

Analisi dati e calcoli ingegneristici scambiatore di calore

Laboratorio - Gruppo n.5 del 26/11/2021, fisica tecnica [140078] AA 2021/2022

Cristian Merli, mat. 211384

07/02/2022

Sommario

Relazione con lo scopo di descrivere le scelte adottate, e discutere i risultati ottenuti dall'analisi dati e dalle modellazioni ingegneristiche effettuate. Il sistema oggetto di modellazione, è costituito da uno scambiatore di calore a fascio tubiero, all'interno del quale scorre acqua in entrambi i circuiti di scambio. Sono state effettuate diverse prove, in particolare: due in configurazione equi-corrente e due in configurazione contro-corrente, con diversi valori di portata volumetrica di fluido freddo.

Nei capitoli successivi, verranno elencate le richieste di progetto avanzate dal docente e verranno ripercorse le varie tappe, che hanno condotto alla realizzazione e comparazione di diversi modelli ingegneristici più o meno raffinati, mediante l'analisi assistita da calcolatore dei dati raccolti durante l'esperienza di laboratorio (effettuata in data 26/11/2021 con il gruppo numero 5, presso i laboratori del dipartimento di fisica dell'università di Trento).

Indice

Sommario 1

1 Richieste 3

2 Introduzione 3

3 Linguaggio di programmazione 3

4 Analisi dati 3

4.1 Fase preliminare 3

4.2 Definizione valori e creazione strutture dati 3

5 Calcoli ingegneristici 4

5.1 Approssimazione polinomiale variabili termofisiche 4

5.2 Definizione dettagli scambiatore di calore e calcoli preliminari 4

5.3 Trasferimento di calore 4

5.4 Metodo epsilon-NTU 5

5.5 Metodo numeri adimensionali 5

5.6 Convezione naturale esterna 6

6 Conclusioni 6

7 Formule 7

7.1 Formule analisi dati 7

7.1.1 Scelta miglior intervallo dati con condizioni stazionarie 7

7.2 Formule calcoli ingegneristici 7

7.2.1 Conversione portate volumetriche 7

7.2.2 Trasferimento di calore 7

7.2.3 Metodo epsilon-NTU 7

7.2.4 Metodo numeri adimensionali 8

7.2.5 Convezione naturale esterna 8

8 Tabelle 9

9 Immagini e grafici 10

Riferimenti bibliografici 12

Lista tabelle

1 Valori delle variabili misurate ottenuti dall’analisi dei dati sperimentali 9

2 Valori ottenuti mediante i calcoli ingegneristici effettuati (potenze termiche scambiate) 9

3 Valori ottenuti mediante i calcoli ingegneristici effettuati (metodo ϵ -NTU) 9

4 Valori rilevanti ottenuti mediante i calcoli ingegneristici effettuati (metodo numeri adimensionali) . . 9

5 Valori rilevanti ottenuti mediante i calcoli ingegneristici effettuati (analisi convezione naturale) . . . 9

6 Valori percentuali calcolati 9

Lista immagini

1 Dati sperimentali analizzati dallo scambiatore di calore e rilevamento delle diverse misure 10

2 Scelta del miglior intervallo dati durante la terza misura (ricerca condizioni stazionarie) 10

3 Fitting polinomiale numero di Prandtl acqua (scartato per approssimazione insoddisfacente) 10

4 Interpolazione polinomiale numero di Prandtl acqua (accettata, buona approssimazione) 11

5 Alcune temperature nella parte superiore dello scambiatore durante la seconda misura in equi-corrente 11

6 Dimensioni scambiatore di calore utilizzate per calcolo dei diametri equivalenti (creata da autocad) . . 11

1 Richieste

Le richieste di progetto consistono principalmente nella realizzazione di un sistema di analisi dati "computerizzato", per poter cogliere da esso, le informazioni necessarie ad effettuare i diversi calcoli inerenti il fenomeno di scambio termico. Il tutto, con l'obiettivo di caratterizzare tale fenomeno sul manufatto oggetto di analisi sperimentale. In aggiunta, è stato richiesto di identificare le analogie e tutto ciò in cui i risultati teorici attesi, differiscono da quelli sperimentali ottenuti, con particolare attenzione in riferimento alla non adiabaticità del sistema e alle varie approssimazioni effettuate in fase di modellazione, per lo studio del trasferimento di calore all'interno e all'esterno della macchina termica.

2 Introduzione

Per rispondere alle richieste di progetto, come riportato anche nel sommario di questo documento, è stata realizzata una parte di calcolo assistito con alcuni commenti per motivare e descrivere i vari passaggi effettuati. Questo elaborato ha quindi come unico scopo, quello di illustrare i passaggi cruciali, le scelte salienti adottate e discutere i risultati ottenuti nella parte tecnica. Per maggior trasparenza, è stato reso accessibile online l'intero codice sorgente realizzato, senza la necessità di effettuare alcuna installazione e/o configurazione dell'ambiente di sviluppo per poterlo consultare. Il seguente link, consente un accesso diretto alla repository di GitHub caricata personalmente, per poter approfondire tutto ciò che è stato realizzato: <https://github.com/CristianMerli/DataAnalysis.git>.

3 Linguaggio di programmazione

Il passo preliminare per poter portare a compimento le richieste avanzate da parte del docente [Capitolo 1, pagina 3], è stato quello di individuare un software di "data science", per la realizzazione della parte di analisi dati e calcolo ingegneristico. La scelta più ovvia in ambito accademico, sarebbe stata quella di utilizzare il software MatLab, ma si è optato per un programma di tipo open-source, riutilizzabile anche in futuro essendo libero da licenze. È stato quindi scelto un linguaggio denominato python, dotato di numerosi pacchetti dedicati al "data science", tra cui pandas e numpy. L'ambiente di sviluppo utilizzato (IDE) è Visual Studio Code, installato su una macchina linux con un ambiente virtuale python dedicato allo sviluppo di tale progetto (conda environment). Un esempio di configurazione simile per analisi dati, può essere trovato al seguente link: [vedi esempio](#). Infine, è stato utilizzato il sistema di gestione del codice "git", unitamente al servizio di hosting fornito da GitHub, con l'intento di pubblicare online e rendere facilmente accessibili tutti i contenuti realizzati. Il codice che compone la parte tecnica di questo progetto, è composto da uno script python principale di tipo JupyterNotebook e da un pacchetto (libreria) appositamente sviluppato, denominato "libs". Esso contiene diversi script in linguaggio nativo python, con compiti specifici tra cui: caricamento dati misure, esecuzione analisi dati, formule di calcolo ingegneristico, stampaggio a video di grafici, approssimazione polinomiale delle proprietà delle variabili termofisiche e molto altro.

"One of the really big growth areas for Python is in the sciences, where data analysis is a huge component." (by Bernard, Joey) [1]

4 Analisi dati

4.1 Fase preliminare

Per prima cosa, dopo aver auto-inizializzato l'ambiente, il codice esegue delle operazioni preliminari prima di procedere con l'analisi dati vera e propria. In sequenza, il file contenente le misure sperimentali, viene caricato e rielaborato dal software creando un file CSV appositamente formattato ([file-DAT](#), [file-CSV](#)). Quest'ultimo, a sua volta convertito in un database, viene utilizzato come sorgente dati da cui attingere al fine di estrapolare informazioni, per compiere operazioni di filtraggio e di calcolo. Il programma, identifica quindi in maniera autonoma le diverse misure all'interno del database, ripulendo inoltre ulteriori eventuali dati intermedi corrispondenti ad "altre operazioni". Il tutto viene poi mostrato graficamente, evidenziando le finestre dati corrispondenti alle misure stesse [Fig. 1].

4.2 Definizione valori e creazione strutture dati

Conclusa questa fase preparativa, vengono automaticamente richiamate le istruzioni per compiere l'analisi dati vera e propria. Tali istruzioni hanno come scopo principale, quello di ottenere i valori numerici delle diverse variabili misurate, per ogni misura: temperature e portate volumetriche. Il tutto, cercando di ricavare valori numerici significativi, per poter successivamente svolgere i calcoli ingegneristici richiesti. In particolare, essendo le equazioni utilizzate valide sotto condizioni di stazionarietà, il software sceglie intervalli dati che soddisfino al meglio tali requisiti. Nello specifico, ciò avviene mediante l'implementazione informatica dell'equazione [Eq. 7.1.1.1], utilizzata per identificare gli intervalli dati, da cui ricavare il valore medio delle variabili rilevate sperimentalmente. Anche in questo caso le operazioni vengono rappresentate graficamente, come mostrato ad esempio per la prima misura in [Fig. 2], dove viene evidenziato l'intervallo selezionato. Vengono quindi creati in maniera autonoma, degli oggetti informatici di tipo "misura", i quali ne conterranno tutte le informazioni. In fase di creazione della lista di oggetti "misura", ne viene auto-determinata la tipologia (equi-corrente o contro-corrente) in base al testo di descrizione, e vengono popolate le variabili corrispondenti ai valori delle misure, riportati anche nella tabella dedicata: [Tab. 1]. Questi oggetti, hanno inoltre lo scopo di contenere tutti i risultati dei calcoli ingegneristici raggruppati per misura, in modo da poter essere facilmente richiamati nelle formule di calcolo e poter essere stampati a video o esportati su file, in maniera rapida e ordinata.

Nota: i file esportati dallo script principale di calcolo, possono essere consultati al seguente [link](#).

5 Calcoli ingegneristici

5.1 Approssimazione polinomiale variabili termofisiche

Al fine di ottenere risultati il più possibile veritieri, anche le variabili termofisiche dei materiali/fluidi costituenti o interagenti con l'apparato di scambio termico, sono state approssimate polinomialmente in funzione della temperatura. I dati di partenza utilizzati per approssimare l'andamento delle diverse proprietà con la temperatura, derivano da fonti ufficiali ed affidabili. Nel dettaglio, i dati riguardanti i fluidi: aria ed acqua, sono stati forniti dal docente sottoforma di tabelle (pdf), poi trascritte in file CSV ed importate sottoforma di database. Procedura analoga, anche per i materiali costituenti lo scambiatore: acciaio inox AISI-316 (tubi interni) e vetro borosilicato (pyrex, tubo esterno), i cui dati derivano però dalla rete. Di seguito, sono riportate nel dettaglio le fonti dati utilizzate:

- **proprietà aria a pressione atmosferica:** prima tabella all'interno del file pdf ([file-PDF](#), [file-CSV](#)).
- **proprietà acqua:** seconda tabella all'interno del file pdf ([file-PDF](#), [file-CSV](#)).
- **proprietà AISI-316:** <http://www.inductor-jmag.ru/files/content/a129160.pdf> pagina 28 pdf, tabella 4 (pagina 21 file) ([file-PDF](#), [file-CSV](#)).

Nota: le temperature sono state convertite da [K] a [°C], all'interno dello script dedicato all'approssimazione delle proprietà termofisiche.

- **proprietà vetro pyrex:** <https://nvlpubs.nist.gov/nistpubs/Legacy/RPT/nbsreport7836.pdf> pagina 39 pdf, tabella 6 (pagina 16 file) ([file-PDF](#), [file-CSV](#)).

Nota: i valori della conducibilità termica, sono stati convertiti da [W/(cmK)] a [W/(mK)], all'interno dello script dedicato

Nota: in caso d'errore in fase di caricamento dell'anteprima file PDF, dovuto alle dimensioni eccessive del file stesso, premere il pulsante "download", oppure usa il seguente [link](#).

Questi dati, sono quindi la base su cui uno script appositamente sviluppato, esegue operazioni di approssimazione polinomiale mediante interpolazione o "curve-fitting". Dopo di che, caso per caso, viene scelto il metodo che meglio definisce l'andamento del grafico. Anche queste operazioni vengono rappresentate mediante grafici, utilizzati per scegliere il metodo d'approssimazione più affidabile per ogni trend. A titolo esemplificativo, al fine di approssimare l'andamento del numero di Prandtl per l'acqua (in funzione della temperatura), si è scelto il metodo di interpolazione contro quello di "curve-fitting". Dopo aver cercato di ottenere la miglior curva con entrambe i metodi per confronto visivo, si è scelto il quello migliore per il caso in oggetto: com'è possibile notare dai trend in [\[Fig. 3\]](#) e [\[Fig. 4\]](#).

5.2 Definizione dettagli scambiatore di calore e calcoli preliminari

I dati/dettagli essenziali riguardanti le geometrie dello scambiatore di calore, derivano dai file messi a disposizione dal docente: [descrizione-scambiatore-PDF](#) e [relazioni-scambiatore-PDF](#) (prima pagina). Attraverso un'ulteriore script dedicato, si è creato un oggetto informatico di tipo 'he' (HeatExchanger), popolato mediante preset dei parametri geometrici a disposizione. Al contempo, sono stati determinati anche i parametri geometrici derivati: superfici, diametri equivalenti ecc. Proprio per calcolare aree di flusso e diametri equivalenti termici ed idraulici, è stato realizzato uno schema della sezione orizzontale dello scambiatore: [\[Fig. 6\]](#). Tali parametri, sono consultabili al seguente [link](#). Definito tutto ciò che riguarda l'apparato sottoposto a misurazioni, si è proceduto con l'esecuzione di calcoli preliminari utili per poter procedere rapidamente, alla modellizzazione ingegneristica dei fenomeni di scambio termico coinvolti. Sono state quindi definite temperature medie dei fluidi e differenze di temperatura in gioco. Dopo di che, le portate volumetriche in [l/h] sono state trasformate in [m³/s] e successivamente in portate di massa [kg/s]. Il passaggio da portate volumetriche a portate di massa, è stato compiuto sfruttando i dati dei fluidi prima dell'ingresso nello scambiatore di calore, in quanto il fluido si presenta in condizioni più stabili rispetto all'uscita. In termini matematici, questa conversione è stata riportata nell'equazione [\[Eq. 7.2.1.1\]](#).

5.3 Trasferimento di calore

Il primo step di calcoli ingegneristici veri è propri, è caratterizzato dal calcolo delle potenze termiche, utilizzando i dati sperimentali raccolti. Sono state definite le potenze scambiate dal fluido caldo e fluido freddo, mediante le due relazioni simmetriche riportate nell'equazione [\[Eq. 7.2.2.1\]](#). Si è proceduto quindi al calcolo della potenza media scambiata e della potenza persa, che rappresenta la non-adiabaticità del sistema reale oggetto di misurazioni [\[Eq. 7.2.2.2\]](#). I risultati ottenuti sono riportati all'interno della tabella dati [\[Tab. 2\]](#). Le potenze termiche sono state prese con segno, per cui i valori negativi rappresentano perdita di calore, mentre quelli positivi acquisizione di calore. Facilmente osservabile, è la diretta correlazione tra configurazione dello scambiatore (equi o contro-corrente) e la potenza termica scambiata, a parità di portate volumetriche: nelle misure in contro-corrente si nota una maggiore quantità di calore trasferito, dovuto alla presenza di maggiori gradienti di temperatura. Sempre alla luce dei dati sopra citati, si denota una spiccata proporzionalità diretta, tra portate volumetriche e potenze termiche scambiate (entrambe nettamente maggiori nelle prime due misure). Il fatto più importante da notare è la quantità di calore disperso verso l'ambiente dalla macchina termica, anche se questo valore è influenzato da errori di misura, riguardanti la portata volumetrica del fluido freddo. Infatti, a causa di malfunzionamenti della componentistica elettronica, il valore della variabile F2 (com'è possibile notare anche dal grafico in [\[Fig. 1\]](#)), è disturbato dalla presenza di rumore elettronico di fondo. Per cercare di limitare tale fenomeno, sono state adottate le strategie precedentemente descritte al [\[Capitolo 4, pagina 3\]](#).

5.4 Metodo epsilon-NTU

Una volta ottenuto il valor medio della potenza termica trasferita tra fluido caldo e freddo, questa viene utilizzata allo scopo di determinare il parametro NTU (Number of Transfer Units) e l'efficienza dello scambiatore (epsilon), approssimando la configurazione dello scambiatore in equi/contro-corrente. L'approssimazione consiste nel trascurare la presenza dei diaframmi orizzontali, che causano un moto del fluido esterno pressochè ortogonale ai tubi interni. Tale fenomeno, oltre a creare un'imperfetta configurazione equi/contro-corrente, ha anche l'effetto di aumentare il numero di Reynolds e quindi lo scambio termico per convezione. Per poter arrivare ad un valore di efficienza dello scambiatore, si è prima calcolata la differenza di temperatura medio-logaritmica [Eq. 7.2.3.1], le aree di scambio termico [Eq. 7.2.3.2] ed i coefficienti globali di scambio [Eq. 7.2.3.3]. Successivamente attraverso le equazioni [Eq. 7.2.3.4] e [Eq. 7.2.3.5], sono stati definiti i parametri intermedi utili per arrivare alla definizione dei valori di NTU e dell'efficienza, mediante le relazioni [Eq. 7.2.3.6] e [Eq. 7.2.3.7]. I valori ricavati, sono riportati nella tabella [Tab. 3]. Interessante notare, come per le misure in configurazione contro-corrente si presentino valori di U_i , U_e , NTU ed epsilon, leggermente maggiori rispetto alle misure in configurazione di tipo equi-corrente. Mentre ancora più marcata, è la differenza tra misure caratterizzate da alte o basse portate volumetriche di fluido freddo (prima e seconda misura circa 550 [l/h], mentre terza e quarta approssimativamente 170 [l/h]). In particolare, per le prime due misure (alte portate di fluido freddo), si notano valori di scambio ed efficienza drammaticamente inferiori rispetto a quelli delle ultime due (basse portate di fluido freddo).

5.5 Metodo numeri adimensionali

Un ulteriore metodo attraverso il quale è possibile ottenere informazioni sulla quantità di calore scambiato, è quello che fa ricorso all'utilizzo dei numeri adimensionali. Procedendo quindi con un approccio più teorico, vengono ricalcolati i valori delle potenze termiche scambiate per ogni misura, confrontandoli poi con quelli ottenuti mediante l'approccio sperimentale, descritto poco sopra [Capitolo 5.3, pagina 4]. A tal fine, è stato necessario calcolare anche le varie resistenze termiche di tipo conduttivo e convettivo. Si è iniziato determinando il valore della resistenza conduttiva legata ai tubi interni in acciaio inox, attraverso la formula [Eq. 7.2.4.1]. In quest'equazione, la conducibilità termica, è stata valutata alla temperatura media tra i due fluidi. In maniera analoga, per il calcolo della maggior parte delle variabili termofisiche dipendenti dalla temperatura, è stato fatto ricorso alle temperature medie dei fluidi. Con tale concetto, si è definito il valore della viscosità dinamica attraverso la relazione [Eq. 7.2.4.2], il numero di Prandtl e la conducibilità termica del fluido caldo (interno). Noti tali valori, è stato possibile procedere alla stima del numero di Reynolds all'interno delle tubazioni in acciaio: [Eq. 7.2.4.3]. A seconda del valore ottenuto, il software decide se applicare l'equazione per il calcolo del numero di Nusselt all'interno di una tubazione con fluido in moto laminare o turbolento: rispettivamente [Eq. 7.2.4.6] e [Eq. 7.2.4.7]. Attraverso Nusselt, si è definito il valore del coefficiente di scambio convettivo relativo al fluido interno: [Eq. 7.2.4.9]. Successivamente, è stato possibile definire la resistenza convettiva interna [Eq. 7.2.4.11] (con A=area-interna tubazioni interne) e le temperature sulle superfici interne/esterne delle tubazioni in acciaio [Eq. 7.2.4.12]. Concluso tutto ciò che riguarda il fluido interno, si è spostata l'attenzione su quello esterno (fluido freddo). L'analisi di quanto avviene all'interno dello "shell" dello scambiatore, risulta essere notevolmente più complessa e necessita quindi di una serie di osservazioni ed approssimazioni, per poterla modellizzare ingegneristicamente. La tubazione esterna in vetro, essendo interrotta da diaframmi che causano un moto del fluido pressochè orizzontale, si presta ad essere studiata per sezioni circolari. Conoscendo solamente i valori di temperatura delle sezioni agli estremi: in ingresso (in basso) e in uscita (in alto), le due sezioni vengono studiate separatamente, per poi calcolarne il coefficiente medio di scambio termico convettivo. Ogni sezione trasversale, può essere vista come tre diverse sotto-sezioni di scambio, attraversate dal fluido: due contenenti un tubo e una contenente tre tubi del fascio. Lo scambio termico convettivo nella sezione, sarà quindi una sovrapposizione degli effetti delle tre sotto-sezioni; per cui il coefficiente di tale scambio, sarà una sommatoria di quelli relativi alle sotto-sezioni costituenti: [Eq. 7.2.4.10]. Per ogni sotto-sezione, in simmetria a quanto fatto per il fluido interno, dopo aver ricavato viscosità dinamiche, numeri di Prandtl e conducibilità termiche del fluido esterno, sono stati definiti i numeri di Reynolds (con diametri idraulici equivalenti), secondo l'equazione [Eq. 7.2.4.4]. Note le condizioni di moto laminare/turbolento del fluido, si è proceduto determinando i numeri adimensionali di Nusselt seguendo la relazione [Eq. 7.2.4.8] (con diametri termici equivalenti) ed i coefficienti di scambio convettivo [Eq. 7.2.4.9]; per poi applicare l'equazione sopra citata: [Eq. 7.2.4.4]. Per concludere lo studio del trasferimento di calore del fluido freddo, è stato utilizzato l'h medio ottenuto, per stimare il valore della resistenza convettiva esterna secondo la formula [Eq. 7.2.4.11] (con A=area-esterna tubazioni interne). Note tutte le resistenze termiche all'interno dello scambiatore di calore, è possibile calcolare la resistenza termica totale mediante la relazione [Eq. 7.2.4.13], per poi ri-determinare il valore dei coefficienti globali di scambio, questa volta attraverso i numeri adimensionali: [Eq. 7.2.4.14]. Infine, per completare anche dell'analisi teorica, è stato ricalcolato il valore della potenza termica scambiata sfruttando l'equazione [Eq. 7.2.4.15], considerando lo scambiatore come adiabatico. I risultati dei calcoli più significativi, sono stati riportati all'interno della tabella [Tab. 4].

5.6 Convezione naturale esterna

Per completezza, sono poi stati calcolati i numeri adimensionali ed i valori di resistenze/temperature, anche all'esterno del tubo in vetro dello scambiatore di calore, a contatto con l'aria dell'ambiente circostante. Per descrivere tali fenomeni, si è quindi fatto ricorso alle relazioni descrittive la convezione naturale, attraverso i numeri adimensionali di Grashof e Rayleigh. Così facendo, è stato inoltre possibile identificare la quantità di calore dispersa attraverso il vetro borosilicato (pyrex), costituente la parete esterna della macchina termica in oggetto. Per prima cosa, è stata fatta una stima della temperatura sulla superficie esterna, calcolando la temperatura media tra ambiente e fluido esterno. Questo valore, è stato utilizzato poi per definire la conducibilità termica del vetro e quindi la resistenza conduttiva dello stesso, attraverso l'equazione [Eq. 7.2.4.1]. Successivamente, sono stati determinati i valori di conducibilità termiche, viscosità dinamiche e numeri di Prandtl medi del fluido freddo (valori intermedi tra quelli calcolati sulla sezione in ingresso e in uscita, al capitolo [Capitolo 5.5, pagina 5]). Si sono calcolati inoltre, i numeri di Reynolds del fluido freddo inerenti alle diverse misure [Eq. 7.2.4.4], i numeri di Nusselt [Eq. 7.2.4.8] ed i coefficienti di scambio termico convettivo [Eq. 7.2.4.9]. Da qui, sono state definite le resistenze termiche convettive del fluido esterno, attraverso la relazione [Eq. 7.2.4.11] (con A =area-interna tubo esterno). Infine, per concludere anche l'analisi dello scambio verso l'ambiente, si è proceduto definendo quanto accade all'esterno del tubo in vetro. Una volta determinato il valore della conducibilità termica dell'aria a temperatura ambiente, sono stati calcolati i numeri adimensionali di Grashof [Eq. 7.2.5.1], Rayleigh [Eq. 7.2.5.2] e Nusselt [Eq. 7.2.5.3]; dai cui poter ricavare il valore del coefficiente di scambio h , attraverso l'equazione [Eq. 7.2.4.9]. Sono poi stati definiti i valori di resistenze convettive esterne [Eq. 7.2.4.11], e resistenze termiche totali tra fluido esterno ed ambiente [Eq. 7.2.4.13]. Da qui, è stato possibile definire i valori dei coefficienti globali di scambio [Eq. 7.2.4.14] e la potenza termica dispersa nell'ambiente, attraverso il vetro borosilicato [Eq. 7.2.4.15]. Infine, per completare tutto ciò che concerne la dispersione di calore verso l'ambiente, sono state stimate anche le temperature sulla superficie interna ed esterna del vetro in diversi punti (a titolo esemplificativo [Fig. 5]), mediante la formula [Eq. 7.2.4.12]. I risultati principali di quanto descritto sopra, sono stati inseriti all'interno della tabella [Tab. 5].

6 Conclusioni

Per concludere, sono stati calcolati alcuni valori percentuali significativi, al fine di poter fare un bilancio di potenze termiche. Come possibile notare dai valori in tabella [Tab. 6], le percentuali di calore disperso (differenza tra potenza termica emanata dal fluido caldo ed acquisita dal fluido freddo), sono comprese tra il 5.4 ed il 13.4%. Unitamente al fatto che, i valori percentuali di potenza termica dispersa verso l'ambiente attraverso la parete esterna (in vetro pyrex), oscillano tra lo 0.4 e l'1.4% di quello totale disperso; stanno a significare che la maggior parte della dispersione avviene altrove. Con molta probabilità, una porzione considerevole avviene sulle tubazioni che conducono i fluidi, dai punti di misurazione della temperatura allo scambiatore. La causa di ciò, sarebbe imputabile ad un maggior gradiente di temperatura tra ambiente e macchina termica. Non da trascurare, è però anche il contributo dovuto alla rumorosità del valore di portata volumetrica di fluido freddo (F_2), anche se limitato attraverso le azioni messe in campo, descritte al [Capitolo 4, pagina 3]. Un'altra osservazione che è possibile fare alla luce dei dati sopra citati, è che la differenza percentuale tra il calcolo della potenza termica trasmessa effettuato con approccio sperimentale ovvero teorico, è compresa tra il 33.5 ed il 38.4%. Questa discrepanza può essere considerata pienamente in linea, con le approssimazioni effettuate in fase di modellizzazione del fenomeno e l'applicazione di formule empiriche per il calcolo dei numeri adimensionali, oltre alla presenza di errori sperimentali.

Nota: Allo scopo di confermare quanto fatto nelle fasi di stima dei numeri adimensionali di Reynolds, è stata predisposta anche una porzione di codice (abilitabile con un flag nella prima parte dello script in JupyterNotebook), atta al calcolo di Reynolds in maniera alternativa: secondo l'equazione [Eq. 7.2.4.5]. I risultati così ottenuti, sono comparabili con quelli ricavati mediante l'implementazione del metodo descritto nei capitoli precedenti.

7 Formule

Le relazioni riportate in seguito, sono derivanti principalmente dagli appunti personali [note-aula-PDF](#) e [note-lab-PDF](#), oppure dalla documentazione fornita dal docente [relazioni-scambiatore-PDF](#), (seconda pagina). Fatta eccezione per la formula riportata all'equazione [Eq. 7.2.5.3], proveniente dalla pagina web di [Wikipedia](#), dedicata alla convezione naturale: https://en.wikipedia.org/wiki/Natural_convection (sezione 3.3 - Behavior); mentre l'equazione [Eq. 7.1.1.1] è stata ideata ed elaborata personalmente.

7.1 Formule analisi dati

7.1.1 Scelta miglior intervallo dati con condizioni stazionarie

$$I_{m,condiz.staz.} = \{I_m(s_{min}) : s_{min} = \min_{\forall I_m \in m} s_{I_m}\}$$

$$\text{con} \quad s_{I_m} = \frac{1}{k_m} \sum_{j=1}^{k_m} s_j \quad \text{ed} \quad s_j = \sqrt[2]{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \quad (\text{Eq. 7.1.1.1})$$

7.2 Formule calcoli ingegneristici

7.2.1 Conversione portate volumetriche

$$\dot{V}[m^3/s] = \dot{v}[l/h] \left(\frac{1 * 10^{-3}}{3.6 * 10^3} \right) \quad \text{e} \quad \dot{m} = \dot{V} \rho(T_{in}) \quad (\text{Eq. 7.2.1.1})$$

7.2.2 Trasferimento di calore

$$Q_c = \dot{m}_c \mathcal{C}_{p,c}(T) \Delta T_c \quad \text{e} \quad Q_f = \dot{m}_f \mathcal{C}_{p,f}(T) \Delta T_f \quad (\text{Eq. 7.2.2.1})$$

$$\bar{Q} = \frac{|Q_c| + |Q_f|}{2} \quad \text{e} \quad \Delta Q_{c-f} = Q_c + Q_f \quad (\text{Eq. 7.2.2.2})$$

7.2.3 Metodo epsilon-NTU

$$\Delta T_{m.l.} = \frac{\Delta_1 - \Delta_2}{\log_e \left(\frac{\Delta_1}{\Delta_2} \right)} \quad (\text{Eq. 7.2.3.1})$$

$$A_i = \pi d_i L N_t \quad \text{ed} \quad A_e = \pi d_e L N_t \quad (\text{Eq. 7.2.3.2})$$

$$U_i = \frac{\bar{Q}}{A_i \Delta T_{m.l.}} \quad \text{e} \quad U_e = \frac{\bar{Q}}{A_e \Delta T_{m.l.}} \quad \text{da} \quad \bar{Q} = U_i A_i \Delta T_{m.l.} = U_e A_e \Delta T_{m.l.} \quad (\text{Eq. 7.2.3.3})$$

$$\dot{\mathcal{C}}_{min} = \min\{\dot{m}_c \mathcal{C}_{p,c}(T), \dot{m}_f \mathcal{C}_{p,f}(T)\} \quad \text{e} \quad \dot{\mathcal{C}}_{max} = \max\{\dot{m}_c \mathcal{C}_{p,c}(T), \dot{m}_f \mathcal{C}_{p,f}(T)\} \quad (\text{Eq. 7.2.3.4})$$

$$\dot{\mathcal{C}}_{ratio} = \frac{\dot{\mathcal{C}}_{min}}{\dot{\mathcal{C}}_{max}} \quad (\text{Eq. 7.2.3.5})$$

$$NTU = \frac{U_e A_e}{\dot{\mathcal{C}}_{min}} \quad \text{equivalente a} \quad NTU = \frac{U_i A_i}{\dot{\mathcal{C}}_{min}} \quad (\text{Eq. 7.2.3.6})$$

$$\varepsilon_{ec} = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + \dot{\mathcal{C}}_{ratio})]}{1 + \dot{\mathcal{C}}_{ratio}} \quad \text{ed} \quad \varepsilon_{cc} = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - \dot{\mathcal{C}}_{ratio})]}{1 - \dot{\mathcal{C}}_{ratio} \exp[-NTU(1 - \dot{\mathcal{C}}_{ratio})]} \quad (\text{Eq. 7.2.3.7})$$

7.2.4 Metodo numeri adimensionali

$$R_{cond} = \frac{\log_e \left(\frac{d_\varepsilon}{d_i} \right)}{2\pi\lambda_c(T)LN_t} \quad (\text{Eq. 7.2.4.1})$$

$$\mu(T) = \nu(T)\rho(T) \quad (\text{Eq. 7.2.4.2})$$

$$Re_t = \frac{4\dot{m}}{\pi d\mu(T)} \quad (\text{Eq. 7.2.4.3})$$

$$Re_s = \frac{\dot{m}d_{idr.eq.}}{A_f\mu(T)} \quad (\text{Eq. 7.2.4.4})$$

$$Re_{alt} = \frac{\dot{V}d_{idr.eq.}}{A_f\nu(T)} \quad (\text{Eq. 7.2.4.5})$$

$$Nu_{t,lam} = \begin{cases} 1.86 \left(\frac{d_i Re Pr(T)}{L} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu(T)}{\mu(T_{sup})} \right)^{0.14} & \text{Se } Nu_{t,lam} \geq 3.66 \\ 3.66 & \text{Se } Nu_{t,lam} < 3.66 \end{cases} \quad (\text{Eq. 7.2.4.6})$$

$$\Leftrightarrow \quad 0 < Re < 2300 \quad 0.48 < Pr(T) < 16700 \quad 0.0044 < \left(\frac{\mu(T)}{\mu(T_{sup})} \right) < 9.75$$

$$Nu_{t,turb} = \frac{(k_{attr}(Re)/2)(Re - 1000)Pr(T)}{1 + 12.7(k_{attr}(Re)/2)^{1/2}(Pr(T)^{2/3} - 1)}$$

con $k_{attr}(Re) = (1.58 \log_e(Re) - 3.28)^{-2}$

$$\Leftrightarrow \quad 300 < Re < 5 * 10^6 \quad 0.5 \leq Pr(T) \leq 2000 \quad (\text{Eq. 7.2.4.7})$$

$$Nu_s = 0.36 Re^{0.55} Pr(T)^{1/3} \left(\frac{\mu(T)}{\mu(T_{sup})} \right)^{0.14}$$

$$\Leftrightarrow \quad 2000 < Re < 1 * 10^6 \quad (\text{Eq. 7.2.4.8})$$

$$h = \frac{Nu\lambda_f(T)}{d_{term.eq.}} \quad (\text{Eq. 7.2.4.9})$$

$$h_{ss,tot} = h_{sss,1} + h_{sss,3} + h_{sss,1} \quad \text{ed} \quad \bar{h}_s = \frac{h_{ss,tot,in} + h_{ss,tot,out}}{2} \quad (\text{Eq. 7.2.4.10})$$

$$R_{conv} = \frac{1}{hA} \quad (\text{Eq. 7.2.4.11})$$

$$T_{sup} = \bar{T} - (R_{conv,i} + R_{cond})Q \quad \text{da} \quad Q = \frac{\Delta T}{R} = \frac{\bar{T} - T_{sup}}{R_{conv,i} + R_{cond}} \quad (\text{Eq. 7.2.4.12})$$

$$R_{tot} = R_{conv,i} + R_{cond} + R_{conv,e} \quad (\text{Eq. 7.2.4.13})$$

$$U_{i,adim} = \frac{1/A_i}{R_{tot}} \quad \text{ed} \quad U_{e,adim} = \frac{1/A_e}{R_{tot}} \quad (\text{Eq. 7.2.4.14})$$

$$Q_{adim} = U_e A_e \Delta \bar{T}_{fl} \quad \text{equivalente a} \quad Q_{adim} = U_i A_i \Delta \bar{T}_{fl} \quad (\text{Eq. 7.2.4.15})$$

7.2.5 Convezione naturale esterna

$$Gr = \frac{gL^3\beta(T)|T_{sup} - T_{amb}|}{\nu^2} \quad (\text{Eq. 7.2.5.1})$$

$$Ra = GrPr(T) \quad (\text{Eq. 7.2.5.2})$$

$$Nu_{adim} = \left[Nu_0^{1/2} + Ra^{1/6} \left(\frac{f_4(Pr(T))}{300} \right)^{1/6} \right]^2$$

con $f_4(Pr(T)) = \left[1 + \left(\frac{0.5}{Pr(T)} \right)^{9/16} \right]^{-16/9}$

e $Nu_0 = 0.68 \quad \Leftrightarrow \quad Ra < 1 * 10^9$

$$(\text{Eq. 7.2.5.3})$$

8 Tabelle

Le seguenti tabelle, sono frutto dell'estrapolazione dei dati dallo script principale di calcolo, automaticamente esportati all'interno di file nella segente [directory](#).

Tab. 1: Valori delle variabili misurate ottenuti dall'analisi dei dati sperimentali

Dati	Equi-corrente 1	Contro-corrente 1	Contro-corrente 2	Equi-corrente 1
F1 [l/h]	539.92	534.83	170.21	166.03
F2 [l/h]	562.52	568.41	574.23	578.83
T1 [°C]	15.25	15.41	15.33	15.41
T2 [°C]	51.24	51.52	51.30	51.47
T3 [°C]	24.35	24.82	33.51	33.24
T4 [°C]	41.90	41.69	45.01	45.50

Tab. 2: Valori ottenuti mediante i calcoli ingegneristici effettuati (potenze termiche scambiate)

Dati/misure	Equi-corrente 1	Contro-corrente 1	Contro-corrente 2	Equi-corrente 1
$Q_{fl.caldo}$ [kW]	-6.02	-6.41	-4.14	-3.96
$Q_{fl.freddo}$ [kW]	5.70	5.84	3.59	3.43
$\Delta Q_{fl.caldo-fl.freddo}$ [kW]	-0.32	-0.56	-0.55	-0.53
\dot{Q} [kW]	5.86	6.12	3.86	3.70

Tab. 3: Valori ottenuti mediante i calcoli ingegneristici effettuati (metodo ε -NTU)

Dati/misure	Equi-corrente 1	Contro-corrente 1	Contro-corrente 2	Equi-corrente 1
$\Delta T_{m.l.}$ [°C]	25.68	25.28	21.45	22.05
U_{int} [$\frac{kW}{m^2K}$]	2.6718	2.8354	2.1081	1.9629
U_{ext} [$\frac{kW}{m^2K}$]	2.1374	2.2683	1.6865	1.5703
NTU	0.3642	0.3902	0.9122	0.8708
ε	0.26	0.28	0.56	0.52

Tab. 4: Valori rilevanti ottenuti mediante i calcoli ingegneristici effettuati (metodo numeri adimensionali)

Dati/misure	Equi-corrente 1	Contro-corrente 1	Contro-corrente 2	Equi-corrente 1
Re_{int}	8475	8567	8892	9013
h_{int} [$\frac{W}{m^2K}$]	4303.85	4346.33	4458.61	4505.98
$\lambda_{AISI-316}$ [$\frac{W}{mK}$]	13.5644	13.5675	13.6197	13.6218
\bar{h}_{ext} [$\frac{W}{m^2K}$]	2650.21	2633.57	1466.46	1450.12
$U_{int,adim}$ [$\frac{kW}{m^2K}$]	1.6666	1.6677	1.1971	1.1917
$U_{ext,adim}$ [$\frac{kW}{m^2K}$]	1.3333	1.3341	0.9577	0.9533
Q_{adim} [kW]	3.81	3.77	2.43	2.46

Tab. 5: Valori rilevanti ottenuti mediante i calcoli ingegneristici effettuati (analisi convezione naturale)

Dati/misure	Equi-corrente 1	Contro-corrente 1	Contro-corrente 2	Equi-corrente 1
Gr_{ext}	338032689	26692070	70486373	68353765
Ra_{ext}	24114245	19041327	50282878	48761539
λ_{pyrex} [$\frac{W}{mK}$]	1.1318	1.1320	1.1343	1.1342
$Q_{perso,vetro}$ [W]	3.14	2.32	-7.79	-7.49

Tab. 6: Valori percentuali calcolati

Dati/misure	Equi-corrente 1	Contro-corrente 1	Contro-corrente 2	Equi-corrente 1
Q_{perso} [%]	5.4	8.8	13.3	13.4
$Q_{perso,vetro}$ [%]	1.0	0.4	1.4	1.4
$\Delta Calc(Q)$ [%]	35.0	38.4	37.2	33.5

9 Immagini e grafici

Le figure ed i grafici sottostanti, sono stati manualmente esportati dallo script principale di calcolo e salvati in una piccola raccolta, contenente alcune delle raffigurazioni principali generate dal codice e riportate all'interno della seguente [directory](#), come file di tipo immagine. Per quanto concerne lo schema riportato in figura [Fig. 6], è stato invece personalmente realizzato mediante il software Autocad, con lo scopo di ottenere misure per il calcolo di perimetri (bagnati e di scambio termico), aree di flusso e diametri equivalenti termici/idraulici.

Fig. 1: *Dati sperimentali analizzati dallo scambiatore di calore e rilevamento delle diverse misure*

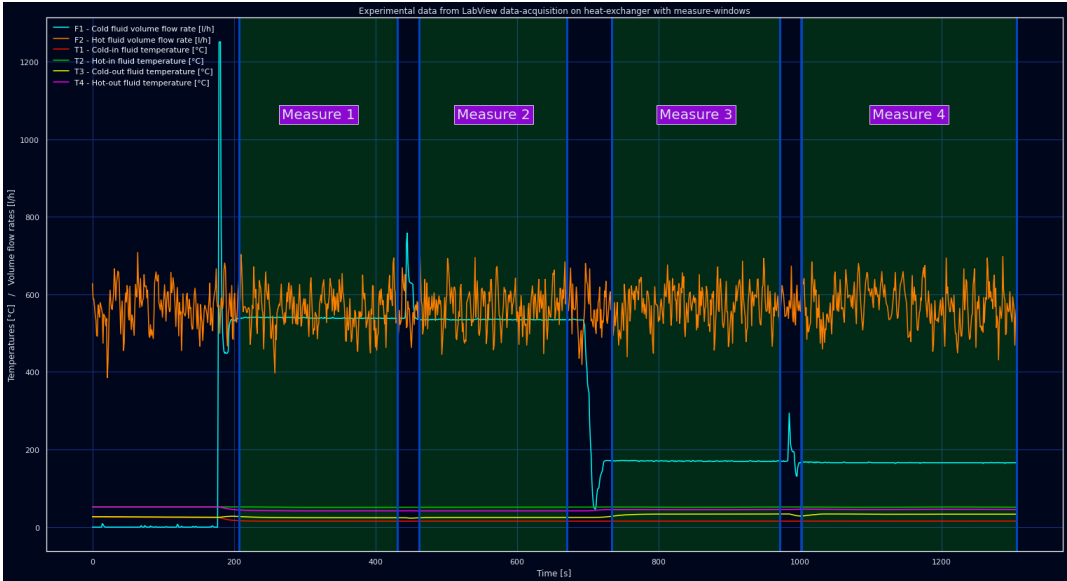


Fig. 2: *Scelta del miglior intervallo dati durante la terza misura (ricerca condizioni stazionarie)*

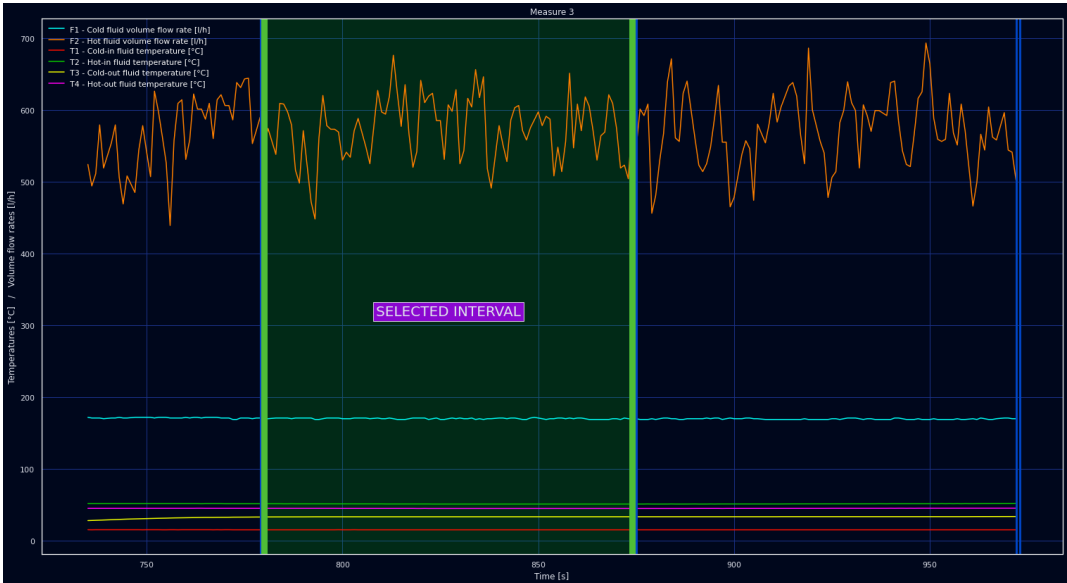


Fig. 3: *Fitting polinomiale numero di Prandtl acqua (scartato per approssimazione insoddisfacente)*

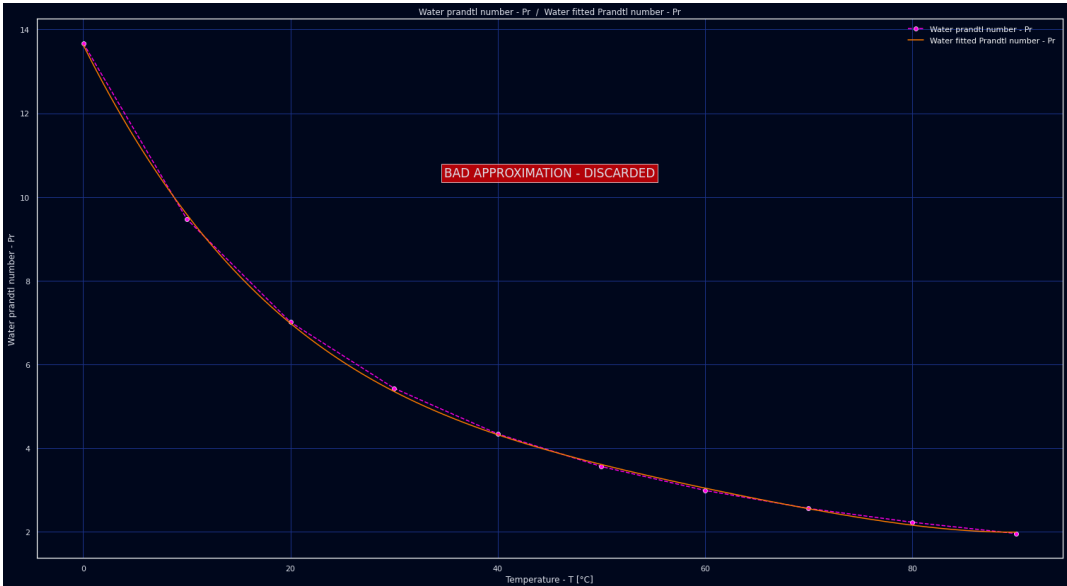


Fig. 4: *Interpolazione polinomiale numero di Prandtl acqua (accettata, buona approssimazione)*

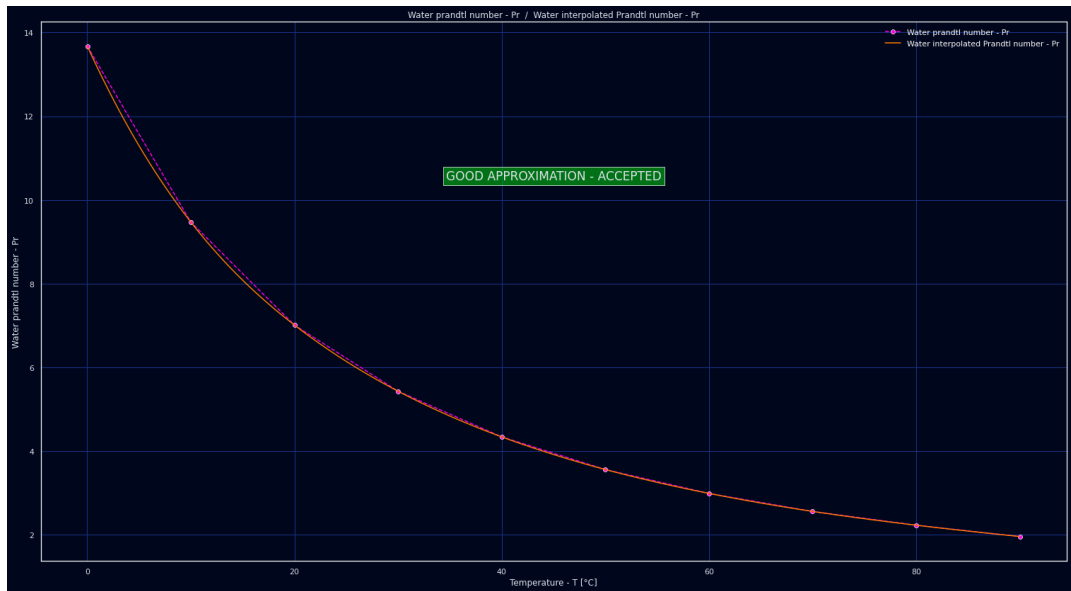


Fig. 5: *Alcune temperature nella parte superiore dello scambiatore durante la seconda misura in equi-corrente*

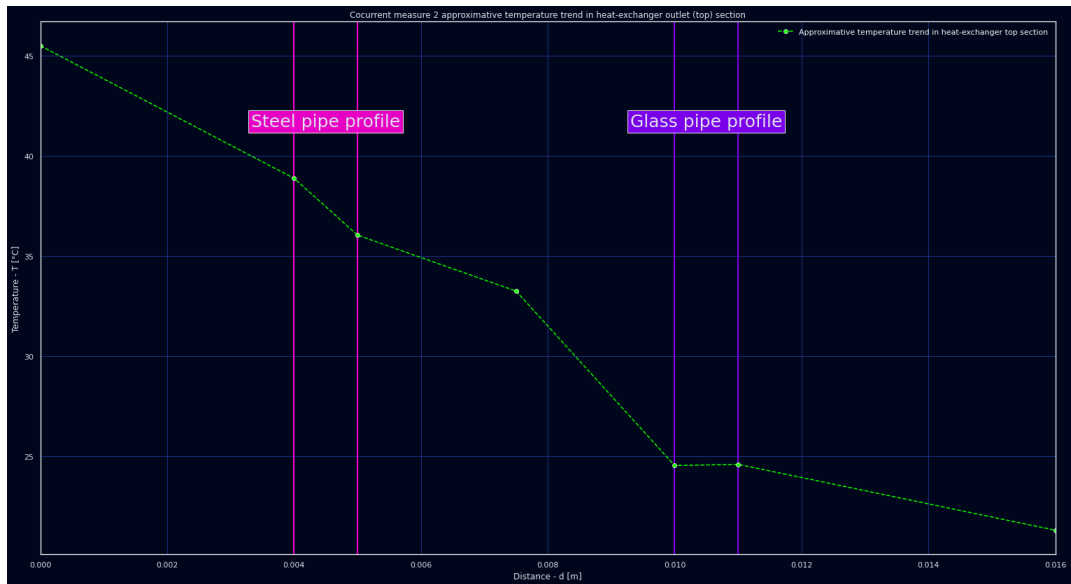
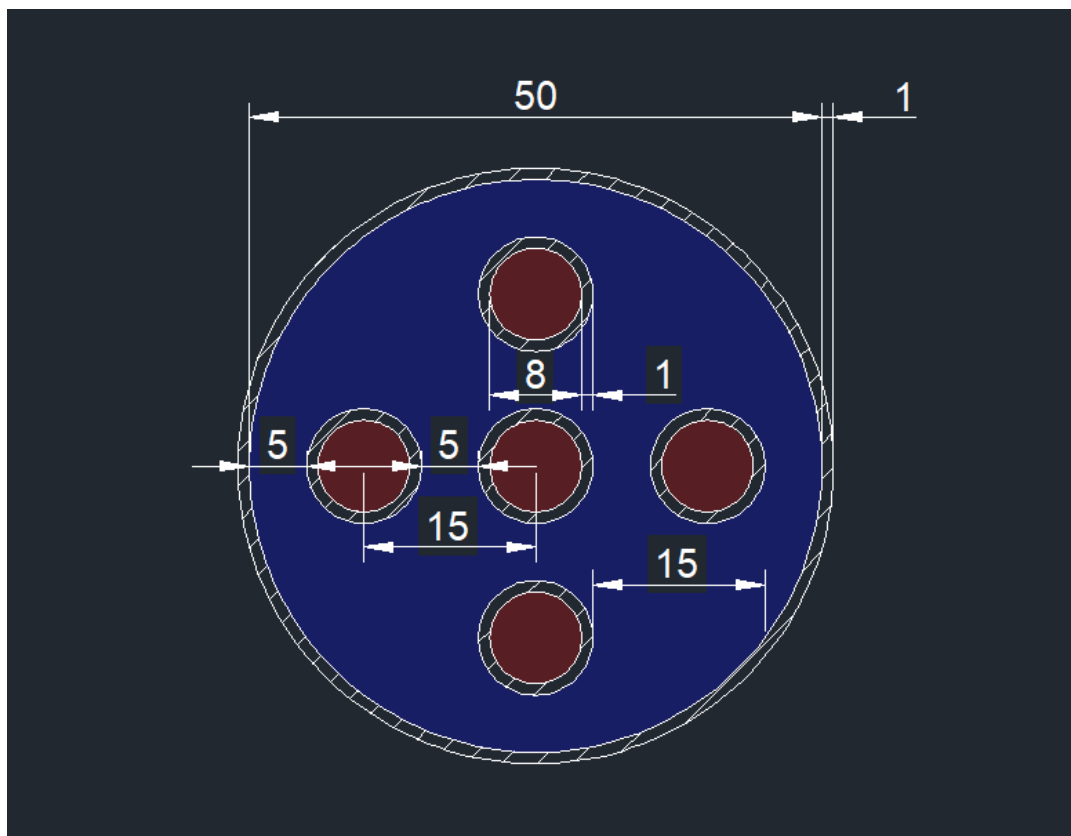


Fig. 6: *Dimensioni scambiatore di calore utilizzate per calcolo dei diametri equivalenti (creata da autocad)*



Riferimenti bibliografici

- [1] Joey Bernard. *Python Data Analysis with pandas*, pages 37–48. Apress, Berkeley, CA, 2016.