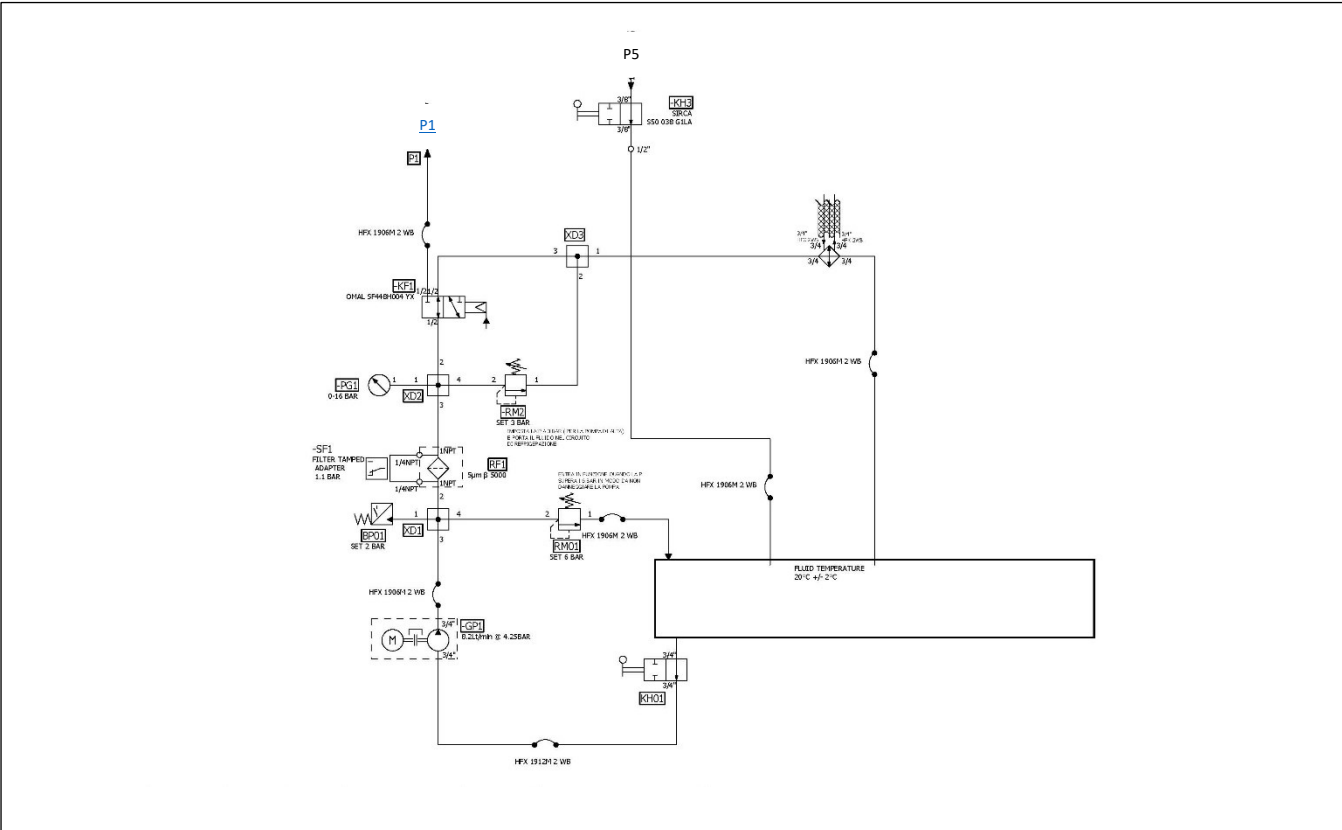
P1 pressione minima del circuito (bar assoluti)

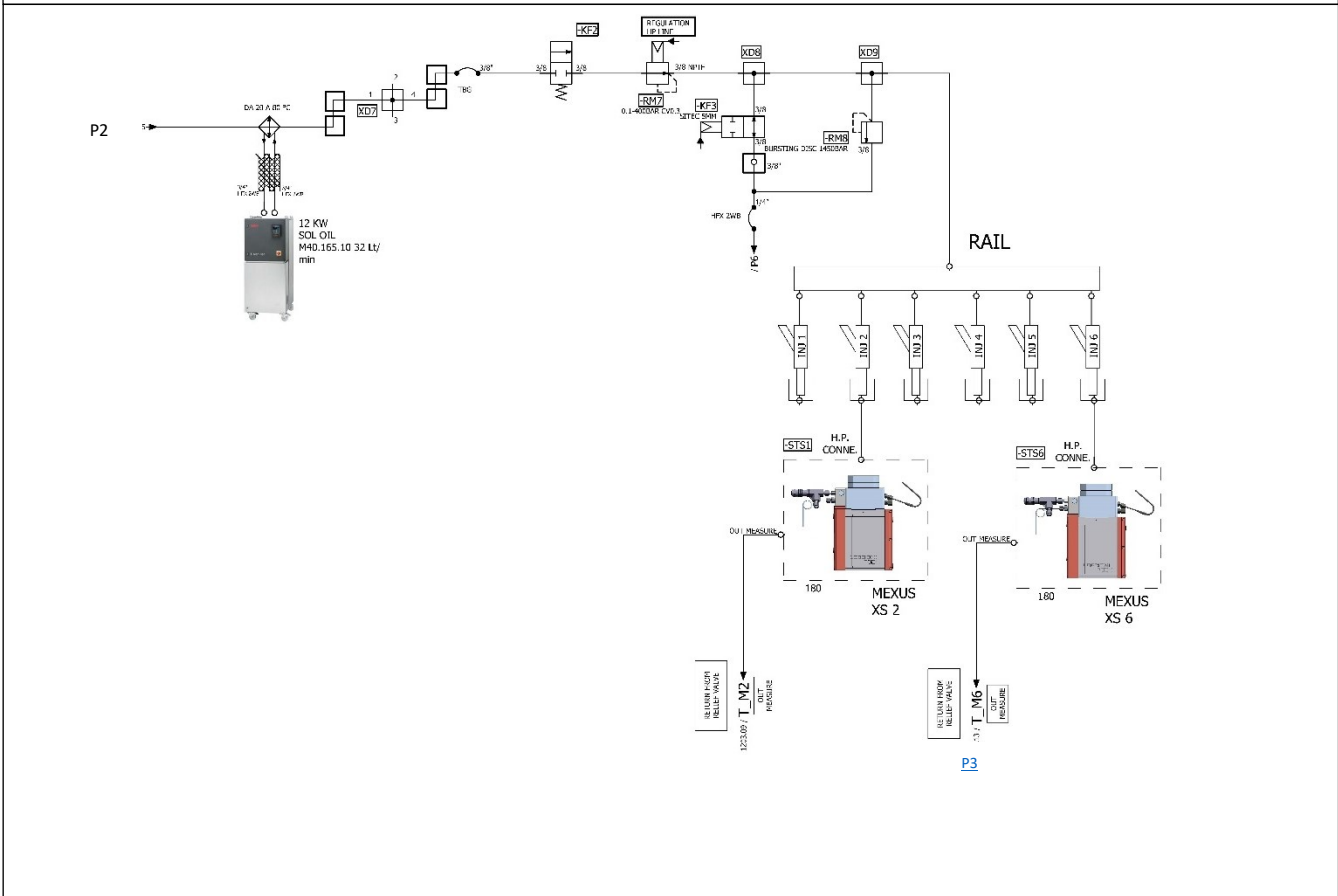
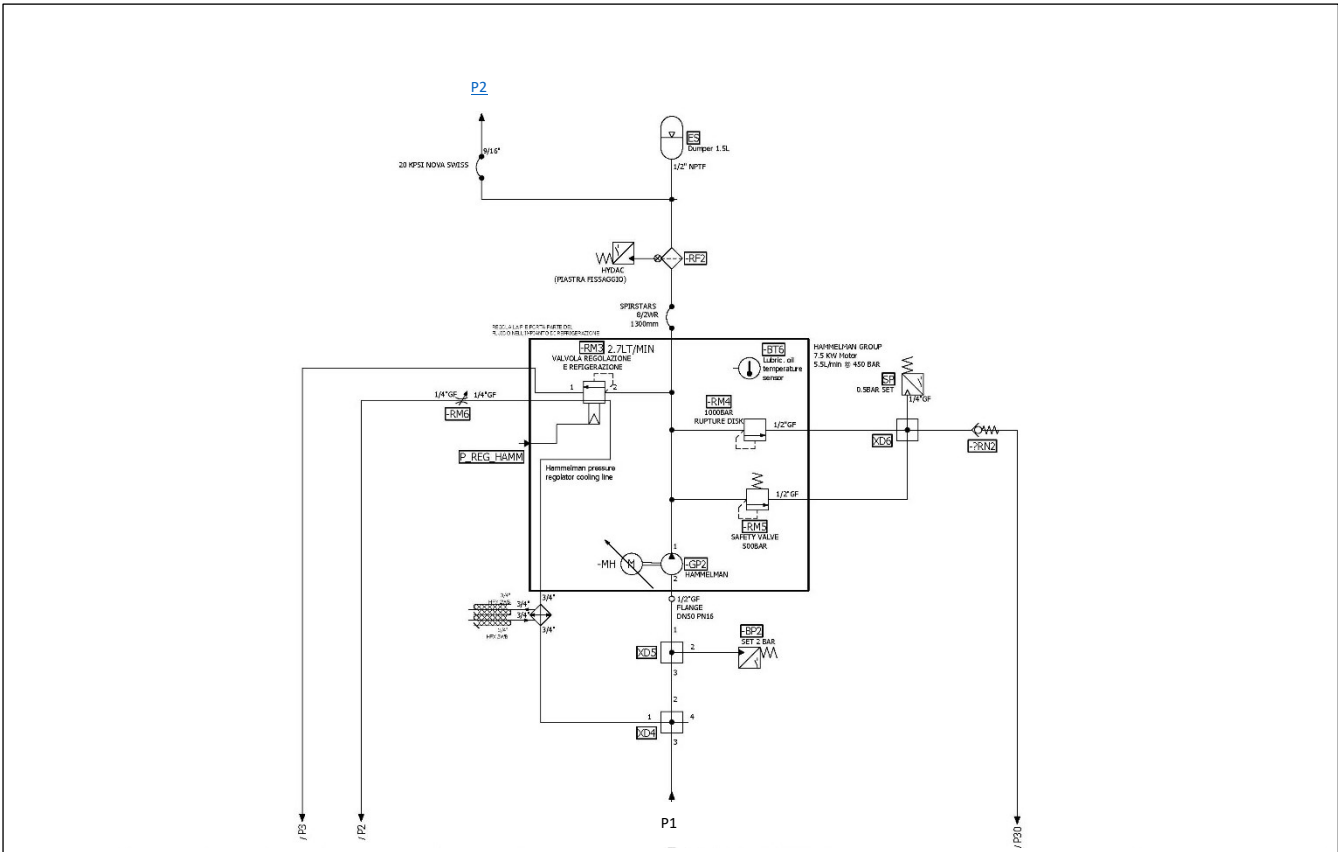
P2 pressione massima del circuito (bar assoluti)

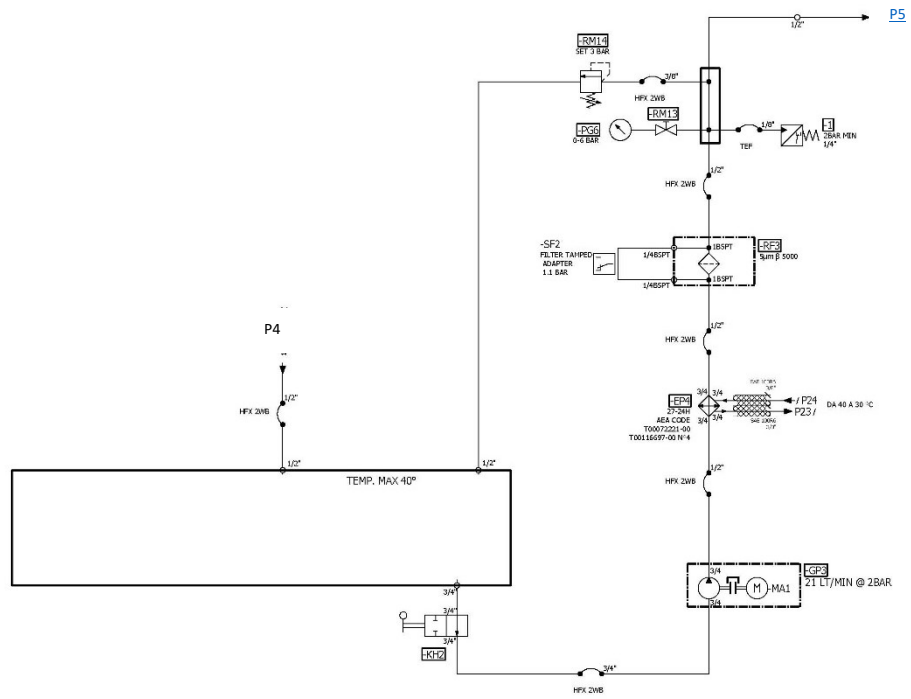
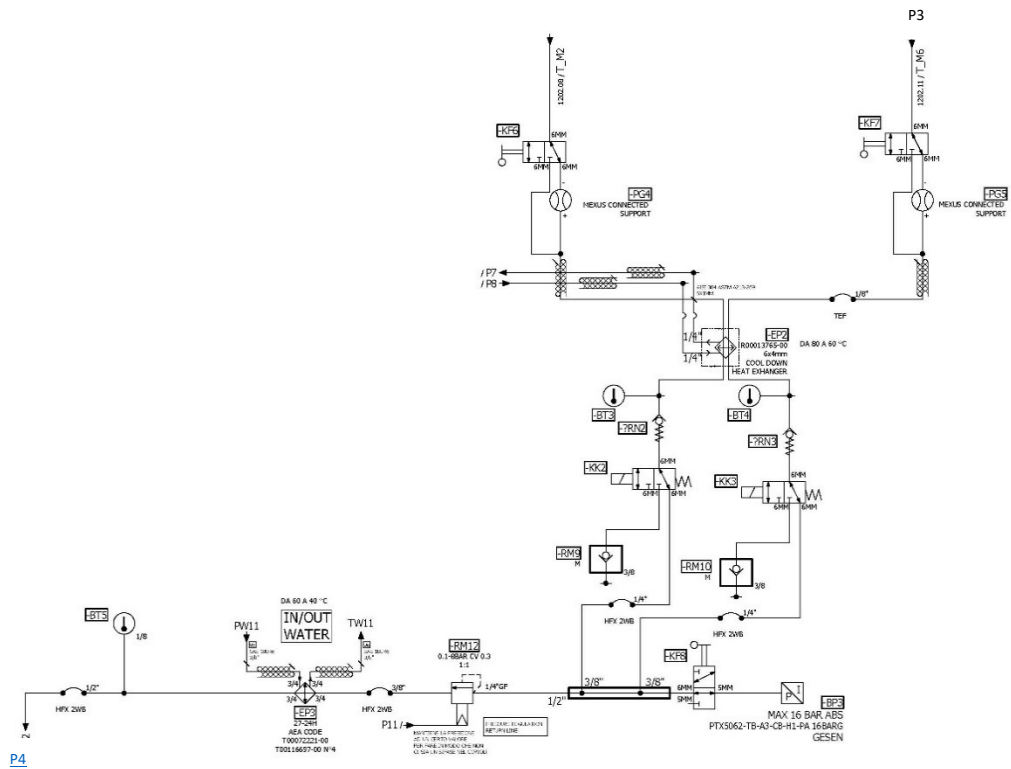
9 Realizzazione, attraverso il programma EPLAN, del percorso eseguito

Una volta effettuati i vari calcoli intrapresi precedentemente, ho realizzato attraverso il programma Eplan l'intera ricostruzione grafica del percorso da me effettuato in questo progetto.

Allego di seguito le immagini del percorso:







11 Conclusione:

Il progetto affidatomi si prefiggeva lo scopo di dimensionare attraverso calcoli e verifiche il perfetto funzionamento dell'impianto secondo le specifiche richieste.

Grazie ai calcoli ho potuto evidenziare alcuni difetti, come la pompa di bassa pressione che non era idonea a sopportare il carico di lavoro affidatogli, e quindi a sostituirla con altra con caratteristiche idonee.

Inoltre, attraverso le verifiche ed il dimensionamento dei vari componenti abbiamo potuto constatare l'effettivo ingombro dell'intero impianto in vista di una futura collocazione all'interno delle autovetture monoposto.

12 Bibliografia:

- (1) Marco e Mario Doninelli- tabelle e diagrammi di perdite di carico acqua- Caleffi S.P.A. 1961-2022
- (2) Termodinamica e trasmissione del calore 3/ed- Yunus A. Çengel
Copyright © 2009 - The McGraw-Hill Companies srl
- (3) Università degli Studi di Perugia Sezione di Fisica Tecnica- Ing. Francesco D'Alessandro- Distribuzione di fluidi termovettori- Corso di Laurea in Ingegneria Edile e Architettura A.A. 2014/2015
- (4) *(Edizione del 22/5/2016)* - Raccolta di formule di oleodinamica

Riportati in parte per la teoria necessaria alla realizzazione della tesi.