



**POLITECNICO
DI TORINO**

Progettazione di una caldaia residenziale ad aria

Corso di Laurea Magistrale in Ingegneria Meccanica

Tutor:

Dott. Ing. Matteo Fasano

Studenti:

Alessandro Peripoli

Gianmarco Santoro

Lorenzo Mangini

Luca Pirini Casadei

Luigi Lacaita

Luigi Tagliavini

Pietro Torrisi

Simone Pasini

Simone Rizzo

SOMMARIO

Introduzione	6
1 Progettazione di massima della caldaia residenziale	8
1.1 Reazione di combustione	8
1.2 Calcolo delle portate.....	8
1.3 Calcolo della temperatura di fiamma e della temperatura dei fumi	10
1.4 Temperatura media logaritmica all'interno dello scambiatore di calore	11
1.5 Calcolo dei diametri dello scambiatore di calore	11
1.5.1 Calcolo del diametro interno tubo 1:	11
1.5.2 Calcolo del diametro esterno tubo 1:.....	11
1.5.3 Calcolo delle velocità dei fluidi effettive all'interno dello scambiatore di calore:	12
2 Dimensionamento dello scambiatore di calore	13
2.1 Dimensionamento scambiatore di calore senza alette	13
2.1.1 Proprietà dei fluidi	13
2.1.2 Coefficienti di scambio termico convettivo	14
2.1.3 Coefficienti di scambio termico per irraggiamento	15
2.1.4 Lunghezza dello scambiatore.....	16
2.1.5 Verifica ϵ -NTU per scambiatore non alettato	16
2.2 Dimensionamento scambiatore di calore con alette	18
2.2.1 Parametri di progetto	18
2.2.2 Efficienza dell'aletta	19
2.2.3 Lunghezza dello scambiatore alettato	19
3 Dimensionamento dell'impianto di ventilazione.....	21
3.1 Dimensionamento del ventilatore 1	22
3.1.1 Calcolo delle perdite di carico concentrate:	23
3.1.2 Calcolo delle perdite di carico distribuite.....	24
3.1.3 Calcolo delle perdite di carico totali e della potenza <i>Ventilatore 1</i>	25
3.2 Dimensionamento ventilatore 2	26
3.2.1 Calcolo delle perdite di carico distribuite.....	26
3.2.2 Calcolo delle perdite di carico concentrate	26
3.2.3 Calcolo delle perdite di carico totali e della potenza <i>Ventilatore 2</i>	26
4 Definizione degli strati isolanti	27
4.1 Scelta materiale	27
4.2 Coefficiente di conducibilità, conduttività ed emissività	27
4.3 Determinazione dello strato isolante	28
5 Bilancio termico complessivo	32
5.1 Stratigrafia pareti:	32
5.2 Superfici vetrate:.....	33
5.3 Bilancio termico complessivo:.....	33
5.3.1 Calcolo dei flussi:	34
5.4 Calcolo del flusso termico canna fumaria.....	34

5.4.1	Resistenze termiche	35
5.4.2	Risoluzione del sistema	35
5.4.3	Bilancio termico dell'ambiente	36
5.4.4	Efficienza caldaia e recupero energetico	36
5.4.5	Costo di esercizio	36
Appendice		38
Scambiatore non alettato e irraggiamento trascurato		38
Scambiatore con alettatura esterna e irraggiamento trascurato		38
Scambiatore con alettatura esterna ed interna e irraggiamento trascurato		39
5.5	Reperimento dati e dimensionamento di massima	41
5.5.1	Dati iniziali	41
5.5.2	Temperature e coefficienti fuori progetto	41
5.5.3	Portate fuori progetto	42
5.5.4	Dimensionamento di massima dello scambiatore	42
6	Dimensionamento caldaia a condensazione	42
6.1	Sezione I	43
6.1.1	Dimensionamento di primo tentativo	43
6.1.2	Calcolo lunghezza dello scambiatore (sezione I)	44
6.2	Sezione II	45
6.2.1	Calcolo lunghezza dello scambiatore (Sezione II)	45
7	Analisi exergetica del sistema caldaia	46

FIGURE

Fig. 1	Schema in sezione di abitazione ed impianto	6
Fig. 2	Schema generale dell'impianto	7
Fig. 3	Schema in equicorrente	11
Fig. 4	Schema in controcorrente	11
Fig. 5	Diametri scambiatori	11
Fig. 6	Dimensioni caratteristiche alettature	18
Fig. 7	Schema alettatura tubo	18
Fig. 8	Disegno schematico impianto di ventilazione	22
Fig. 9	Schema di analogia elettrica dello scambio termico tra caldaia ed ambiente seminterrato	28
Fig. 10	Formulazione del flusso termico per le diverse geometrie	28
Fig. 11	Analogia elettrica scambio di calore nella canna fumaria	34

TABELLE

Tab. 1	Dati di partenza	8
Tab. 2	Valori delle portate determinati	10
Tab. 3	Proprietà gas ad 1 atm	13
Tab. 4	Caratteristiche dei fluidi in esame	14
Tab. 5	Coefficienti di perdita concentrata	23

Tab. 6 Coefficienti di perdita concentrata	24
Tab. 7 Parametri tubazioni	24
Tab. 8 Fattori per calcolo perdite	25
Tab. 9 Parametri nello scambiatore	25
Tab. 10 Parametri in canna fumaria & scambiatore	26
Tab. 11 Coefficienti perdita spigoli vivi	26
Tab. 12 Conducibilità termica acciaio AISI 1010	27
Tab. 13 Correlazioni empiriche numero di Nusselt	30
Tab. 14 Temperature medie esterne mesi invernali	36
Tab. 15 Quantificazione dei flussi termici verso l'ambiente	36
Tab. 16 Ore di funzionamento mensili della caldaia	37
Tab. 17 Parametri tubo 1	45

INTRODUZIONE

Il seguente lavoro progettuale ha il fine di dimensionare e valutare l'efficienza di una caldaia ad aria per il riscaldamento di un edificio residenziale. In questa relazione si espone il lavoro svolto presentando procedure, ipotesi e assunzioni utilizzate.

Nello specifico la relazione sarà comprensiva di 4 macro-sezioni:

- Parte S: reperimento dei dati tecnici e dimensionamento di massima;
- Parte A: calcolo di fuori progetto;
- Parte B: applicazione del secondo principio della termodinamica e bilancio exergetico;
- Parte C: calcolo tecnico dello scambio termico.

Specifiche di impianto:

- Potenza termica da fornire alla residenza: $Q = 30\,000 \frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$;
- Combustibile: metano (CH_4);
- Caldaia costituita da 2 camere concentriche: quella interna in cui avviene la combustione e quella esterna nella quale circola l'aria dell'unità abitativa;
- 2 ventilatori: uno per la movimentazione aria comburente all'interno del focolaio (interamente spillata dalla portata ricircolata) e uno per la circolazione aria nell'unità abitativa;
- Una canna fumaria che passa internamente all'ambiente prima di espellere i fumi di reazione sul tetto;
- Condotti di prelievo e adduzione dell'aria trattata nell'ambiente;
- Prevedere condotti di reintegro per il ricambio igienico dell'aria.

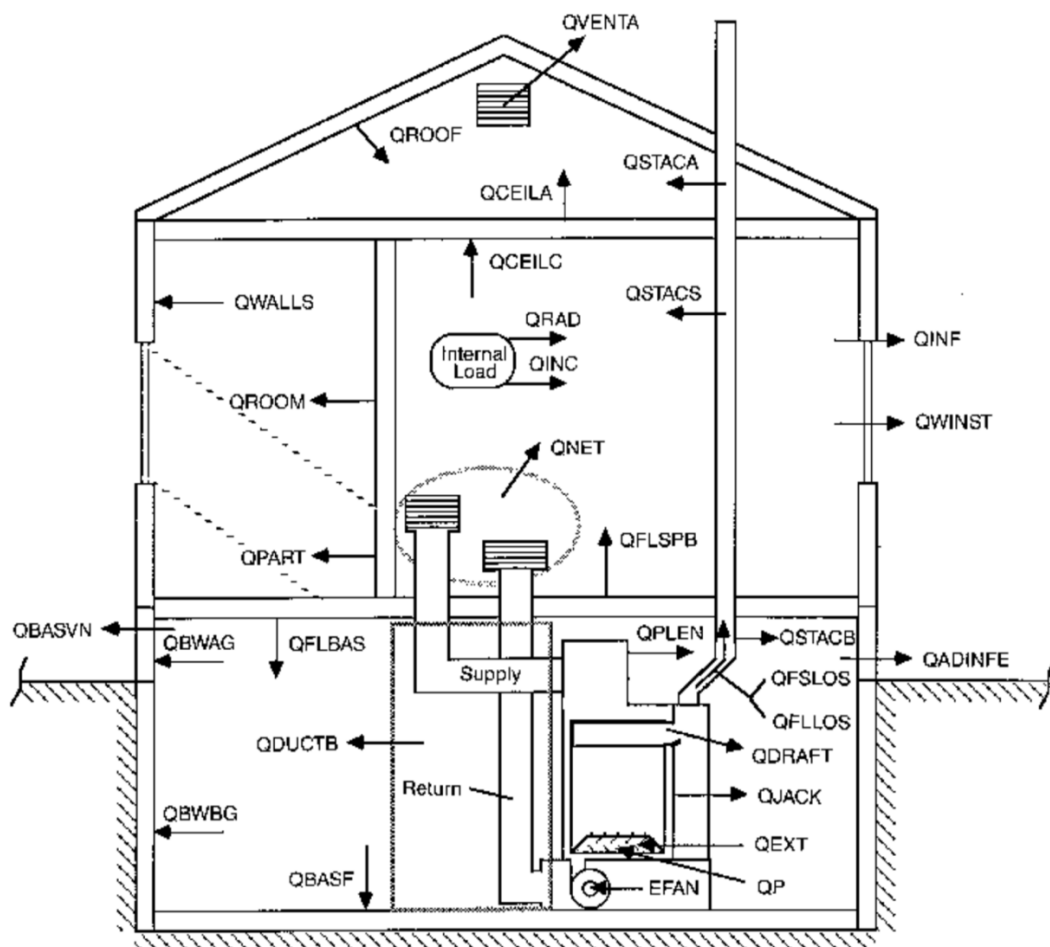


Fig. 1 Schema in sezione di abitazione ed impianto

Parte S

Gli obiettivi di questa parte del progetto sono:

1. Progettazione di massima della caldaia residenziale: si è trattato di selezionare una geometria ottimale per le due camere che costituiscono il cuore del dispositivo. Per farlo abbiamo studiato, in maniera semplificata, la reazione chimica di combustione, calcolato le portate circolanti nell'impianto e le temperature dei fluidi nelle varie sezioni;
2. Dimensionamento dello scambiatore di calore: con e senza alettatura, secondo la metodologia LMTD;
3. Dimensionamento conseguentemente dei due ventilatori: uno per insufflare l'aria comburente e l'altro per ricircolare l'aria trattata;
4. Valutazione dello spessore dello strato isolante che avvolge la caldaia, necessario a minimizzare le perdite;
5. Verifica del bilancio termico nella caldaia residenziale, comprensiva di tutti i condotti, unitamente al locale da riscaldare, assumendo valori ragionevoli di efficienza per i singoli materiali. Inoltre, quantificare la quota parte di riscaldamento dovuta direttamente all'aria trattata e quella dovuta allo scambio termico (per convezione ed irraggiamento) con il condotto dei fumi che attraversa il locale. Eseguire una stima dell'efficienza della caldaia e del recupero energetico grazie al camino interno all'abitazione. Valutarne il costo di esercizio.

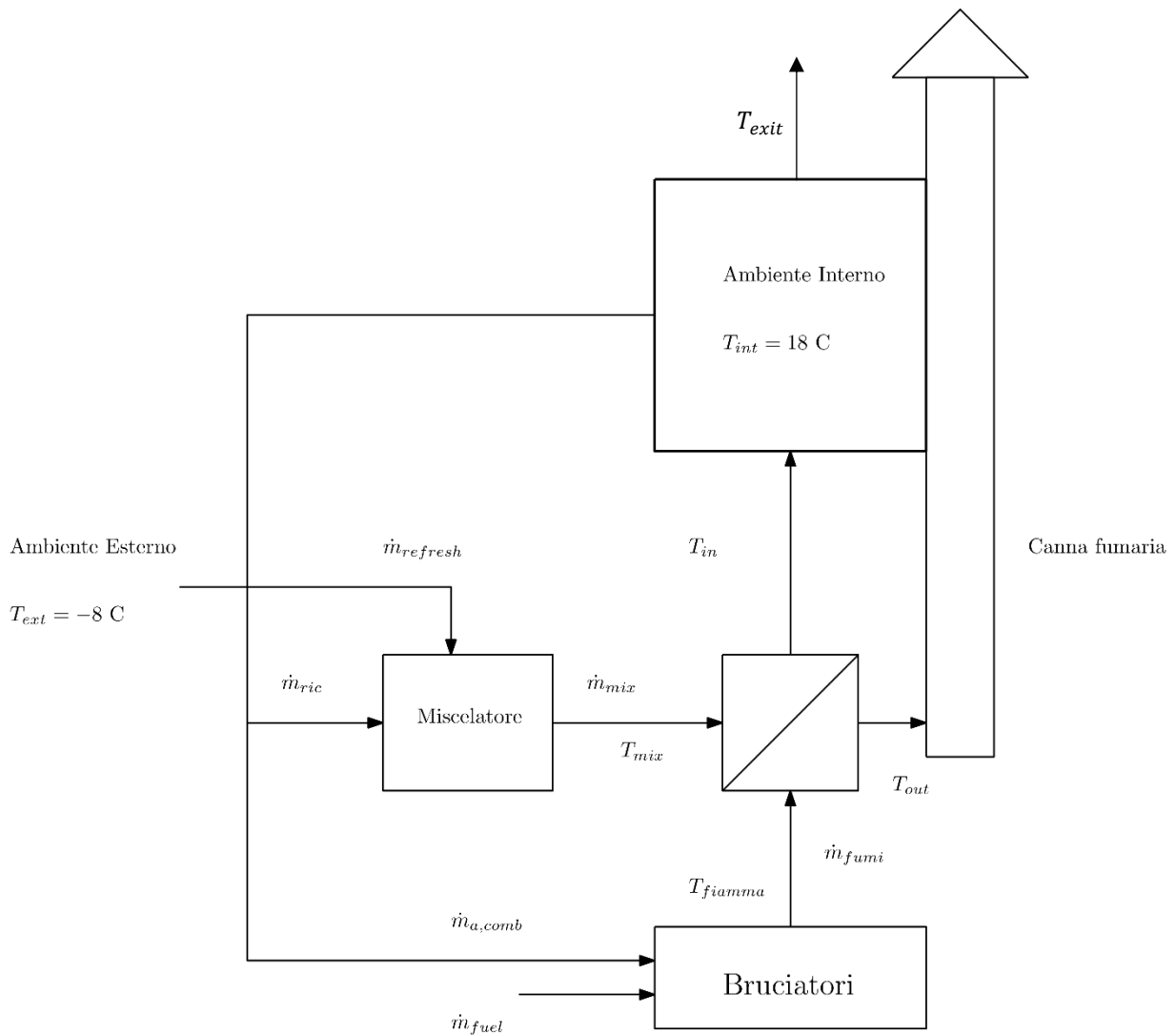
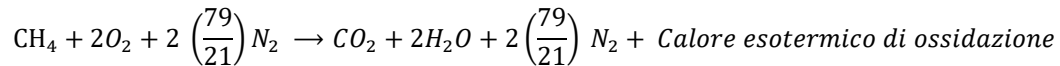


Fig. 2 Schema generale dell'impianto

1 PROGETTAZIONE DI MASSIMA DELLA CALDAIA RESIDENZIALE

1.1 REAZIONE DI COMBUSTIONE

Dalla specifica di utilizzo di metano come combustibile, si è bilanciata la reazione stechiometrica di ossidazione con l'aria comburente:



Dove la composizione dell'aria è considerata:

- ~21%: Ossigeno (O_2).
- ~79% di cui: ~78% Azoto (N_2) & ~1% Argon (Ar), Anidride Carbonica (CO_2) ed altri minori.

Dalla relazione si determina il rapporto aria-combustibile stechiometrico:

$$\text{Massa di una mole di metano: } m_{\text{CH}_4} = n M_{\text{CH}_4} = 16 \text{ g}$$

Dove: n è il numero di moli e M_{CH_4} è la massa molare di una molecola di metano.

$$\text{Massa di una mole d'aria: } m_{\text{aria}} = n M_{\text{aria}} = 274,67 \text{ g}$$

$$\text{Rapporto stechiometrico: } \alpha_{\text{st}} = \frac{m_{\text{aria}}}{m_{\text{CH}_4}} = \frac{274,67}{16} = 17,17$$

Si considera una reazione chimica completa grazie ad un eccesso d'aria (e) del 50%. Questo valore è valutato su parametri caratteristici di ottimizzazione della combustione del gas in oggetto. Si ha un effetto salvaguardante rispetto all'impianto, nel quale incideranno temperature più contenute, ed anche rispetto alla formazione di inquinanti si ha un effetto migliorativo, infatti si limita la formazione sia di incombusti che ossidi di azoto NO_x , i quali hanno, tra l'altro, dannosi effetti climalteranti:

$$\alpha_{\text{eff}} = \alpha_{\text{st}} (1 + e) = 25,75$$

1.2 CALCOLO DELLE PORTATE

Nella tabella in seguito si riportano i dati di partenza:

DATI INPUT		
Potenza termica [Q]	30000	[kcal/h]
Potere calorifico inferiore CH4 [H_i]	50020	[J/K]
Temperatura interna ambiente [T_{int}]	18	[°C]
Temperatura esterna [T_{est}]	-8	[°C]
Rendimento di combustione [η]	0,87	[-]

Tab. 1 Dati di partenza

La temperatura massima da mantenere all'interno dell'ambiente e la temperatura esterna sono ricavate dalla norma UNI 5364 per la zona di Torino, in relazione ai valori tipici in periodo invernale.

La potenza termica $Q = 30000 \text{ Kcal/h} = 34,87 \text{ kW}$ è la quota di energia termica per unità di tempo che bisogna garantire come apporto termico all'edificio. È stimata una perdita del 5% della potenza totale, causata dalle dispersioni che ha la caldaia verso l'ambiente in cui è installata.

Si ha quindi una potenza da immettere in caldaia maggiorata della quota parte di perdita, tenendo conto inoltre del rendimento di combustione (η) della caldaia, si può determinare la portata in massa di carburante da introdurre nel combustore:

$$\text{Portata di carburante:} \quad \dot{m}_{fuel} = \frac{Q}{\eta H_i} = 8,01 \cdot 10^{-4} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dove H_i è il potere calorifico inferiore del combustibile utilizzato, Metano (CH_4).

Dal rapporto di ossidazione stechiometrico (α_{st}) si estrae la portata in massa di aria comburente necessaria, maggiorata del 50% per ottenere una combustione completa ed ottimizzata del carburante gassoso a disposizione:

$$\text{Portata d'aria comburente:} \quad \dot{m}_{air,comb} = (1 + e) \alpha_{st} \dot{m}_{fuel} = 2,06 \cdot 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dove $e = 0,5$ è l'eccesso d'aria imposto al combustore.

La combinazione di queste due portate indica la portata di fumi in uscita dal combustore:

$$\text{Portata di fumi:} \quad \dot{m}_{fumi} = \dot{m}_{air,comb} + \dot{m}_{fuel} = 2,14 \cdot 10^{-2} \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Considerando una potenza termica specifica di 38 watt per ogni metro cubo interno dell'edificio, come indicato dalle tabelle per il riscaldamento invernale nella zona di Torino, si deduce un volume interno riscaldabile di circa 915 m^3 (V_{int}) a cui corrispondono 340 m^2 abitabili. Da normativa è definita la portata d'aria di ricambio igienico, che risulta impostata in un ricambio del 60% del volume d'aria interno, ogni ora:

$$\text{Portata d'aria di ricambio:} \quad \dot{m}_{refresh} = \frac{0,6 \rho_{aria} V_{int}}{3600} = 0,187 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Dove $\rho_{aria} = 1,224 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$ è la densità dell'aria a 18°C e 3600 riporta la misura da ore a secondi.

Si avrà quindi una portata \dot{m}_{exit} in uscita dall'edificio che compensa l'apporto di aria in entrata per il ricambio:

$$\text{Portata d'aria in uscita:} \quad \dot{m}_{exit} = \dot{m}_{refresh} - \dot{m}_{air,comb} = 0,167 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Da bilancio di continuità allo scambiatore, si determina la portata in uscita dal miscelatore:

$$\text{Portata in uscita miscelatore:} \quad \dot{m}_{mix} = \dot{m}_{refresh} + \dot{m}_{ric}$$

Dove si hanno incognite \dot{m}_{ric} & \dot{m}_{mix} .

Realizzando un bilancio energetico allo scambiatore di calore, si determina la temperatura dell'aria in uscita dallo stesso:

$$\text{Temperatura in uscita miscelatore:} \quad T_{mix} = \frac{T_{int} \dot{m}_{ric} + T_{ext} \dot{m}_{refresh}}{\dot{m}_{mix}}$$

Facendo infine un bilancio entalpico si verifica che i parametri scelti rispettino le caratteristiche d'impianto richieste:

$$\text{Potenza termica:} \quad Q = \dot{m}_{mix} c_{p,aria} (T_{in} - T_{mix})$$

Metto a sistema le equazioni sovrastanti, scegliendo un valore di \dot{m}_{ric} ed iterando a convergenza verso la potenza termica fissata, si ricava una soluzione chiusa delle grandezze in attenzione, le quali risultano:

$$\begin{cases} \dot{m}_{ric} = 2,157 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ \dot{m}_{mix} = 2,345 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \\ T_{mix} = 289,07 \text{ K} \end{cases}$$

Si riassumono nella seguente tabella, i valori determinati:

DATI OUTPUT		
Portata di carburante [\dot{m}_{fuel}]	$8,01 \cdot 10^{-4}$	[kg/s]
Portata di aria comburente [$\dot{m}_{air,comb}$]	$2,06 \cdot 10^{-2}$	[kg/s]
Portata di fumi [\dot{m}_{fumi}]	$2,14 \cdot 10^{-2}$	[kg/s]
Portata d'aria di ricambio [$\dot{m}_{refresh}$]	0,187	[kg/s]
Portata d'aria in uscita [\dot{m}_{exit}]	0,167	[kg/s]
Portata di ricircolo [\dot{m}_{ric}]	2,157	[kg/s]
Portata in uscita miscelatore [\dot{m}_{mix}]	2,345	[kg/s]
Temperatura in uscita miscelatore [T_{mix}]	289,07	[K]

Tab. 2 Valori delle portate determinati

1.3 CALCOLO DELLA TEMPERATURA DI FIAMMA E DELLA TEMPERATURA DEI FUMI

Per calcolare la temperatura di fiamma si sono fatte le seguenti assunzioni:

1. Condizioni adiabatiche;
2. Si considera il potere calorifico ideale del metano.

In condizioni adiabatiche la temperatura di fiamma può essere calcolata come:

$$T_{fiamma} = \frac{H_i}{(1 + \alpha) c'_p} + T_{reagenti} = 2030 \text{ K}$$

Con:

- H_i potere calorifico inferiore del metano, pari a $50 \frac{MJ}{kg}$
- α rapporto tra la portata d'aria e la portata di combustibile (calcolata precedentemente e pari a $\alpha_{eff} = 25,75$)
- $T_{reagenti}$ la temperatura di ingresso di aria e combustibile assunta pari al valore della temperatura all'interno dell'edificio ($T_{int} = 18^\circ C = 291 \text{ K}$) ipotizzando di avere a disposizione il gas alla stessa temperatura dell'aria
- c'_p il calore specifico della miscela di gas alla temperatura $T_{reagenti}$, calcolata come la media pesata sulle frazioni molari dei calori specifici dei componenti della miscela:

$$c'_p = X_{aria} c_{p,aria} + X_{gas} c_{p,gas} = 1075 \frac{J}{kg \text{ K}}$$

Dove risultano:

- $X_{aria} = \frac{n^\circ \text{ moli di aria}}{n^\circ \text{ moli totale}} = \frac{2(1+e) + 2\left(\frac{79}{21}\right)(1+e)}{2(1+e) + 2\left(\frac{79}{21}\right)(1+e) + 1} = \frac{13.81}{14.81} = 0,9325;$ $c_{p,aria} = 1005 \frac{J}{kg \text{ K}}$
- $X_{gas} = \frac{n^\circ \text{ moli di gas}}{n^\circ \text{ moli totale}} = \frac{1}{2(1+e) + 2\left(\frac{79}{21}\right)(1+e) + 1} = \frac{1}{14.81} = 0,0675;$ $c_{p,gas} = 2080 \frac{J}{kg \text{ K}}$

Mediante il primo principio della termodinamica si può calcolare la temperatura dei fumi in uscita dallo scambiatore di calore (T_{out}):

$$T_{out} = T_{fiamma} - \frac{Q}{\dot{m}_{fumi} c'_p} = 517,2 \text{ K} = 244,1^\circ C$$

Calcolo fatto con un valore di portata dei fumi pari a $2,14 \cdot 10^{-2} \frac{kg}{s}$.

La temperatura dell'aria in ingresso nell'ambiente, T_{in} , è stata presa arbitrariamente pari a $32^\circ C$

1.4 TEMPERATURA MEDIA LOGARITMICA ALL'INTERNO DELLO SCAMBIATORE DI CALORE

Sotto indicazione della normativa Ashrae-28, si pensa di progettare una caldaia up-flow che risulta la più idonea per la nostra applicazione di installazione residenziale in seminterrato. La configurazione di questo tipo di caldaie fa sì che lo scambio termico avvenga in equicorrente. Pertanto, abbiamo usato le seguenti correlazioni per il calcolo della temperatura media logaritmica:

1. $\Delta T_1 = T_{fiamma} - T_{mix} = 1740 \text{ K}$
2. $\Delta T_2 = T_{out} - T_{in} = 212,1 \text{ K}$

Da cui si ottiene:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = 726,0 \text{ K}$$

Se lo scambio termico avvenisse in controcorrente si avrebbero:

1. $\Delta T_1 = T_{fiamma} - T_{in} = 1725 \text{ K}$
2. $\Delta T_2 = T_{out} - T_{mix} = 227,3 \text{ K}$

Da cui si ottiene:

$$\Delta T_{ml} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} = 739,0 \text{ K}$$

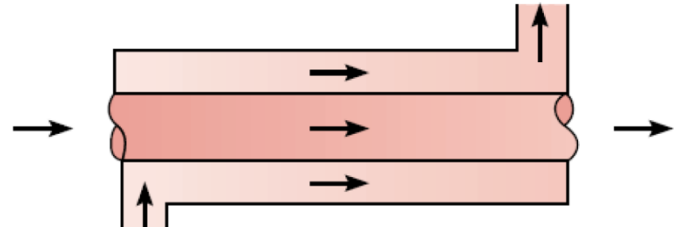


Fig. 3 Schema in equicorrente

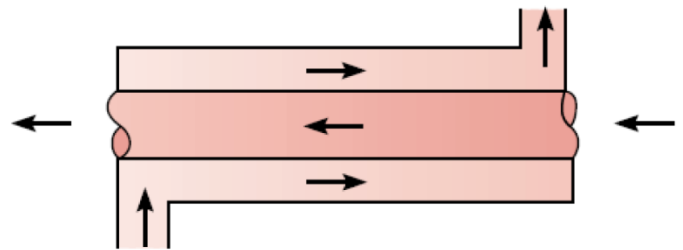


Fig. 4 Schema in controcorrente

1.5 CALCOLO DEI DIAMETRI DELLO SCAMBIATORE DI CALORE

Considerando lo scambiatore di calore come uno scambiatore tubo in tubo, con i fumi nel tubo interno e l'aria da riscaldare in efflusso nella sezione anulare esterna. Ipotizzando una velocità del fluido all'interno dello scambiatore di calore si calcola il diametro delle condutture.

1.5.1 Calcolo del diametro interno tubo 1:

Il diametro interno è stato calcolato ipotizzando una velocità costante del fluido, pari a $w_{fumi} = 2,7 \frac{m}{s}$, all'interno dello scambiatore di calore. La velocità all'interno dei fumi è stata scelta in modo da evitare lo spegnimento della fiamma. La densità del fluido è stata valutata alla temperatura media tra ingresso e uscita:

$$\rho_{gas} = 0,265 \frac{kg}{m^3}$$

$$d_{1,int} = \sqrt{\frac{4 \dot{m}}{\pi w_{gas} \rho_{gas}}} = 103,9 \text{ mm}$$

Si è scelto un diametro del tubo interno di **200 mm**.

1.5.2 Calcolo del diametro esterno tubo 1:

Il diametro esterno del tubo 1 è pari al diametro interno del tubo 1 più due volte lo spessore:

$$d_{1,ext} = d_{1,int} + 2s$$

Il diametro interno del tubo 2 è stato calcolato ipotizzando una velocità costante del fluido, pari a $w_{aria\ sc} = 5,0 \text{ m/s}$, all'interno dello scambiatore di calore. La densità del fluido è stata valutata alla temperatura media tra ingresso e uscita:

$$\rho_{aria} = 1,19 \text{ kg/m}^3$$

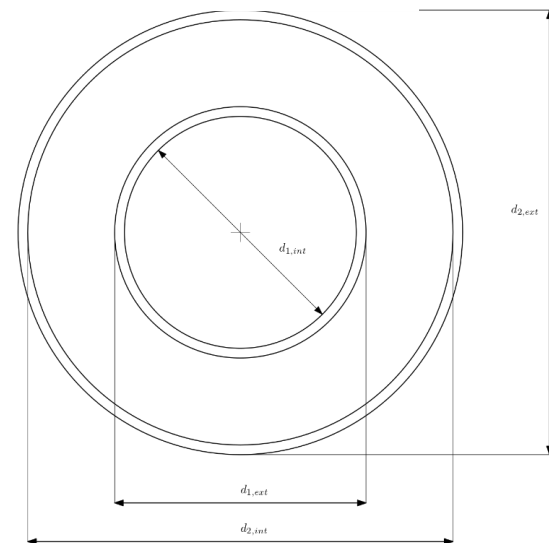


Fig. 5 Diametri scambiatori

$$d_{2int} = \sqrt{\frac{4 \dot{m}_{mix}}{\pi w_{aria,sc} \rho_{aria}}} + d_{1ext}^2 = 760 \text{ mm}$$

Viene scelto un diametro del tubo 2 interno di **800 mm**.

Una volta definita la sezione di deflusso vado a calcolare la velocità effettiva.

1.5.3 Calcolo delle velocità dei fluidi effettive all'interno dello scambiatore di calore:

Le velocità effettive sono state calcolate con la formula, invertita, della portata in massa:

$$w = \frac{\dot{m}}{\rho A}$$

- Velocità aria ambiente nell'anello esterno: $w_{aria,sc} = \frac{\dot{m}_{mix}}{\rho_{aria} A_{ext}} = 4,44 \text{ m/s};$
- Velocità fumi nel tubo interno: $w_{fumi} = \frac{\dot{m}_{fumi}}{\rho_{fumi} A_{int}} = 1,11 \text{ m/s};$

2 DIMENSIONAMENTO DELLO SCAMBIATORE DI CALORE

2.1 DIMENSIONAMENTO SCAMBIATORE DI CALORE SENZA ALETTE

Per poter sfruttare al meglio il calore dei fumi uscenti dalla caldaia si inserisce uno scambiatore di calore di tipo tubo in tubo. La finalità è quella di riscaldare l'aria in uscita dal miscelatore fino alla temperatura T_{in} .

Come ipotesi iniziali si assume che:

- Lo scambiatore di calore sia adiabatico verso l'esterno;
- Il sistema sia stazionario;
- Lungo lo scambiatore la trasmittanza termica non cambi;
- Il calore specifico sia costante lungo lo scambiatore;
- Il calore è scambiato unidimensionalmente.

La potenza termica considerata risulta:

$$\Phi = \dot{m}_{mix} c_{p\text{ aria}} (T_{in} - T_{mix}) = 34866,6 \text{ W}$$

La quale è maggiorata della quota di calore dissipato attraverso le pareti dell'isolante. Ottenendo una $\Phi = 36610 \text{ W}$.

Il materiale utilizzato per lo scambiatore è l'acciaio AISI 1010 ($\lambda_{acciaio} = 49,8 \frac{\text{W}}{\text{m K}}$).

L'obiettivo è quello di calcolare una lunghezza dello scambiatore che garantisca il salto di temperatura desiderato e, allo stesso tempo, permetta di non avere delle dimensioni troppo ingombranti.

2.1.1 Proprietà dei fluidi

È necessario conoscere i valori di alcune proprietà dei fluidi in esame per poter dimensionare lo scambiatore in quanto intervengono nel calcolo dei coefficienti adimensionali. In particolare, bisogna conoscere la densità, la viscosità dinamica, il calore specifico e la conducibilità termica dell'aria e dei fumi alla loro temperatura media all'entrata e all'uscita dallo scambiatore. I valori sono ottenuti mediante interpolazione delle proprietà tabellate.

T	ρ	c_p	$\beta \times 10^3$	k	$\mu \times 10^6$	$\nu \times 10^7$	$\alpha \times 10^7$	Pr
°C	kg/m ³	kJ/kg K	1/K	W/mK	kg/sm	m ² /s	m ² /s	
-200	5.106	1.186	17.24	6.886	4.997	9.786	11.37	0.8606
-180	3.851	1.071	11.83	8.775	6.623	17.20	21.27	0.8086
-160	3.126	1.036	9.293	10.64	7.994	25.58	32.86	0.7784
-140	2.639	1.010	7.726	12.47	9.294	35.22	46.77	0.7530
-120	2.287	1.014	6.657	14.26	10.55	46.14	61.50	0.7502
-100	2.019	1.011	5.852	16.02	11.77	58.29	78.51	0.7423
-80	1.807	1.009	5.227	17.74	12.94	71.59	97.30	0.7357
-60	1.636	1.007	4.725	19.41	14.07	85.98	117.8	0.7301
-40	1.495	1.007	4.313	21.04	15.16	101.4	139.7	0.7258
-30	1.433	1.007	4.133	21.84	15.70	109.5	151.3	0.7236
-20	1.377	1.007	3.968	22.63	16.22	117.8	163.3	0.7215
-10	1.324	1.006	3.815	23.41	16.74	126.4	175.7	0.7196
0	1.275	1.006	3.674	24.18	17.24	135.2	188.3	0.7179
10	1.230	1.007	3.543	24.94	17.74	144.2	201.4	0.7163
20	1.188	1.007	3.421	25.69	18.24	153.5	214.7	0.7148
30	1.149	1.007	3.307	26.43	18.72	163.0	228.4	0.7134
40	1.112	1.007	3.200	27.16	19.20	172.6	242.4	0.7122
60	1.045	1.009	3.007	28.60	20.14	192.7	271.3	0.7100
80	0.9859	1.010	2.836	30.01	21.05	213.5	301.4	0.7083
100	0.9329	1.012	2.683	31.39	21.94	235.1	332.6	0.7070
120	0.8854	1.014	2.546	32.75	22.80	257.5	364.8	0.7060
140	0.8425	1.016	2.422	34.08	23.65	280.7	398.0	0.7054
160	0.8036	1.019	2.310	35.39	24.48	304.6	432.1	0.7050
180	0.7681	1.022	2.208	36.68	25.29	329.3	467.1	0.7049
200	0.7356	1.026	2.115	37.95	26.09	354.7	503.0	0.7051
250	0.6653	1.035	1.912	41.06	28.02	421.1	596.2	0.7063
300	0.6072	1.046	1.745	44.09	29.86	491.8	694.3	0.7083
350	0.5585	1.057	1.605	47.05	31.64	566.5	796.8	0.7109
400	0.5170	1.069	1.486	49.96	33.35	645.1	903.8	0.7137
450	0.4813	1.081	1.383	52.82	35.01	727.4	1015	0.7166
500	0.4502	1.093	1.293	55.64	36.62	803.5	1131	0.7194
550	0.4228	1.105	1.215	58.41	38.19	903.1	1251	0.7221
600	0.3986	1.116	1.145	61.14	39.71	996.3	1375	0.7247
650	0.3770	1.126	1.083	63.83	41.20	1093	1503	0.7271
700	0.3576	1.137	1.027	66.46	42.66	1193	1635	0.7295
750	0.3402	1.146	0.9772	69.03	44.08	1296	1771	0.7318
800	0.3243	1.155	0.9317	71.54	45.48	1402	1910	0.7342
850	0.3099	1.163	0.8902	73.98	46.85	1512	2052	0.7368
900	0.2967	1.171	0.8523	76.33	48.19	1624	2197	0.7395
1000	0.2734	1.185	0.7853	80.77	50.82	1859	2492	0.7458

Tab. 3 Proprietà gas ad 1 atm

Per ipotesi si trattano i fumi come aria. L'assunzione è giustificata dal fatto che la costante dei gas perfetti R riferita ai fumi, calcolata come media pesata delle costanti dei gas perfetti dei singoli prodotti di combustione, è molto simile al valore di R riferito all'aria.

I dati ricavati sono riportati nella seguente tabella:

Aria				Fumi			
Temperature [K]	290	300	298	Temperature [K]	1200	1400	1310
Densità [kg/m ³]	1.224	1.177	1.1864	Densità [kg/m ³]	0.294	0.252	0.2709
Viscosità dinamica [kg/(m s)]	1.8 10 ⁻⁵	1.85 10 ⁻⁵	1.84 10 ⁻⁵	Viscosità dinamica [kg/(m s)]	4.65 10 ⁻⁵	5.09 10 ⁻⁵	4.892 10 ⁻⁵
Calore specifico [J/(kg °C)]	1005	1005	1005	Calore specifico [J/(kg °C)]	1175	1201	1189.3
Conducibilità termica [W/(m °C)]	0.0253	0.0261	0.02594	Conducibilità termica [W/(m °C)]	0.0759	0.0835	0.08008

Tab. 4 Caratteristiche dei fluidi in esame

2.1.2 Coefficienti di scambio termico convettivo

Per poter calcolare i coefficienti di scambio termico convettivo è necessario calcolare il diametro idraulico e il diametro efficace dei tubi.

Il diametro idraulico è dato da:

$$D_{h,int} = d_{1,int} = 0,2 \text{ m}$$

$$D_{h,ext} = 4 \frac{S}{p} = 4 \frac{\frac{\pi}{4} (d_{2,int}^2 - d_{1,ext}^2)}{\pi d_{2,int} + \pi d_{1,ext}} = d_{2,int} - d_{1,ext} = 0,252 \text{ m}$$

Il diametro efficace è dato da:

$$D_{e,int} = d_{1,int} = 0,2 \text{ m}$$

$$D_{e,ext} = 4 \frac{S}{p_{hx}} = 4 \frac{\frac{\pi}{4} (d_{2,int}^2 - d_{1,ext}^2)}{\pi d_{1,ext}} = 0,809 \text{ m}$$

Conoscendo le proprietà geometriche e quelle dei fluidi è possibile calcolare i coefficienti adimensionali:

numero di Reynolds, numero di Prandtl, coefficiente di Darcy, numero di Nusselt, ricordando che internamente passano i fumi, mentre esternamente l'aria:

$$Re_{int} = \frac{\rho_{fumi} w_{fumi} D_{h,int}}{\mu_{fumi}} = 2990$$

$$Re_{ext} = \frac{\rho_{aria} w_{aria,sc} D_{h,ext}}{\mu_{aria}} = 235058$$

$$Pr_{int} = \frac{c_{p,fumi} \mu_{fumi}}{\lambda_{fumi}} = 0,73$$

$$Pr_{ext} = \frac{c_{p,aria} \mu_{aria}}{\lambda_{aria}} = 0,71$$

$$f_{int} = (1,58 \ln(Re_{int}) - 3,28)^{-2} = 0,0114$$

$$f_{ext} = (1,58 \ln(Re_{ext}) - 3,28)^{-2} = 0,0038$$

La formula per il calcolo del numero di Nusselt dipende da numerosi fattori. Nel nostro caso abbiamo un fluido in convezione forzato in regime turbolento. Per fluidi con numero di Prandtl prossimi a 0,7 la formula per il calcolo del numero di Nusselt è la seguente:

$$Nu_{int} = \frac{h_{int} D_{e,int}}{\lambda_{fumi}} = 0,021 Re_{int}^{0,8} Pr_{int}^{0,4} = 11,15$$

$$Nu_{ext} = \frac{h_{ext} D_{e,ext}}{\lambda_{aria}} = 0,021 Re_{ext}^{0,8} Pr_{ext}^{0,4} = 363,38$$

Applicando la formula inversa del numero di Nusselt è possibile calcolare i coefficienti di scambio convettivo:

$$h_{int} = \frac{Nu_{int} \lambda_{fumi}}{D_{e,int}} = 4,46 \frac{W}{m^2 K}$$

$$h_{ext} = \frac{Nu_{ext} \lambda_{aria}}{D_{e,ext}} = 11,64 \frac{W}{m^2 K}$$

2.1.3 Coefficienti di scambio termico per irraggiamento

Viste le alte temperature in gioco, il fenomeno dell'irraggiamento non può essere trascurato. La formula per il calcolo dei coefficienti per lo scambio termico per irraggiamento è costituita da un'equazione non lineare:

$$h_{irr,int} = \varepsilon \sigma (T_{fumi}^2 + T_{1,int}^2) (T_{fumi} + T_{1,int})$$

$$h_{irr,ext} = \varepsilon \sigma (T_{1,ext}^2 + T_{aria}^2) (T_{1,ext} + T_{aria})$$

Dove:

- ε rappresenta l'emissività del materiale (paria a 0,5)
- σ è la costante di Stefan-Boltzmann (pari a $5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$)
- $T_{1,int}$ è la temperatura della superficie interna del tubo interno
- $T_{1,ext}$ è la temperatura della superficie esterna del tubo esterno

Questi due ultimi valori sono legati tra loro dall'equazione della conduzione:

$$T_{1,ext} = T_{1,int} - \Phi \frac{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right)}{2\pi \lambda_{acciaio} L}$$

Come si può vedere il sistema non ha più una sola incognita ma due (L e $T_{1,int}$) e tre equazioni non lineari. Pertanto, si dovrà utilizzare un metodo iterativo per trovare le soluzioni del problema.

2.1.4 Lunghezza dello scambiatore

Per il calcolo della lunghezza dello scambiatore è stato utilizzato un metodo iterativo. Dall'analogia elettrica si ricavano le equazioni che governano il fenomeno: assumiamo che la potenza termica sia la corrente, la differenza di temperature sia il voltaggio e la resistenza termica sia la resistenza elettrica.

Applicando la legge di Ohm tra i nodi rappresentati dalle quattro temperature e scalando il risultato ottenuto della potenza termica otteniamo tre funzioni dipendenti dalle nostre due incognite, ricordando che $Q = \frac{\Delta T}{R}$ e $R = \frac{1}{UA}$:

$$\begin{cases} f_1 = \frac{T_{fumi} - T_{1,int}}{1} - \Phi \\ \frac{(h_{int} + h_{irr,int})\pi d_{1,int} L}{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right)} \\ f_2 = \frac{T_{1,int} - T_{1,ext}}{2\pi \lambda_{acciaio} L} - \Phi \\ f_3 = \frac{T_{1,ext} - T_{aria}}{1} - \Phi \\ \frac{(h_{ext} + h_{irr,ext})\pi d_{1,ext} L}{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right)} \end{cases}$$

L'obiettivo è quello di far convergere tutte le funzioni a zero variando il valore delle incognite, in modo da verificare le equazioni. Per fare ciò definiamo una quarta funzione somma dei quadrati delle prime tre che tramite calcolo iterativo facciamo convergere a zero cambiando i valori di L e $T_{1,int}$:

$$f = f_1^2 + f_2^2 + f_3^2$$

Il sistema converge per $L = 1,233 \text{ m}$ e $T_{1,int} = 1070,4 \text{ K}$.

Possiamo quindi calcolare i valori dipendenti da queste due variabili:

$$T_{1,ext} = 1066,7 \text{ K}, \quad h_{irr,int} = 193 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}, \quad h_{irr,ext} = 47,43 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$$

Come si può notare la lunghezza dello scambiatore è accettabile pertanto, non è necessario l'utilizzo di alette. Tuttavia, a scopo didattico, si svolgono i calcoli anche del dimensionamento con alettatura.

2.1.5 Verifica ϵ -NTU per scambiatore non alettato

Si applica il metodo ϵ -NTU per verificare che con la lunghezza scelta dello scambiatore vi sia effettivamente lo scambio di potenza termica desiderato. Nel caso in cui questa condizione non dovesse essere rispettata si aumenta la lunghezza dello scambiatore fino ad ottenere il flusso termico richiesto.

Si definisce:

$$C_{fumi} = \dot{m}_{fumi} c_{p fumi} = 26,76 \frac{\text{W}}{\text{K}} = C_{min}$$

$$C_{aria} = \dot{m}_{aria} c_{p aria} = 2281 \frac{\text{W}}{\text{K}} = C_{max}$$

$$T_{min} = T_{mix} = 289,9 \text{ K}$$

$$T_{max} = T_{fiamma} = 2030 \text{ K}$$

$$c = \frac{C_{min}}{C_{max}} = 0,0117$$

Calcoliamo la resistenza termica totale dello scambiatore:

$$R_{tot} = \frac{1}{(h_{int} + h_{irr,int})\pi d_{1,int} L} + \frac{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right)}{2\pi\lambda_{acciaio} L} + \frac{1}{(h_{ext} + h_{irr,ext})\pi d_{1,ext} L} = 0,0276 \frac{K}{W}$$

Il parametro NTU è definito come:

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} = \frac{1}{R_{tot}C_{min}} = 1,351$$

Definendo la potenza massima come $\Phi_{max} = C_{min}(T_{max} - T_{min})$, è possibile determinare il coefficiente ε per uno scambiatore controcorrente:

$$\varepsilon = \frac{\Phi}{\Phi_{max}} = \frac{1 - e^{-NTU(1-c)}}{1 - c e^{-NTU(1-c)}} = 0,74$$

Da cui ricaviamo il valore del flusso scambiato:

$$\Phi = \varepsilon\Phi_{max} = 34432 W$$

Come si può vedere il metodo non è verificato in quanto la potenza termica è inferiore al valore richiesto (36610 W). Pertanto, calcoliamo la lunghezza necessaria affinché avvenga questo scambio termico.

Lasciamo come incognita la lunghezza e la temperatura della superficie interna del tubo interno e, come nel caso precedente, troveremo per quale valore di L e $T_{1,int}$ otterremo la Φ desiderata.

Facendo convergere il valore della potenza termica a 36610 W variando L e $T_{1,int}$ otteniamo una soluzione per:

$$L = 1,852 m \text{ e } T_{1,int} = 920,96 K.$$

Essendo maggiore del dato precedentemente calcolato, la lunghezza dello scambiatore sarà effettivamente **1,852 m**.

Di seguito è riportata un elenco di tutti i valori trovati in funzione di queste due variabili:

$$NTU = 1,55$$

$$\varepsilon = 0,786$$

2.2 DIMENSIONAMENTO SCAMBIATORE DI CALORE CON ALETTE

Alle ipotesi fatte precedentemente si aggiungono altre considerazioni:

- lo spessore dell'aletta è trascurabile rispetto le altre dimensioni;
- le punte delle alette sono adiabatiche;
- l'irraggiamento sulle alette è trascurato;
- la temperatura varia solo lungo l'altezza dell'aletta. Lungo la sezione rimane costante.

2.2.1 Parametri di progetto

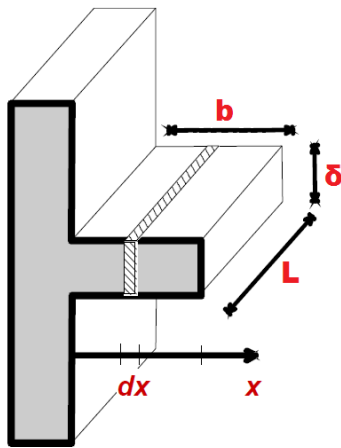


Fig. 6 Dimensioni caratteristiche alettature

In figura sono rappresentate le dimensioni caratteristiche dell'aletta:

- b è l'altezza dell'aletta
- L la lunghezza assiale delle alette
- δ è lo spessore dell'aletta

La schiera di alette viene posta sulla superficie esterna del tubo interno per aumentare la superficie di scambio termico con l'aria. Il materiale è lo stesso del tubo interno.

Per scegliere le dimensioni caratteristiche dobbiamo considerare che:

- il diametro esterno del tubo interno e il diametro interno del tubo esterno costituiscono i limiti dimensionali dell'altezza dell'aletta
- lo spessore dell'aletta non può essere eccessivo poiché per ipotesi è stata considerata costante la distribuzione di temperatura lungo la sezione.

Scegliamo come dati iniziali $b = 0,1$ m e $\delta = 0,003$ m.

Determiniamo il numero massimo di alette che possiamo inserire sulla superficie esterna del tubo interno dello scambiatore:

$$N_{f,max} = \frac{\pi d_{1,ext}}{\delta} = 217$$

Scegliamo un numero di alette pari a 30 per avere una buona percentuale di efficienza.

A questo punto è possibile calcolare le nuove superfici di scambio termico:

$$A_F = 2 b N_f L \text{ [non considero la punta essendo questa adiabatica per ipotesi]}$$

$$A_b = \pi d_{1,ext} L - \delta N_f L$$

$$A_o = A_b + A_F$$

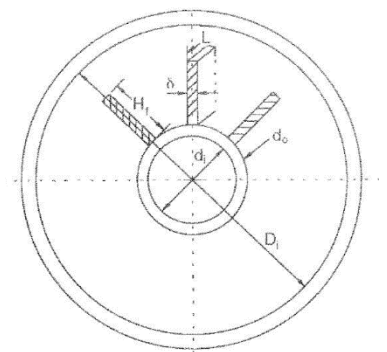


Fig. 7 Schema alettatura tubo

Dove A_F è la superficie laterale delle alette, A_b è la superficie laterale del diametro esterno libera di scambiare termicamente e A_o è la superficie di scambio termico totale.

L'utilizzo di alette comporta una riduzione della sezione del condotto. Ne consegue una velocità maggiore dell'aria così calcolata, usando la proporzione $w':A'=w:A$:

$$w'_{aria,sc} = w_{aria,sc} \frac{\frac{\pi}{4} (d_{2,int}^2 - d_{1,ext}^2)}{\frac{\pi}{4} (d_{2,int}^2 - d_{1,ext}^2) - N_f b \delta} = 15,52 \text{ m/s}$$

Con l'introduzione della schiera di alette variano due parametri precedentemente calcolati: il diametro idraulico esterno (cambia perimetro bagnato e sezione di deflusso) e il diametro efficace esterno (cambia il perimetro attraverso cui si ha scambio termico e sezione di deflusso).

$$D'_{h,ext} = 4 \frac{S}{p} = 4 \frac{\frac{\pi}{4} (d_{2,int}^2 - d_{1,ext}^2) - N_f b \delta}{\pi d_{2,int} + \pi d_{1,ext} + 2 b N_f} = 0,06 \text{ m}$$

$$D'_{e,ext} = 4 \frac{S}{p_{hx}} = 4 \frac{\frac{\pi}{4} (d_{2,int}^2 - d_{1,ext}^2) - N_f b \delta}{\pi d_{1,ext} + 2 b N_f} = 0,07 \text{ m}$$

La conseguenza di questa variazione si traduce in un cambiamento dei coefficienti adimensionali e del coefficiente convettivo. I valori aggiornati sono qui riportati:

$$Re'_{ext} = 60910$$

$$f'_{ext} = 0,005$$

$$Nu'_{ext} = 123$$

$$h'_{ext} = 43,2 \frac{W}{m^2 K}$$

2.2.2 Efficienza dell'aletta

L'efficienza dell'aletta è data dal rapporto tra il flusso termico realmente scambiato e quello scambiato idealmente. Alternativamente l'efficienza della singola aletta è data da:

$$\eta = \frac{\tanh(m b)}{m b} = 0,41$$

Dove m è un parametro calcolato come: $m = \sqrt{\frac{2 h_{ext}}{\delta \lambda_{acciaio}}}$

Per calcolare l'efficienza di tutta la schiera di alette usiamo la seguente formula, ricordando che $\eta_{ov} A_0 = A_b + \eta A_F$ e che $A_b = A_0 - A_F$:

$$\eta_{ov} = 1 - \frac{A_F}{A_0} (1 - \eta) = 1 - \frac{2 b N_f}{\pi d_{1,ext} - \delta N_f + 2 b N_f} (1 - \eta) = 0,46$$

2.2.3 Lunghezza dello scambiatore alettato

Come nel caso di scambiatore senza alette, si cerca la soluzione del sistema tramite metodo iterativo. Le funzioni sono:

$$\left\{ \begin{array}{l} f_1 = \frac{T_{fumi} - T'_{1,int}}{1} - \Phi \\ \frac{(h_{int} + h'_{irr,int}) \pi d_{1,int} L'}{f_2 = \frac{T'_{1,int} - T'_{1,ext}}{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right)} - \Phi} \\ f_3 = \frac{T_{1,ext} - T_{aria}}{1} - \Phi \\ \frac{(h'_{ext} (\pi d_{1,ext} - \delta N_f + 2 b N_f) L' \eta_{ov} + h'_{irr,ext} (\pi d_{1,ext} - \delta N_f) L')}{f_3} \end{array} \right.$$

La funzione f converge a zero per: $L' = 0,723 \text{ m}$ e $T'_{1,int} = 669,4 \text{ K}$. La convergenza è stata calcolata per un numero di alette pari a 30.

Possiamo quindi calcolare i valori dipendenti da queste due variabili: $T'_{1,ext} = 663 \text{ K}$, $h'_{irr,int} = 121,38 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$, $h'_{irr,ext} = 14,38 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$.

Come si può notare, la lunghezza dello scambiatore è quasi dimezzata grazie all'introduzione di poche alette, rendendo minimo un ingombro dello scambiatore già basso.

Per evidenziare come, nel nostro caso, l'irraggiamento incida sullo scambio termico e sulle dimensioni dello scambiatore nell'appendice sono riportati i calcoli effettuati trascurando l'irraggiamento.

3 DIMENSIONAMENTO DELL'IMPIANTO DI VENTILAZIONE

Per calcolare la potenza necessaria ai ventilatori, sono state calcolate le perdite di carico nel sistema di circolazione e scambio termico. Come precedentemente descritto, il compito dei due ventilatori è il seguente:

1. *Ventilatore 1*: deve provvedere alla distribuzione dell'aria trattata all'interno dell'intero ambiente;
2. *Ventilatore 2*: deve provvedere alla movimentazione dell'aria comburente all'interno della camera di combustione e dei fumi all'interno della canna fumaria.

Le cadute di pressione dovute alle perdite di carico possono essere distinte in due contributi: perdite concentrate e perdite distribuite.

Per quanto riguarda il calcolo la caduta di pressione dovuta alle perdite concentrate abbiamo usato la seguente relazione:

$$\Delta p_c = \frac{\Delta \xi \rho w_m^2}{2} \quad (1)$$

Con:

- $\Delta \xi$ il coefficiente di perdita caratteristico della perdita concentrata;
- ρ la densità del fluido;
- $w_m = \frac{\dot{m}}{\rho A}$ velocità media del fluido all'interno del condotto.

Per quanto riguarda le perdite di carico distribuite abbiamo utilizzato la formula di Darcy:

$$\Delta p_d = f \frac{\rho w_m^2}{2} \frac{L}{D_h} \quad (2)$$

Con:

- f il friction factor valutato dal diagramma di Moody in funzione del numero di Reynolds (Re) e della scabrezza relativa (ϵ/D_h);
- $D_h = 4 \frac{A}{p}$ il diametro idraulico del condotto (A = sezione del condotto; p il perimetro bagnato dal fluido), se ho un cilindro il diametro idraulico coincide con il diametro;
- L la lunghezza del condotto;
- $Re = \frac{\rho w_m D}{\mu}$ il numero di Reynolds (μ viscosità dinamica);

La caduta di pressione totale sarà:

$$\Delta p_{tot} = \sum_i \Delta p_{c,i} + \sum_j \Delta p_{d,j} \quad (3)$$

Con la caduta di pressione totale è possibile calcolare la potenza richiesta al ventilatore con la seguente equazione:

$$P = \frac{\Delta p_{tot} \dot{m}}{\rho \eta_v} \quad (4)$$

Con:

- η_v il rendimento del ventilatore che per entrambi i casi si considera pari a 0,8.

3.1 DIMENSIONAMENTO DEL VENTILATORE 1

L'interno dell'abitazione in esame è suddiviso in 4 locali ai quali ipotizziamo di far affluire la stessa portata di aria, pari ad $\frac{1}{4}$ della portata \dot{m}_{mix} , tramite una bocchetta di mandata.

Abbiamo suddiviso l'impianto di ventilazione in 3 componenti:

1. Circuito Primario;
2. Circuito Secondario;
3. Scambiatore di calore;

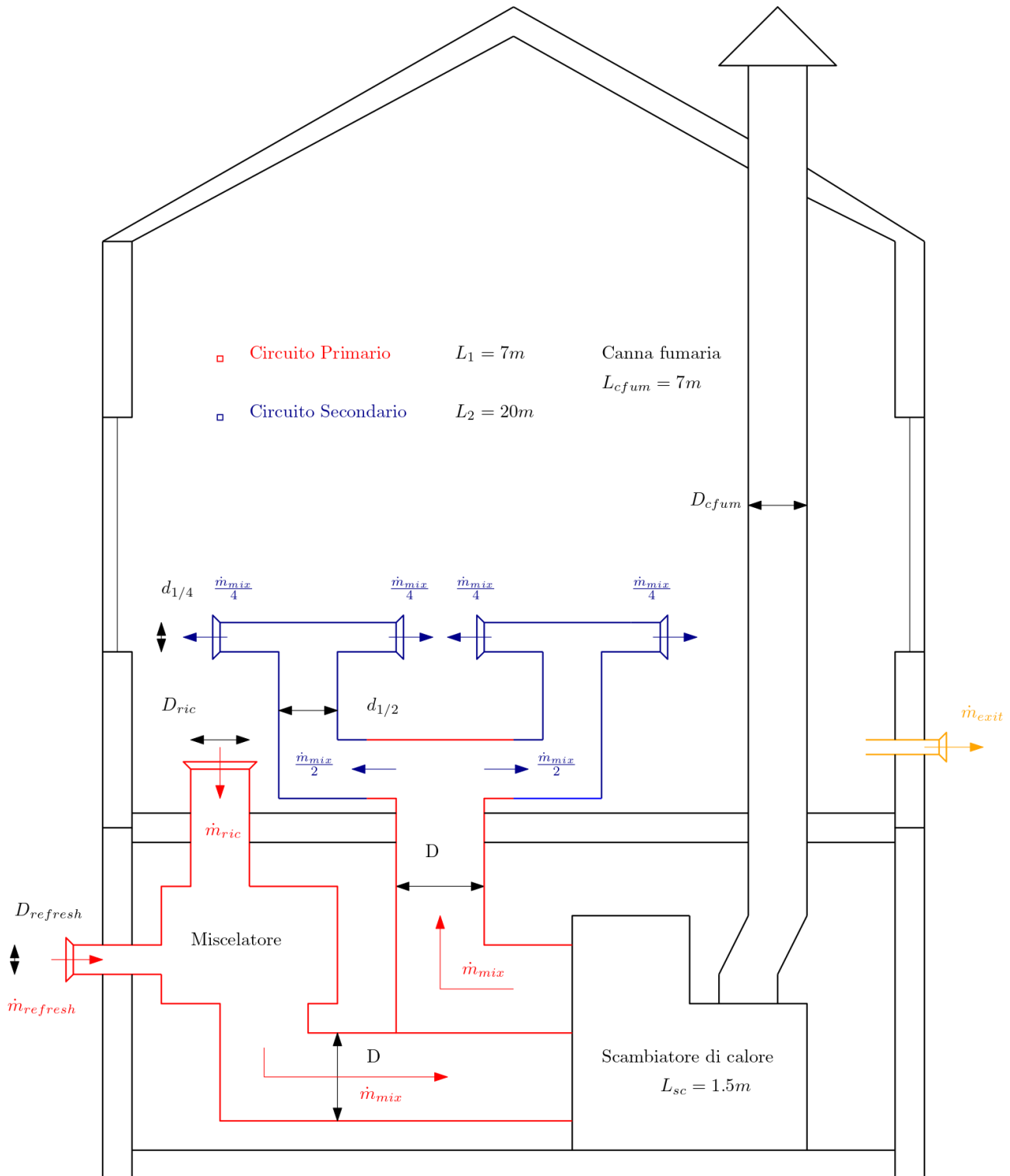


Fig. 8 Disegno schematico impianto di ventilazione

Le perdite di carico concentrate sono date da:

- Circuito Primario:
 - 2 curve con segmento a 90° effettuate dalla portata \dot{m}_{mix} ;
 - Deviazione a T di collegamento tra circuito primario e circuito secondario;
 - Imbocco con invito per la portata $\dot{m}_{refresh}$
 - Imbocco con invito per la portata \dot{m}_{ric}
 - Camera di miscelazione della $\dot{m}_{refresh}$ e \dot{m}_{ric} ;
- Circuito Secondario:
 - 4 sbocchi con invito per portate pari a $\dot{m}_{mix}/4$;
 - 2 curve con segmento a 90° effettuate dalla portata $\dot{m}_{mix}/2$;
 - 2 deviazioni a T;

Le perdite di carico distribuite sono date da:

- Scambiatore di calore;
- Circuito Primario;
- Circuito Secondario.

3.1.1 Calcolo delle perdite di carico concentrate:

Circuito primario:

Per quanto riguarda il circuito primario, si è assunto una velocità di $w_m = 9 \text{ m/s}$, inferiore di 10 m/s per motivi di rumorosità (valore tipico per impianti residenziali). Tramite l'equazione di continuità, considerando una temperatura del fluido uguale alla temperatura media nello scambiatore di calore, si può calcolare il diametro delle condutture che portano la \dot{m}_{mix} :

$$D = \sqrt{\frac{4 \dot{m}_{mix}}{\pi w_m \rho_{aria}}} \approx 520 \text{ mm}$$

Analogamente si può calcolare il diametro per le sezioni che portano la $\dot{m}_{refresh}$ & \dot{m}_{ric} :

$$D_{ric} \approx 500 \text{ mm} \text{ e } D_{refresh} \approx 110 \text{ mm}$$

Tipo di perdita	Coefficiente di perdita (ξ)
Curva con segmento a 90° (2x)	1,3
Deviazione a T	1,4
Imbocco con invito per la portata $\dot{m}_{refresh}$	0,4
Imbocco con invito per la portata \dot{m}_{ric}	0,4
Camera di miscelazione della $\dot{m}_{refresh}$ e \dot{m}_{ric}	1,4

Tab. 5 Coefficienti di perdita concentrata

Le perdite di carico concentrate sono state calcolate con la formula (1) sopra riportata:

Le perdite di carico associate alla portata di aria \dot{m}_{mix} sono $\Delta p_{c,mix} = 259,5 \text{ Pa}$.

Le perdite di carico associate alla portata d'aria $\dot{m}_{refresh}$ sono $\Delta p_{c,refresh} = 21,6 \text{ Pa}$.

Le perdite di carico associate alla portata d'aria \dot{m}_{ric} sono $\Delta p_{c,ric} = 19,6 \text{ Pa}$.

Ne segue che le perdite di carico concentrate associate al circuito primario sono:

$$\Delta p_{c,primario} = 300,8 \text{ Pa}$$

Circuito secondario:

Per quanto riguarda il circuito secondario, si è assunta la medesima velocità di $w_m = 9 \text{ m/s}$. Tramite l'equazione di continuità, considerando una temperatura del fluido uguale alla temperatura di ingresso all'ambiente interno, si può calcolare il diametro delle condutture che portano la $\dot{m}_{mix}/2$:

$$d_{1/2} = \sqrt{\frac{4 \dot{m}_{mix}/2}{\pi w_m \rho_{aria}}} \approx 370 \text{ mm}$$

Analogamente si può calcolare il diametro per le sezioni che portano la $\dot{m}_{mix}/4$:

$$d_{1/4} \approx 270 \text{ mm}$$

Tipo di perdita	Coefficiente di perdita (ξ)
Curva con segmento a 90° (2x)	1,3
Sbocchi con invito (4x)	0,6
Deviazione a T (2x)	1,4

Tab. 6 Coefficienti di perdita concentrata

Le perdite di carico concentrate sono state calcolate con la formula (1) sopra riportata ottenendo le perdite di carico concentrate associate al circuito secondario:

$$\Delta p_{c,secondario} = 154,6 \text{ Pa}$$

Ne segue che le perdite di carico concentrate complessive nell'impianto sono pari a:

$$\Delta p_c = 455,4 \text{ Pa}$$

3.1.2 Calcolo delle perdite di carico distribuite

Circuito primario:

Per il calcolo delle perdite distribuite si è scelto di realizzare le condotte dell'aria in lamiera di alluminio alla quale è associata una scabrezza media della superficie di $\varepsilon = 0,03 \text{ mm}$. Inoltre, considerando verosimili lunghezze delle condotte è stato possibile stimare una lunghezza complessiva del circuito primario pari a 7 m , suddivisi in:

$0,5 \text{ m}$ di condotte a diametro $D_{refresh}$, 2 m di condotte a diametro D_{ric} e $4,5 \text{ m}$ di condotte a diametro D .

Per il calcolo della caduta di pressione dovuta alle perdite di carico distribuite nel circuito, è stato valutato il numero di Reynolds nelle varie sezioni, letto il friction factor dal diagramma di Moody ed infine applicata la formula (2).

Diametro della sezione	Diametro idraulico [mm]	Numero di Reynolds	Friction Factor	Caduta di pressione [Pa]
D	520	$3.03 \cdot 10^5$	0,015	6,2
$D_{refresh}$	110	$7.5 \cdot 10^4$	0,020	4.76
D_{ric}	500	$3.1 \cdot 10^5$	0,015	2.99

Tab. 7 Parametri tubazioni

La caduta di pressione totale nel circuito, dovuta alle perdite distribuite, è la somma delle singole perdite:

$$\Delta p_{d,primario} = 13.99 \text{ Pa}$$

Circuito secondario:

È stata stimata una lunghezza complessiva del circuito secondario pari a **20 m**, suddivisi in:

16 m di condotte a diametro $d_{1/2}$ e 4 m di condotte a diametro $d_{1/4}$.

Per il calcolo della caduta di pressione dovuta alle perdite di carico distribuite nel circuito, è stato valutato il numero di Reynolds nelle varie sezioni, letto il friction factor dal diagramma di Moody e applicata la formula (2).

Diametro della sezione	Diametro idraulico [mm]	Numero di Reynolds	Friction Factor	Caduta di pressione [Pa]
$d_{1/2}$	370	$2.3 \cdot 10^5$	0,016	33.3
$d_{1/4}$	270	$1.6 \cdot 10^5$	0,02	10.38

Tab. 8 Fattori per calcolo perdite

La caduta di pressione totale nel circuito, dovuta alle perdite distribuite, è la somma delle singole perdite:

$$\Delta p_{d,secondario} = 43,7 \text{ Pa}$$

Scambiatore di calore:

Si è valutato di realizzare lo scambiatore in acciaio al quale è associata una scabrezza media di $\varepsilon = 0,09 \text{ mm}$.

Nei casi precedenti il valore del diametro idraulico coincideva con il diametro effettivo del condotto. In questo caso, la geometria del condotto è quella di una corona circolare con alette interne.

Pertanto, il calcolo del diametro idraulico sarà dato dalla espressione:

$$D_h = 4 \frac{S}{p} = 4 \frac{\frac{\pi}{4} (d_{2,int}^2 - d_{1,ext}^2) - N_f b \delta}{\pi D_{ext} + \pi D_{int} + 2b N_f} = 0.009 \text{ m}$$

Con:

- N_f il numero delle alette;
- b l'altezza dell'aletta in direzione radiale;
- δ la larghezza dell'aletta.

Per il calcolo della caduta di pressione dovuta alle perdite di carico distribuite nello scambiatore di calore, si è valutato il numero di Reynolds, letto il friction factor dal diagramma di Moody ed impiegata la formula (2).

Diametro idraulico [mm]	Numero di Reynolds	Friction Factor	Caduta di pressione [Pa]
9	$1.2 \cdot 10^4$	0.04	311.15

Tab. 9 Parametri nello scambiatore

3.1.3 Calcolo delle perdite di carico totali e della potenza Ventilatore 1

Dalla relazione (3) si è calcolato la caduta di pressione totale dovuta alle perdite di carico:

$$\Delta p = 824.2 \text{ MPa}$$

Si è poi utilizzata la relazione (4) per il calcolo della potenza richiesta dal ventilatore:

$$P_{v1} = 1.97 \text{ kW}$$

3.2 DIMENSIONAMENTO VENTILATORE 2

3.2.1 Calcolo delle perdite di carico distribuite

Per il calcolo delle perdite di carico distribuite nello scambiatore di calore sono state valutate le proprietà del fluido alla temperatura media tra la temperatura di uscita dei fumi dallo scambiatore di calore (T_{out}) e la temperatura di fiamma (T_{fiamma}).

Per il calcolo delle perdite di carico nella canna fumaria è stata valutata una temperatura intermedia tra quella di uscita dallo scambiatore di calore (T_{out}), valutata nel capitolo 5.4 e la temperatura di uscita dei fumi dal camino (T_{outcf}).

Il diametro idraulico, in questo caso, è pari al diametro dei condotti. Il materiale considerato per il tubo interno dello scambiatore di calore e della canna fumaria è un acciaio con una scabrezza $\varepsilon = 0,09 \text{ mm}$.

Dopo aver calcolato il numero di Reynolds abbiamo valutato il friction factor da diagramma di Moody.

Infine, abbiamo calcolato le perdite di carico distribuite con la formula (2):

	D [mm]	ε/D	Re	f	Δp [Pa]
Canna fumaria	200	$4,5 \cdot 10^{-4}$	5120	0,038	0,44
Scambiatore di calore	6.35	$3,0 \cdot 10^{-4}$	153	0,42	289.7

Tab. 10 Parametri in canna fumaria & scambiatore

Sommando i contributi di perdita, si ottiene una caduta di pressione totale dovuta alle perdite di carico distribuite pari a:

$$\Delta p_d = 290.1 \text{ Pa}$$

3.2.2 Calcolo delle perdite di carico concentrate

Per il calcolo delle cadute di pressione dovute alle perdite di carico concentrate sono state considerate 2 curve con spigolo vivo a 30° per i condotti della canna fumaria e un imbocco con invito, i cui coefficienti di perdita sono riportati nella seguente tabella:

Tipo di perdita	Coefficiente di perdita
Curva con spigolo vivo a 30° (2x)	0,4
Imbocco con invito	0,4

Tab. 11 Coefficienti perdita spigoli vivi

Le perdite di carico sono quindi state calcolate con la formula (1): $\Delta p_c = 0,26 \text{ Pa}$

3.2.3 Calcolo delle perdite di carico totali e della potenza Ventilatore 2

Dalla relazione (3) è stata calcolata la caduta di pressione totale dovuta alle perdite di carico:

$$\Delta p = 290.4 \text{ Pa}$$

È stata poi utilizzata la relazione (4) per il calcolo della potenza richiesta dal ventilatore:

$$P_{v2} = 30.3 \text{ W}$$

4 DEFINIZIONE DEGLI STRATI ISOLANTI

4.1 SCELTA MATERIALE

Lo strato isolante, che avvolge la parete esterna della caldaia, deve minimizzare le perdite per una quota pari al 5% della potenza termica emessa dalla caldaia:

$$\phi_{diss} = 5\% Q = 0,05 \cdot 34,87 = 1,74 \text{ kW}$$

Per il materiale del tubo si è deciso di utilizzare un acciaio AISI 1010, scelto da tabelle che presenta i seguenti coefficienti:

$$\lambda_{acc} = 49,8 \frac{W}{m \cdot K} \text{ [Conducibilità]} \quad \& \quad \varepsilon_{acc} = 0,55 \text{ [Emissività]}$$

Dove l'emissività è presa come valore tipico dell'acciaio alla temperatura stimata d'esercizio. Si è scelto inoltre di verniciare internamente il tubo 2 con un prodotto che rifletta quasi completamente l'irraggiamento proveniente dal tubo 1, così che come effetto complessivo tutto il flusso termico di irraggiamento vada ad investire l'aria in transito.

Proprietà	[W/mK]
Conducibilità termica	49.8

Tab. 12 Conducibilità termica acciaio AISI 1010

Per quanto concerne l'isolante, si è optato inizialmente per la fibra di vetro, così da avere dei valori sui quali impostare il calcolo. Questo materiale presenta la seguente conducibilità termica tabellata:

$$\lambda_{iso} = 0,038 \frac{W}{m \cdot K}$$

4.2 COEFFICIENTE DI CONDUCIBILITÀ, CONDUTTIVITÀ ED EMISSIVITÀ

Come semplificazione, si è considerato l'emissività dei fumi pari a quella dell'aria, che risulta $\varepsilon_{fumi} \approx \varepsilon_{aria} \approx 0,4$

Per quanto riguarda la sezione anulare tra il tubo interno e quello esterno, si distinguono due coefficienti di scambio termico convettivo: il primo riferito alla parete esterna del tubo 1, il secondo riferito alla parete interna del tubo 2. Per il tubo 2 si è scelto lo stesso materiale del tubo 1, di cui si è ipotizzato uno spessore di 3 mm.

In riferimento al calcolo dell'isolante termico, è necessario il coefficiente convettivo della parete interna del tubo 2 denominata h_{2int} . Il procedimento per la determinazione di questo parametro è analogo a quanto fatto in precedenza per determinare h_{1int} . Si utilizza la definizione del numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{h_{2int} d_{2int}}{\lambda_{aria}}$$

Di seguito si indicano i dati utilizzati. Notare che la temperatura utilizzata per determinare le proprietà è la media tra la T_{mix} e T_{in} , pari a 297K:

- $d_{2int} = 0,46 \text{ m}$
- $\lambda_{aria} = 0,0261 \frac{W}{m \cdot K}$
- $w_{aria} = 15,52 \frac{m}{s}$
- $v_{aria} = 1,54 \cdot 10^{-5} \frac{m^2}{s}$
- $Pr_{aria} = 0,7126$
- $Re_{aria} = 463378,07$
- $Nu_{aria} = 625,325$

Da cui si ottiene: $h_{2int} = 35,26 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$

4.3 DETERMINAZIONE DELLO STRATO ISOLANTE

A questo punto è possibile impostare un'analogia elettrica che tenga conto di tutti i meccanismi di scambio di calore in gioco, per il bilancio termodinamico del sistema, conoscendo il flusso termico e le temperature -interna media dell'aria in riscaldamento e esterna dell'ambiente seminterrato-.

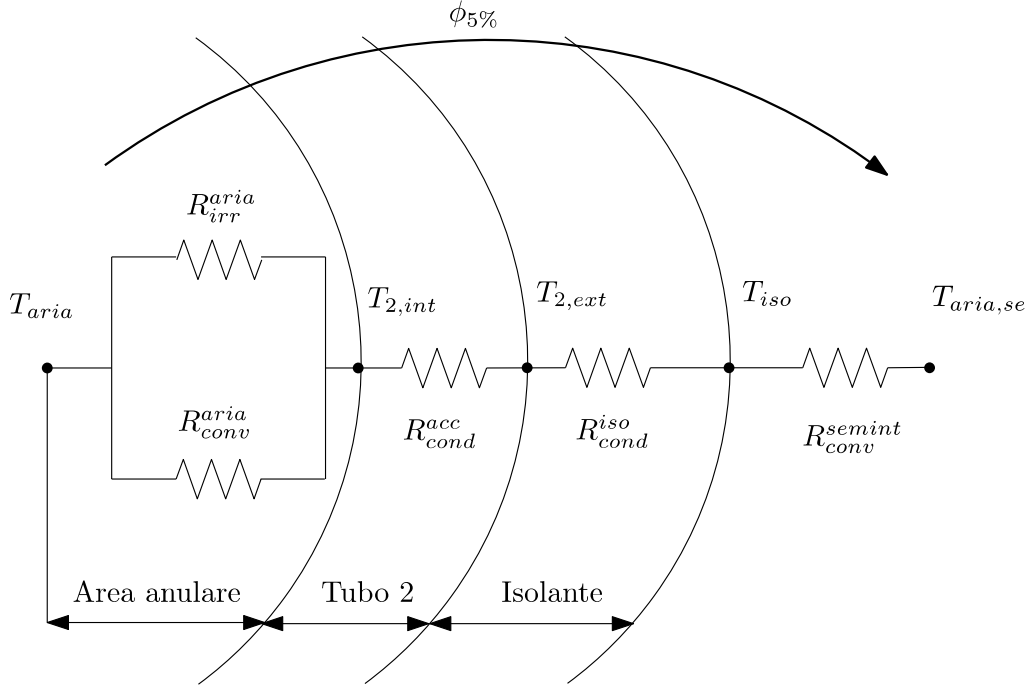


Fig. 9 Schema di analogia elettrica dello scambio termico tra caldaia ed ambiente seminterrato

Impostando l'equazione della resistenza totale dell'aria:

$$R_{aria} = \frac{1}{\frac{1}{R_{conv}^{aria}} + \frac{1}{R_{irr}^{aria}}} = \frac{1}{A_{aria} (h_{2int} + h_{irr})}$$

Dove: $A_{aria} = \frac{\pi (d_{2int} + d_{1ext}) L}{2}$

Da cui si ricava un coefficiente di scambio termico di irraggiamento:

$$h_{irr} = \varepsilon_{aria} \sigma_B (T_{aria} + T_{2int}) (T_{aria}^2 + T_{2int}^2)$$

Per l'irraggiamento si è adottata la formulazione dello scambio tra un piccolo oggetto ed una grande cavità essendo il fattore di vista 1.

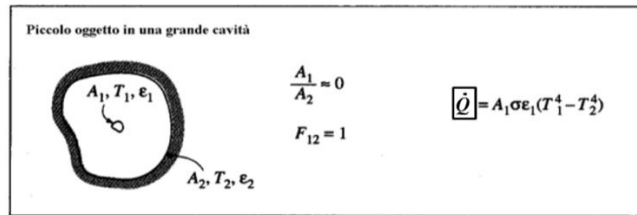


Fig. 10 Formulazione del flusso termico per le diverse geometrie

Tuttavia, come detto prima si è deciso di utilizzare una vernice completamente riflettente, in questo modo il contributo dell'irraggiamento risulta trascurabile.

Con questi valori, sapendo il flusso di calore che si disperde, si può ricavare per convergenza la temperatura di parete interna del tubo 2, dall'equazione:

$$\phi_{5\%} = (T_{aria} - T_{2\,int}) h_{2\,int} A_{aria}$$

Dove: $T_{aria} = \frac{T_{mix} + T_{in}}{2} = 297,5\,K$

A questo punto si è notato che il flusso di calore verso l'esterno risulta nettamente inferiore rispetto a quello ipotizzato inizialmente, pari al 5% della potenza nominale.

Si è così calcolato il flusso che si avrebbe in assenza di isolante variando la temperatura della parete interna del tubo 2 in modo che il flusso dovuto alla convezione tra tubo 2 e aria anulare fosse uguale al flusso conduttivo e convettivo tra il tubo 2 e il seminterrato. Il flusso perso in assenza di isolante risulta pari al 0,2% della potenza nominale. Si è quindi imposto un flusso perso pari al 0,1% in modo da poter calcolare lo strato isolante.

L'equazione scritta in precedenza diventa:

$$\phi_{0,1\%} = (T_{aria} - T_{2\,int}) h_{2\,int} A_{aria}$$

E quindi: $T_{2, int} = T_{aria} - \frac{\phi_{0,1\%}}{h_{2\,int} A_{aria}}$

Similmente si procede nell'analogia elettrica calcolando la resistenza totale fornita dal tubo, isolante ed aria:

$$R_{tot} = R_{cond}^{acc} + R_{cond}^{iso} + R_{conv}^{semit} = \frac{\ln\left(\frac{d_{2ext}}{d_{2int}}\right)}{2\pi L \lambda_{acc}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{iso}}{d_{2ext}}\right)}{2\pi L \lambda_{iso}} + \frac{1}{h_{aria,se} \pi d_{iso} L}$$

Come sopra, si è impostata una convergenza per verificare che la temperatura dell'ambiente seminterrato sia quella per cui il flusso termico disperso sia effettivamente lo 0,1% della potenza erogata:

$$\phi_{0,1\%} = \frac{T_{2int} - T_{aria,se}}{R_{tot}}$$

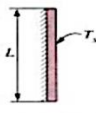
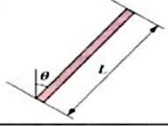

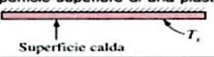
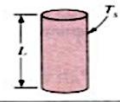

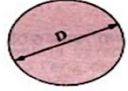
Da questa equazione risultano due incognite, d_{2iso} e h_{aria} . Si è quindi eseguito un ciclo iterativo in cui è stato impostato un valore di primo tentativo del coefficiente convettivo dell'aria nello scantinato pari a: $h_{aria} \approx 10$.

Per la temperatura del seminterrato, $T_{aria,se}$, si imposta quindi il bilancio termico tra la parete esterna dell'isolante e l'ambiente seminterrato, le cui pareti sono stimate ad una temperatura di 8°C, valore in ragione di una temperatura media del terreno considerando caratteristiche ambientali della zona di interesse. Risulta, quindi, una temperatura dell'aria nel seminterrato di 10°C.

Da queste equazioni si determinano una temperatura del tubo 2 esterno di primo tentativo tramite le quali sarà possibile ricavare un coefficiente convettivo più preciso dalla relazione di Nusselt:

$$Nu_{aria,se} = \frac{h_{aria,se} d_{iso,ext}}{\lambda_{aria}}$$

¹ Calcolato come $\phi = \frac{(T_{aria} - T_{aria,se})}{R_{tot}}$

Geometria	Lunghezza caratteristica δ	Campo di Ra	Numero di Nusselt
Piastra verticale 	L	$10^4 \div 10^9$ $10^8 \div 10^{10}$ Campo intero	$Nu = 0.59 Ra^{1/4}$ (13.9) $Nu = 0.1 Ra^{1/3}$ (13.10) $Nu = \left\{ 0.825 + \frac{0.387 Ra^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \right\}^2$ (13.11) (complessa ma più accurata)
Piastra inclinata 	L		Usare le equazioni della piastra verticale come primo grado di approssimazione Sostituire g con g cos theta per Ra < 10^5
Piastra orizzontale (Area della superficie A e perimetro p) a) Superficie superiore di una piastra calda (o superficie inferiore di una piastra fredda) 	A/p	$10^4 \div 10^7$ $10^5 \div 10^{11}$	$Nu = 0.54 Ra^{1/4}$ (13.12) $Nu = 0.15 Ra^{1/3}$ (13.13)
b) Superficie inferiore di una piastra calda (o superficie superiore di una piastra fredda) 		$10^5 \div 10^{11}$	$Nu = 0.27 Ra^{1/4}$ (13.14)
Cilindro verticale 	L		Un cilindro verticale può essere trattato come una piastra verticale quando $D \geq \frac{35L}{Gr^{1/4}}$ (13.15)
Cilindro orizzontale 	D	$10^5 \div 10^{12}$	$Nu = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra^{1/4}}{[1 + (0.559/Pr)^{9/16}]^{4/9}} \right\}^2$ (13.16)
Sfera 	$\frac{1}{2} \pi D$	$Ra \leq 10^{11}$ (Pr ≥ 0.7)	$Nu = 2 + \frac{0.589 Ra^{1/4}}{[1 + (0.492/Pr)^{9/16}]^{4/9}}$ (13.17)

Tab. 13 Correlazioni empiriche numero di Nusselt

Dove:

- λ_{aria} : conducibilità termica dell'aria alla temperatura del seminterrato, la quale si ricava da grafici;
- $Nu_{aria_{se}}$: numero di Nusselt calcolato con la formula per cilindri, valida per valori di Ra (Rayleigh) compresi tra $10^5 \div 10^{12}$.

$$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 Ra^{\frac{1}{4}}}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr} \right)^{\frac{9}{16}} \right]^{\frac{8}{27}}} \right\}^2$$

Nella quale, compaiono altri numeri adimensionati:

- Pr: tabellato rispetto alla temperatura;
- $Ra = Gr \cdot Pr$

Nella quale:

$$Gr = \frac{g \beta (T_{iso} - T_{aria_{se}}) d_{iso_{ext}}^3}{\nu^2}$$

Dove:

- g: è la costante di accelerazione gravitazionale;
- ν : è la viscosità cinematica, funzione della temperatura;
- β : è il coefficiente di dilatazione termica dell'aria:

$$\beta = \frac{1}{\nu} \cdot \frac{d\nu}{dT} \Big|_{p=const}$$

Dalla questa formulazione si ricava che per i gas perfetti il coefficiente di dilatazione termica è inversamente proporzionale alla temperatura:

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

Girando la formula di Nusselt è stato possibile trovare il valore di $h_{aria_{se}}$ e sostituirlo al valore ipotizzato precedentemente e ripetere i calcoli.

Questo procedimento è stato eseguito fino alla stabilizzazione del coefficiente convettivo.

Nei calcoli si ha:

- h_{1int} : coeff. di scambio termico convettivo fumi;
- A_{1int} : superficie interna del tubo 1;
- d_{2int} : diametro interno tubo 2;
- d_{2ext} : diametro esterno tubo 2;
- d_{iso} : diametro esterno isolante;
- σ_B : costante di Boltzmann, $5,67 \cdot 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4}$;
- ε_{acc} : emissività del materiale della tubazione;
- $\varepsilon_{fumi} = \varepsilon_{aria}$: emissività dei fumi;
- λ_{acc} : conducibilità del materiale della tubazione;
- T_{2int} : temperatura della parete interna del tubo 2;
- $T_{2ext} = T_{iso}$: temperatura della parete esterna del tubo 2.

Risulta quindi uno spessore finale di isolante pari a $s_{iso} = 30 \text{ mm}$

5 BILANCIO TERMICO COMPLESSIVO

5.1 STRATIGRAFIA PARETI:

Di seguito è riportato un esempio di calcolo per trasmittanze di pareti che rispettino le normative. Noti spessori e conducibilità dei diversi materiali abbiamo calcolato la trasmittanza della parete con la formula:

$$U_i = \left(\sum_{j=1}^{n_s} \frac{s_j}{\lambda_j} \right)^{-1}$$

Dove: S=spessore

λ =conducibilità termica

In questa trattazione abbiamo considerato un ambiente interno secondo lo schema in *figura 6* dove l'ambiente da riscaldare è isolato dalle pareti esterne, il tetto e il pavimento che separa l'ambiente dal seminterrato considerato alla temperatura costante di 10°C.

Sono stati inizialmente considerati i seguenti materiali per le diverse superfici in modo tale da rispettare la normativa vigente (Decreto 11 gennaio 2017) sulle trasmittanze delle superfici vetrate ed opache per la zona di Torino (zona E).

	Materiali	Spessore s [mm]	Conducibilità λ [W/mK]	Trasmittanza U [W/m ² K]
Pareti esterne				0.295
	Intonaco	20	0.7	
	Mattone forato	80	0.36	
	Intercapedine con isolante	120	0.045	
	Laterizio	250	0.55	
	Intonaco	20	0.9	
Pavimento				0.827
	Piastrelle	15	1	
	Massetto	50	1.4	
	Fibra di Juta	22	0.05	
	Cemento alleggerito	70	0.45	
	Solaio in latterocemento	240	0.462	
	Intonaco di gesso	15	0.35	
Tetto				0.366
	Malta in gesso	20	0.29	
	Soletta in cemento armato	200	1.91	
	Barriera al vapore in bitume	2	0.17	
	Fibra di vetro	40	0.04	
	Intercapedine d'aria	40	0.026	
	Copertura in tegole	10	0.99	

Tab. 17 Stratigrafia Pareti

Nel nostro caso, invece, ipotizziamo di installare la nostra caldaia ad aria in un edificio vecchio con pareti sottili multistrato i cui spessori e valori di conducibilità sono riportati nella *tabella 18*.

	Materiali	Spessore s [mm]	Conducibilità λ [W/mK]	Trasmittanza U [W/m ² K]
Pareti				6.55
	Intonaco	10	0.9	
	Muratura in pietra	300	2.3	
	Intonaco	10	0.9	
Pavimento				11.41
	Marmo	15	3.0	
	Cemento armato	190	2.3	
Tetto				9.70
	Intonaco	10	0.9	
	Cemento armato	200	2.3	
	Coppi	10	2.0	

Tab. 18 Stratigrafia Pareti

5.2 SUPERFICI VETRATE:

Per il calcolo della trasmittanza delle finestre abbiamo ipotizzato una superficie vetrata di 100 m^2 (si nota che il parametro aero-illuminante di 1/8 secondo il decreto ministeriale del 5 luglio 1975, a fronte di 213 m^2 di superficie calpestabile è nettamente soddisfatto). Questa superficie vetrata è stata suddivisa in 10 finestre, due per facciata, uguali di dimensioni: $5.0 \times 2.0 \text{ m}$. La trasmittanza della finestra è stata calcolata con la seguente formula:

$$U_{\text{window}} = \frac{U_{\text{glass}}A_{\text{glass}} + U_{\text{frame}}A_{\text{frame}} + L_{\text{glass}}u_{\text{glass}}}{A_{\text{glass}} + A_{\text{frame}}} = 6.14 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Dove:

- $U_j A_j$ la trasmittanza del materiale j -esimo per la superficie j -esima;
- $L_{\text{glass}} u_{\text{glass}}$ la trasmittanza lineare del telaio per il perimetro della superficie vetrata: questo termine tiene conto dei ponti termici

I valori per la singola finestra sono riportati nella tabella 18:

Area Telaio A_{frame}	2.19 m^2	Trasmittanza telaio U_{frame}	$7.0 \text{ W/m}^2\text{K}$
Area Vetro A_{glass}	10 m^2	Trasmittanza vetro U_{glass}	$5.8 \text{ W/m}^2\text{K}$
Perimetro vetro L_{glass}	14.0 m	Trasmittanza lineare u_{glass}	0.11 W/mK

Tab. 18 Trasmittanza finestra

5.3 BILANCIO TERMICO COMPLESSIVO:

Applicando il primo principio della termodinamica all'ambiente interno possiamo scrivere:

$$\Phi_c + \dot{m}_{\text{mix}} c_p (T_{\text{in}} - T_{\text{int}}) + \Phi_f + \Phi_p + \Phi_t + \Phi_s = 0$$

Dove:

- $\Phi_c = U_c A_c \Delta T_c$ il flusso che entra nell'ambiente dalla canna fumaria;
- $\Phi_f = U_f A_f \Delta T$ il flusso che esce dall'ambiente attraverso le superfici vetrate;
- $\Phi_p = U_p A_p \Delta T$ il flusso che esce dall'ambiente attraverso le pareti esterne;
- $\Phi_s = U_s A_s \Delta T_s$ il flusso che esce dall'ambiente attraverso il pavimento.

- $\Phi_t = U_t A_t \Delta T$ il flusso che esce dall'ambiente attraverso tetto;

Per il calcolo delle trasmittanze complessive delle pareti esterne e del tetto abbiamo considerato, secondo normativa UNI 10344, resistenze termiche liminari per il lato interno $R_{int} = 0.10 \text{ K/W}$ e per il lato esterno $R_{ext} = 0.02 \text{ K/W}$. Abbiamo considerato trascurabile il contributo convettivo nello scambio termico tra il seminterrato e l'ambiente interno e nello scambio attraverso le superfici vetrate.

5.3.1 Calcolo dei flussi:

- $\Phi_f = U_f A_f \Delta T = U_{window} A_{glass} (T_{ext} - T_{int}) = -15\,969.0 \text{ W}$;
- $\Phi_p = U_p A_p \Delta T = \frac{\Delta T}{R_{tot}} = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{int} + \frac{1}{U_{pe} A_{pe}} + R_{ext}} = -214.0 \text{ W}$;
- $\Phi_s = U_s A_s \Delta T_s = U_s A_s (T_{sem} - T_{int}) = -19\,431.9 \text{ W}$;
- $\Phi_t = U_t A_t \Delta T = \frac{\Delta T}{R_{tot}} = \frac{T_{ext} - T_{int}}{R_{int} + \frac{1}{U_t A_t} + R_{ext}} = -215.85 \text{ W}$;
- $\dot{m}_{mix} c_p (T_{in} - T_{int}) = 31\,934.8 \text{ W}$;

5.4 CALCOLO DEL FLUSSO TERMICO CANNA FUMARIA

Per il calcolo del flusso termico attraverso la canna fumaria abbiamo considerato le seguenti modalità di scambio termico:

- Interno canna fumaria: convezione forzata, irraggiamento;
- Spessore canna fumaria: conduzione;
- Esterno canna fumaria: convezione naturale, irraggiamento.

Il sistema così impostato è schematizzabile, secondo l'analogia elettrica con il seguente circuito:

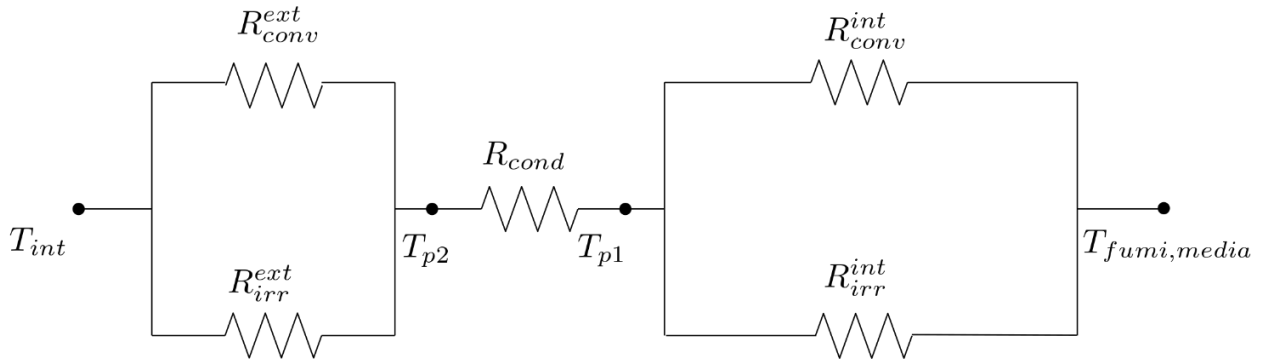


Fig. 11 Analogia elettrica scambio di calore nella canna fumaria

Per quanto riguarda lo scambio termico abbiamo considerato una prima altezza di 2 metri della canna fumaria completamente coibentata per motivi di sicurezza. Inoltre, la canna fumaria è stata posizionata al centro dell'ambiente interno. Ne risulta un tratto di scambio termico di lunghezza $L_\phi = 3.3 \text{ m}$.

Per il calcolo delle proprietà dei fumi abbiamo considerato, per semplicità, la temperatura media tra ingresso e uscita. Da notare che la temperatura di uscita dei fumi rappresenta un'incognita del problema (Nel capitolo 3 abbiamo considerato inizialmente una temperatura di uscita dei fumi di primo tentativo che poi è stata corretta con il valore ottenuto da questo calcolo). Per risolvere il sistema, abbiamo impostato un sistema di due equazioni ottenute applicando il primo principio della termodinamica ricavando:

1. $\Phi_c = \dot{m} c_p (T_{out\ sc} - T_{exit})$
2. $\Phi_c = \frac{T_{fumi\ media} - T_{p1}}{R_{int}} = \frac{T_{p1} - T_{p2}}{R_{cond}} = \frac{T_{p2} - T_{int}}{R_{ext}}$;

Le incognite di questo problema sono: Φ_c , T_{exit} , T_{p1} , T_{p2} .

5.4.1 Resistenze termiche

La resistenza termica interna R_{int} è la resistenza equivalente di un circuito che vede in parallelo la resistenza termica dovuta alla convezione forzata all'interno della canna fumaria R_{conv}^{int} e la resistenza termica dovuta all'irraggiamento R_{irr}^{int} , da cui si ottiene:

$$R_{int} = \frac{1}{(h_{irr}^{int} + h_{conv}^{int})} \frac{1}{A_{int}}$$

Per il calcolo del coefficiente convettivo h_{conv}^{int} e di quello dovuto all'irraggiamento h_{irr}^{int} abbiamo usato le correlazioni utilizzate in precedenza.

La resistenza dovuta alla conduzione è stata calcolata con la formula che si riferisce alla geometria cilindrica:

$$R_{cond} = \frac{\ln\left(\frac{d_e}{d_i}\right)}{2\pi k_m L_\phi}$$

La resistenza termica esterna R_{ext} è la resistenza equivalente di un circuito che vede in parallelo la resistenza termica dovuta alla convezione naturale all'esterno della canna fumaria R_{conv}^{ext} e la resistenza termica dovuta all'irraggiamento R_{irr}^{ext} , da cui si ottiene:

$$R_{ext} = \frac{1}{(h_{irr}^{ext} + h_{conv}^{ext})} \frac{1}{A_{ext}}$$

Dove:

- $h_{irr}^{ext} = \epsilon \sigma (T_{p2}^2 + T_{int}^2)(T_{p2} + T_{int})$;

- $h_{conv}^{ext} = \frac{Nu_{ext} \lambda_{aria}}{D_{e,ext}}$ con:

- $Nu_{ext} = 0.1 (Gr Pr)^{1/3}$ valida per $(Gr Pr)$ compreso tra 10^9 e 10^{13} .

È stato possibile utilizzare tale correlazione (per parete verticale) siccome il diametro della canna fumaria rispettava la seguente disequazione:

$$D_{cannafumaria} \geq \frac{35 L_{cannafumaria}}{Gr^{\frac{1}{4}}}$$

- $Gr = \frac{g \beta L_\Phi^3 (T_{p2} - T_{int})}{\nu^2}$

numero adimensionale di Grashof con g l'accelerazione di gravità, β il coefficiente di dilatazione termica, T_{p2} la temperatura di parete, T_{int} la temperatura del fluido nelle condizioni non disturbate, L l'altezza della parete e ν la viscosità cinematica;

- Pr il numero di Prandtl;

5.4.2 Risoluzione del sistema

Abbiamo impostato un calcolo iterativo che ha fornito i seguenti risultati (Tab. 19):

Temperatura uscita fumi	T_{exit}	149.2 °C
Temperatura parete interna	T_{p1}	346.5 °C
Temperatura parete esterna	T_{p2}	44.9 °C
Flusso termico canna fumaria	Φ_c	3850.0 W

Tab. 19 Temperature e flusso di calore della canna fumaria

5.4.3 Bilancio termico dell'ambiente

Per verificare il bilancio termico dell'ambiente abbiamo valutato il primo principio per sistemi aperti considerando i diversi flussi che erano presenti nel volume di controllo ambiente.

I flussi entranti sono stati considerati positivi mentre i flussi uscenti negativi.

$$\Phi_t + \Phi_p + \Phi_s + \Phi_f + \Phi_c + \dot{m}_{mix}c_p(T_{in} - T_{int}) = 0$$

Tale sommatoria di flussi, ha dato un valore di circa 45 W che possiamo ritenere trascurabile ai fini dell'equilibrio termico.

5.4.4 Efficienza caldaia e recupero energetico

Per calcolare l'efficienza della caldaia è stata utilizzata la seguente formula:

$$\eta_c = \frac{\dot{m}_{mix}c_p(T_{in} - T_{int})}{\dot{m}_{fuel}H_i} = 0,76$$

Dove è stato considerato come effetto utile il calore fornito all'ambiente tramite l'aria in ingresso e come potenza spesa, la potenza chimica in ingresso del combustibile.

Considerando l'effetto utile della canna fumaria all'interno dell'edificio l'efficienza è stata valutata come segue.

$$\eta_c' = \frac{\dot{m}_{mix}c_p(T_{in} - T_{int}) + \Phi_c}{\dot{m}_{fuel}H_i} = 0,85$$

La presenza della canna fumaria ha garantito un incremento dell'efficienza del 9% e garantisce una potenza termica pari al 10,76% del totale.

5.4.5 Costo di esercizio

Di seguito è stata eseguita una stima dei costi di esercizio variabili derivanti dall'utilizzo del metano che viene bruciato nel combustore e dall'energia elettrica sfruttata dai ventilatori per muovere i fluidi nell'impianto. Siccome si è deciso che la regolazione avviene con un metodo attacca e stacca utilizzando sempre la potenza massima è utile calcolare il tempo di utilizzo medio mensile della caldaia per poter mantenere la temperatura prefissata all'interno della casa.

La temperatura di riferimento esterna non risulta più la minima ma si prende un valore medio per ognuno dei mesi invernali:

	ottobre	novembre	dicembre	gennaio	febbraio	marzo
Temperatura esterna media [°C]	13	6,9	2,9	1,4	3,6	8,3

Tab. 14 Temperature medie esterne mesi invernali

Si è poi calcolato la potenza termica dissipata verso l'esterno a causa delle perdite:

$$\phi_{diss} = \phi_f + \phi_p + \phi_s + \phi_t$$

Dove i flussi termici che compaiono sono le perdite attraverso vetri, pareti esterne, pavimento e tetto definite nel capitolo 5.3.1.

	Ottobre	Novembre	Dicembre	Gennaio	Febbraio	Marzo
ϕ_f [W]	-3070,96	-6817,53	-9274,30	-10195,59	-8844,36	-5957,66
ϕ_p [W]	-41,15	-91,36	-124,29	-136,63	-118,52	-79,84
ϕ_s [W]	-19431,86	-19431,86	-19431,86	-19431,86	-19431,86	-19431,86
ϕ_t [W]	-41,51	-92,15	-125,36	-137,81	-119,55	-80,53
ϕ_{diss} [W]	-22585,49	-26432,91	-28955,81	-29901,89	-28514,30	-25549,89

Tab. 15 Quantificazione dei flussi termici verso l'ambiente

Conoscendo ora la potenza termica dissipata nei vari mesi invernali, calcolando i secondi che ci sono in ogni mese, t , si può trovare l'energia dissipata:

$$E_{diss} = \phi_{diss} \cdot t \quad J$$

È ora facile trovare le ore in cui deve funzionare la caldaia per poter sopperire all'energia persa verso l'esterno. È importante ricordare anche il flusso di calore che la canna fumaria scambia con l'ambiente, ϕ_c . Infatti questo è un contributo positivo ai fini del riscaldamento dell'ambiente e va aggiunto alla potenza termica dalla caldaia.

$$\phi_c = 3850 \text{ W}$$

$$t_{caldaia} = \frac{E_{diss}}{Q + \phi_c} 3600 \frac{h}{mese}$$

E quindi:

	Ottobre	Novembre	Dicembre	Gennaio	Febbraio	Marzo
Tempo funzionamento caldaia [h/mese]	434	492	556	575	495	491

Tab. 16 Ore di funzionamento mensili della caldaia

Il numero di ore di funzionamento in tutto il periodo invernale risulta la somma del tempo di funzionamento per ogni mese:

$$t_{annuo} = \sum t_{caldaia} = 3043 \text{ h}$$

Il costo totale del carburante risulta:

$$Costo_{metano} = \frac{\dot{m}_{metano}}{\rho_{metano}} t_{annuo} c_{metano} = \dot{V}_{metano} t_{annuo} c_{metano} = 3003 \text{ €}$$

Dove:

- \dot{V}_{metano} : portata volumetrica del metano, $1,259 \cdot 10^{-3} \frac{m^3}{s}$;
- ρ_{metano} : densità metano, $0,668 \frac{kg}{m^3}$;
- c_{metano} : Costo del metano nel mercato, $0,217694 \text{ €/sm}^3$.
-

È stata computata poi la potenza sfruttata dai compressori:

$$P_{tot} = P_{v1} + P_{v2} = 1622 \text{ W}$$

Considerando un costo dell'energia elettrica pari a 0,05432 €/kWh deriva un costo dell'energia elettrica pari a 268 €².

In fine si trova un costo totale di esercizio pari a:

$$Costo_{tot} = Costo_{metano} + Costo_{en.elettrica} = 3271 \text{ €}$$

² Calcolato come $P_{tot} \text{ costo } t_{annuo}$

APPENDICE

In questa sezione è riportato il calcolo delle dimensioni dello scambiatore di calore nel caso in cui l'irraggiamento sia trascurato. Sono riportati unicamente i passaggi finali del calcolo della lunghezza avendo utilizzato gli stessi coefficienti del capitolo 2.

SCAMBIATORE NON ALETTATO E IRRAGGIAMENTO TRASCURATO

È possibile pensare al sistema in esame come ad un circuito elettrico costituito da tre resistenze in serie. In particolare, la corrente è rappresentata dal flusso termico, la differenza di potenziale dalla differenza di temperatura tra due nodi e la resistenza dai coefficienti di scambio termico.

La resistenza totale è data dalla somma dei singoli contributi allo scambio termico ovvero la resistenza conduttiva e le due resistenze convettive. Rendendo la formula della resistenza totale indipendente dalla lunghezza dello scambiatore, otteniamo:

$$R_t L = \frac{1}{h_{int} \pi d_{1,int}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right)}{2\pi\lambda_{acciaio}} + \frac{1}{h_{ext} \pi d_{1,ext}} = 0,49 \frac{m K}{W}$$

Ricordando l'analogia elettrica, possiamo scrivere $\Phi = \frac{\Delta T_{ln}}{R_t}$ dove ΔT_{ln} è la temperatura media logaritmica calcolata per uno scambiatore controcorrente (permette una minore lunghezza del tubo). Moltiplicando e dividendo per L si ricava la lunghezza come:

$$L = \frac{\Phi R_t L}{\Delta T_{ln}} = 21,94 m$$

Come si può vedere dal risultato ottenuto, per garantire l'aumento di temperatura desiderato si dovrebbe costruire uno scambiatore dalle dimensioni eccessive.

Per poter provare a risolvere questo problema è necessario aumentare la superficie di scambio termico. Ciò si effettua collocando delle alette sulla superficie esterna del tubo interno ed eventualmente anche sulla superficie interna del tubo interno.

SCAMBIATORE CON ALETTATURA ESTERNA E IRRAGGIAMENTO TRASCURATO

Per poter determinare la lunghezza è necessario determinare la trasmittanza relativa alla superficie interna dello scambiatore:

$$U_i = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right) A_i}{2\pi\lambda_{acciaio} L'} + \frac{A_i}{h'_{ext} A_o \eta_{ov}}} = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right) d_{1,int}}{2\lambda_{acciaio}} + \frac{\pi d_{1,int}}{h'_{ext} \eta_{ov} (\pi d_{1,ext} - \delta N_f + 2b N_f)}} = 4,37 \frac{W}{m^2 K}$$

Infine, la lunghezza dello scambiatore può essere calcolata come:

$$L' = \frac{\Phi}{U_i \pi d_{1,int} \Delta T_{ln}} = 16,38 m$$

Come si può notare, la lunghezza dello scambiatore risulta ancora essere eccessiva. Pertanto, è consigliabile alettare anche la superficie interna del tubo interno.

SCAMBIATORE CON ALETTATURA ESTERNA ED INTERNA E IRRAGGIAMENTO TRASCURATO

Per poter determinare la lunghezza di questo scambiatore è necessario dimensionare l'alettatura interna. Analogamente a quanto fatto per l'alettatura esterna, si parte dai dati di progetto per poi andar a determinare i coefficienti necessari per il calcolo delle dimensioni dello scambiatore.

Scegliamo come dati iniziali $b' = 0,05$ m e $\delta' = 0,002$ m.

Determiniamo il numero massimo di alette che possiamo inserire sulla superficie interna del tubo interno dello scambiatore:

$$N_{f,max} = \frac{\pi(d_{1,int} - 2b')}{\delta'} = 158$$

Scegliamo un numero di alette pari a 75.

Calcoliamo la riduzione di sezione dovuta all'inserimento delle alette:

$$A'_{int} = \frac{\pi d_{1,int}^2}{4} - \delta' b' N_f = 0,024 \text{ m}^2$$

L'utilizzo di alette comporta una riduzione della sezione del condotto. Ne consegue una velocità maggiore dei fumi così calcolata:

$$w'_{fumi,sc} = w_{fumi,sc} \frac{A_{int}}{A'_{int}} = 3,55 \text{ m/s}$$

Con: $A'_{int} = \frac{\pi d_{1,int}^2}{4}$.

Con l'introduzione della schiera di alette variano due parametri precedentemente calcolati: il diametro idraulico esterno e il diametro efficace esterno.

$$D'_{h,int} = 4 \frac{S}{p} = 4 \frac{\frac{\pi}{4} d_{1,int}^2 - N_f b' \delta'}{\pi d_{1,int} - \delta' N_f + 2 b' N_f} = 0,012 \text{ m}$$

$$D'_{e,int} = D'_{h,int}$$

La conseguenza di questa variazione si traduce in un cambiamento dei coefficienti adimensionali e del coefficiente convettivo. I valori aggiornati sono qui riportati:

$$Re'_{int} = 235$$

$$f'_{int} = 0,035$$

$$Nu'_{int} = 4,36$$

$$h'_{int} = 29,12 \frac{W}{m^2 K}$$

Il numero di Nusselt è stato preso pari a 4,36 in quanto ci troviamo in convezione forzata con flusso laminare.

L'efficienza della singola aletta è data da:

$$\eta' = \frac{\tanh(m b')}{m b'} = 0,03$$

Dove m è un parametro calcolato come: $m' = \sqrt{\frac{2 h_{int}}{\delta' \lambda_{acciaio}}}$

Per calcolare l'efficienza di tutta la schiera di alette usiamo la seguente formula:

$$\eta'_{ov} = 1 - \frac{A_F}{A_o} (1 - \eta) = 1 - \frac{2 b' N'_f}{\pi d_{1,int} - \delta' N'_f + 2 b' N'_f} (1 - \eta') = 0,09$$

Avendo cambiato i valori del coefficiente convettivo interno e anche la superficie di scambio termico, la trasmittanza sarà:

$$U'_i = \frac{1}{\frac{1}{h'_{int}\eta'_{ov}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right) A'_i}{2 \pi \lambda_{acciaio} L'} + \frac{A'_i}{h'_{ext} A_o \eta_{ov}}} =$$

$$= \frac{1}{\frac{1}{h'_{int}\eta'_{ov}} + \frac{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right) (\pi d_{1,int} - \delta' N'_f + 2 b' N'_f)}{2 \pi \lambda_{acciaio}} + \frac{(\pi d_{1,int} - \delta' N'_f + 2 b' N'_f)}{h'_{ext} \eta_{ov} (\pi d_{1,ext} - \delta N_f + 2 b N_f)}} = 1,19 \frac{W}{m^2 K}$$

Infine, la lunghezza dello scambiatore può essere calcolata come:

$$L' = \frac{\Phi}{U'_i (\pi d_{1,int} - \delta' N'_f + 2 b' N'_f) \Delta T_{ln}} = 4,71 \text{ m}$$

Che rappresenta una lunghezza decisamente più accettabile delle precedenti.

Questi risultati evidenziano come nel nostro caso il contributo dell'irraggiamento non possa essere trascurato.

Parte A

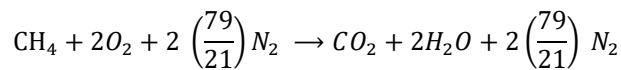
In questa parte del progetto ci si propone di valutare l'impatto della scelta di una caldaia a condensazione sul progetto.

5.5 REPERIMENTO DATI E DIMENSIONAMENTO DI MASSIMA

L'utilizzo di una caldaia a condensazione permette il recupero del calore di condensazione del vapore acqueo contenuto nei fumi di combustione. La condensazione dei fumi abbassa la temperatura in uscita dallo scambiatore andando ad incidere sul dimensionamento dello stesso. Ne risulta uno scambiatore di dimensioni minori (diametri inferiori) rispetto a quello progettato inizialmente.

5.5.1 Dati iniziali

Come evidenziato nella parte S, la reazione di combustione del metano è la seguente:



Utilizzando l'equazione delle portate per lo scambiatore otteniamo:

$$\dot{m}_{fumi} = (1 + e)\dot{m}_{aria} + \dot{m}_{fuel} = ((1 + e)\alpha + 1)\dot{m}_{fuel}$$

Con $\alpha = \frac{\dot{m}_{aria}}{\dot{m}_{fuel}} = 17,17$.

Di conseguenza è possibile definire un $\alpha_{eff} = (1 + e)\alpha = 25,75$.

È possibile calcolare il rapporto tra portata del combustibile e portata di vapor d'acqua come:

$$\frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{fuel}} = \frac{2(18)}{16} = 2,25^3$$

A questo punto è possibile definire il rapporto tra le portate del vapore e dei fumi come:

$$\frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{fumi}} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{fuel}} \frac{\dot{m}_{fuel}}{\dot{m}_{fumi}} = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{fuel}} \frac{1}{\alpha_{eff} + 1} = 0,084$$

5.5.2 Temperature e coefficienti fuori progetto

Per poter dimensionare le tubature è necessario conoscere la temperatura dei fumi all'uscita dello scambiatore che imporremo pari alla temperatura di condensazione del vapore. Questa è determinata da tabella in funzione della pressione parziale che calcoliamo come:

$$P_{vapore} = \frac{2}{1 + 2 + 2 \frac{79}{21}} P_{assoluta} = 0,19 \text{ bar}$$

Con $P_{assoluta} = 1 \text{ bar}$.

³ Ho due H₂O (18) ogni CH₄ (16)

Da tabella si legge il valore della temperatura di condensazione ($T_{cond} = 333 \text{ K}$) e del calore latente di condensazione ($r = 2358400 \frac{J}{kg}$).

Conoscendo la temperatura di ingresso e di uscita dei fumi nello scambiatore, è possibile definire una temperatura media per la quale si possono determinare la densità e il calore specifico dei fumi mediante interpolazione:

$$T_{media} = 1181,5 \text{ K} \rightarrow \rho_{fumi} = 0,3 \frac{kg}{m^3}; c_{p fumi} = 1171,86 \frac{J}{kg \text{ K}}$$

5.5.3 Portate fuori progetto

All'ingresso del tubo interno dello scambiatore, quello dove circolano i fumi, abbiamo una portata pari a \dot{m}_{fumi} , che rappresenta la nostra incognita primaria, mentre all'uscita questa portata è diminuita di una quantità pari a \dot{m}_{H_2O} , funzione della portata dei fumi.

Applicando al tubo interno dello scambiatore il primo principio della termodinamica per sistemi aperti otteniamo:

$$\dot{m}_{fumi} = \frac{\Phi}{c_{p fumi} (T_{fiamma} - T_{cond}) + \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{fumi}} r + (1 - \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_{fumi}}) c_{p fumi} (T_{cond} - T_{out})} = 0,016 \frac{kg}{s}$$

Con $T_{out} = T_{cond}$ e quindi il termine corrispondente si annulla.

Le portate funzione della portata dei fumi saranno:

$$\dot{m}_{H_2O} = 0,0013 \frac{kg}{s}; \dot{m}_{fuel} = 0,0006 \frac{kg}{s}$$

Come si può notare abbiamo una riduzione della portata del combustibile e quindi un risparmio in termini economici.

5.5.4 Dimensionamento di massima dello scambiatore

La riduzione delle portate incide anche sul dimensionamento delle tubature. Lasciando invariate le velocità nei condotti ($w_{fumi} = 2,7 \frac{m}{s}$ e $w_{aria} = 14,47 \frac{m}{s}$), a causa della diminuzione della portata abbiamo anche una riduzione della sezione. Il nuovo diametro interno sarà:

$$d_{1,int} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_{fumi}}{\pi\rho_{fumi}w_{fumi}}} = 0,16 \text{ m}$$

Mantenendo uno spessore costante per il tubo interno abbiamo che $d_{1,ext} = 0,168 \text{ m}$.

Il calcolo del diametro interno del tubo esterno si effettua conoscendo la portata d'aria del condotto (invariata rispetto al caso in progetto) e $d_{1,ext}$:

$$d_{2,int} = \sqrt{\frac{4\dot{m}_{mix}}{\pi\rho_{aria}w_{aria}} + d_{1,ext}^2} = 0,445 \text{ m}.$$

Come per le portate anche le sezioni risultano ridotte rispetto al caso in progetto.

6 DIMENSIONAMENTO CALDAIA A CONDENSAZIONE

Abbiamo pensato di suddividere la caldaia in due sezioni:

- Sezione I: i fumi vengono raffreddati dalla temperatura di fiamma T_{fiamma} alla temperatura di condensazione T_{cond} calcolata nel capitolo precedente;

- Sezione II: avviene la condensazione del vapor d'acqua contenuto nei fumi.

Abbiamo valutato dapprima uno scambiatore a tubo in tubo, ma poiché la lunghezza era eccessiva, anche con alettatura (si riportano calcoli del dimensionamento in Appendice), abbiamo considerato l'utilizzo di una caldaia a fascio tubiero.

Le due sezioni della caldaia sono state valutate separatamente.

Si è scelto di trascurare l'effetto dell'irraggiamento date le troppe incognite del problema.

6.1 SEZIONE I

La prima parte dello scambiatore doveva fornire una potenza termica ϕ_1 pari a $31790,5W = \dot{m}_{fumi} c_p (T_{fiamma} - T_{cond})$.

Per il dimensionamento abbiamo effettuato le seguenti assunzioni:

- Scambiatore adiabatico verso l'esterno;
- Materiale dello scambiatore AISI 1010;
- Disposizione dei tubi a 90° con distanza tra i tubi pari a $1,8d_{ext}$;
- Numero di passaggi del fluido pari a 4;
- Fumi che scorrono nei tubi e aria da immettere nel locale che scorre lato mantello;
- Nessuna resistenza di Foulung poiché in questo tratto l'acqua non condensa;
- Presenza di Baffles per migliorare lo scambio termico, aumentando la turbolenza;

Si è scelto di far passare nei tubi i fumi in modo tale da facilitare la manutenzione data la problematica di sporcaggio dei fumi.

6.1.1 Dimensionamento di primo tentativo

Per il calcolo di primo tentativo abbiamo considerato le seguenti ipotesi iniziali:

- Diametro dei tubi d_{int} pari a 21 mm con uno spessore di 0,5 mm;
- Lunghezza dello scambiatore pari a 4 m;
- Coefficiente di scambio termico convettivo interno h_{int} pari a $15 W/m^2K$;
- Coefficiente di scambio termico convettivo esterno h_{ext} pari a $20 W/m^2K$;

Tramite la seguente formula abbiamo calcolato la superficie interna di scambio termico (A_0) tale da permettere lo scambio del flusso ϕ_1 richiesto.

$$A_0 = \frac{\phi_1}{U_0 F \Delta T_{ml}}$$

Dove ΔT_{ml} è la differenza di temperatura media logaritmica calcolata tra ingresso e uscita dello scambiatore e F è il fattore correttivo dovuto alla configurazione del flusso.

U_0 è stata calcolata sommando i contributi dovuti a h_{int} , h_{ext} e alla conduzione del materiale di cui sono fatti i tubi dello scambiatore.

Per il calcolo di F sono stati considerati i seguenti rapporti adimensionali delle temperature:

- $P = \frac{T_{in} - T_{mix}}{T_{fiamma} - T_{mix}}$
- $R = \frac{T_{fiamma} - T_{cond}}{T_{in} - T_{mix}}$

Da cui si ricava grazie software messo a disposizione da TEMA: $F = 0,9$.

Con l'area di scambio richiesta abbiamo potuto ricavare il numero di tubi necessari considerando la relazione:

$$A_0 = \pi d_0 N_1 L \quad \text{con } d_0 = d_{1,ext}$$

Dalla quale è stato ricavato $N_1 = 32$.

Con la seguente relazione è stato calcolato il diametro del mantello:

$$D_s = \sqrt{\frac{C L A_0 P R^2 d_0}{C P T L}} = 0,28 \text{ m}$$

Dove:

- CL=1 per disposizione a 90° dei tubi;
- CPT = 0,85 per scambiatore a 4 passate;
- PR=1,8 che comporta una distanza tra i centri dei tubi pari a $1,8d_{ext}$;

Tramite tabella in funzione del diametro del mantello abbiamo quindi scelto un N_{tubi} pari a 40.

Si è scelto un baffle spacing pari a $B = 0,6D_s$.

6.1.2 Calcolo lunghezza dello scambiatore (sezione I)

Abbiamo successivamente valutato con questa geometria la lunghezza necessaria per fornire il calore richiesto dal tratto, sono stati quindi valutati i coefficienti convettivi lato mantello e lato tubi per poi utilizzare il metodo LMTD.

Abbiamo calcolato quindi il numero di Reynolds e il numero di Prandtl per poi utilizzare le correlazioni per trovare il numero di Nusselt dal quale abbiamo ricavato i coefficienti di scambio convettivo a h_{int} e h_{ext} .

Per il coefficiente di scambio termico lato tubi abbiamo usato la seguente correlazione:

$$Nu = \frac{\frac{f}{2} (Re - 1000) Pr}{a + 12,7 \sqrt{\frac{f}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)}$$

Dove $f = (1,58 \ln(Re) - 3,28)^{-2}$

Per il coefficiente di scambio termico lato mantello abbiamo usato la correlazione di Kern:

$$Nu = 0,36 \left(\frac{D_e G_s}{\mu} \right)^{0,55} \left(\frac{c_p \mu}{k} \right)^{1/3} \left(\frac{\mu}{\mu_a} \right)^{0,14}$$

Dove:

- G_s portata dei fumi nel mantello per unità di superficie $G_s = \frac{\dot{m}_{fumi}}{A_s}$
- $A_s = N_{tubi} C B$ area di passaggio dei fumi
- C distanza tra le circonferenze dei tubi
- B baffle spacing
- μ la viscosità dinamica dei fumi
- c_p calore specifico a pressione costante dei fumi
- μ_a la viscosità dinamica dell'aria

Con il metodo LMTD⁴ si è ricavata una lunghezza della prima sezione dello scambiatore pari a: $L = 3.592 \text{ m}$

Si riportano brevemente le caratteristiche della sezione 1 dello scambiatore nella seguente tabella:

Numero di Tubi N_{tubi}	Coeff. di scambio termico lato tubi h_{int}	Coeff. di scambio termico lato tubi h_{ext}	Lunghezza scambiatore sezione I L_I
------------------------------	--	--	--

$${}^4 R_t L = \frac{1}{h_t \pi d_{1,int} N_t} + \frac{\ln\left(\frac{d_{1,ext}}{d_{1,int}}\right)}{2\pi \lambda_m} + \frac{1}{h_s \pi d_{1,ext} N_t} \quad \text{da cui:} \quad L = \frac{\phi R_t L}{\Delta T_{ln F}}$$

40	$7.82 \text{ W/m}^2\text{K}$	$279.0 \text{ W/m}^2\text{K}$	3.592 m
----	------------------------------	-------------------------------	---------

Tab. 17 Parametri tubo 1

6.2 SEZIONE II

Per il calcolo della seconda parte dello scambiatore si è considerato di scambiare il flusso termico Φ_2 dovuto alla condensazione dell'acqua contenuta nei fumi provenienti dalla combustione, tale flusso è pari a $\Phi_2 = 3076,2 \text{ W}$.

Per questa parte dello scambiatore si sono considerate le stesse dimensioni dei tubi e del mantello della prima parte.

6.2.1 Calcolo lunghezza dello scambiatore (Sezione II)

Il coefficiente di scambio termico convettivo lato mantello è lo stesso della sezione I.

Per quanto riguarda lo scambio termico lato tubi è stato valutato tramite la correlazione di Nusselt modificata da Kern che tiene conto delle condizioni di condensazione.

È stato calcolato h_{int} lato tubo come segue:

$$h_{int} = 0.815 \left(\frac{k_L^3 \rho_L (\rho_L - \rho_f) \lambda_f g}{\pi \mu_L d_{ext} (T_{cond} - T_w)} \right)^{0,25} = 120.3 \text{ W/m}^2\text{K}$$

Dove:

- K_L la conducibilità del liquido (acqua);
- λ_f la conducibilità del liquido;
- ρ_L la densità dell'acqua;
- ρ_f la densità dei fumi;
- g accelerazione di gravità;
- μ_L la viscosità dinamica dell'acqua;
- T_{cond} la temperatura di condensazione del vapore;
- T_w temperatura di parete;

Dove T_w è stata ipotizzata come la temperatura media nella sezione I tra il valore medio della temperatura dei fumi ($T = k = T_{cond}$) e il valore medio dell'aria da inserire in ambiente.

$$T_w = \frac{T_{cond} + \frac{T_{in} + T_{aout1}}{2}}{2} \quad \text{dove:} \quad T_{a,out1} = \frac{\Phi_I}{(\dot{m}_{mix} c_{p,aria})} + T_{mix}$$

Si è ottenuto con metodo LMTD una lunghezza della sezione II dello scambiatore pari a $L_{II} = 0,534 \text{ m}$.

La lunghezza totale dello scambiatore risulta quindi $L_{tot} = L_I + L_{II} = 4.125 \text{ m}$.

Parte B

7 ANALISI EXERGETICA DEL SISTEMA CALDAIA

Si è effettuata l'analisi exergetica del sistema, come applicazione del secondo principio della termodinamica. La formulazione generale è la seguente:

$$\left(\frac{dA^t}{dt}\right)_{vc} = \sum_i \phi_i \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) - W_t - \sum_{j=1}^{NC} \pm G_j b_j^t - T_0 \Sigma_{irr}$$

Dove:

- Il primo termine si considera nullo in quanto si analizza il sistema in regime di stazionario.
- Il secondo termine indica la sommatoria dei flussi termici mediata del fattore di Carnot, nel quale T_0 indica la temperatura di stato morto ragionevolmente scelta in base alle caratteristiche del componente in esame ed all'ambiente che lo circonda.
- Il terzo termine indica la potenza in entrata nel componente in analisi.
- Il quarto termine è la somma delle portate di fluido per le relative exergie di stagnazione in entrata ed in uscita dai condotti collegati al volume di controllo.

Dove: $b^t = e_p + e_c + h - h_0 - T_0(S - S_0)$

In cui: $\begin{cases} h_0 = h(T_0, P_0) \\ S_0 = S(T_0, P_0) \end{cases}$

Nelle cui espressioni T_0 & P_0 sono le temperature e pressioni di stato morto, le quali coincidono rispettivamente con 1 bar & 5°C , che corrisponde alla temperatura media invernale a Torino, infatti l'analisi exergetica è svolta rispetto alle condizioni medie di esercizio dell'impianto.

- Il quinto termine valuta il grado di irreversibilità che si creano nel sistema: $T_0 \Sigma_{irr} = \psi_{irr}$

L'efficienza di secondo principio risulterà quindi:

$$\varepsilon_{II} = \frac{\text{Exergia Utile}}{\text{Exergia Spesa}} = 1 - \frac{\psi_{irr}}{\text{Ex. Spesa}}$$

Per l'analisi di un sistema complesso, si analizzano singolarmente i vari componenti, con un idoneo volume di controllo, si valuta infine la somma delle irreversibilità introdotte.

Il sistema energetico analizzato è stato schematizzato in 5 componenti. Questo tipo di analisi implica la definizione dell'effetto utile di ogni componente, quindi si avrà:

1. Scambiatore di calore: trasporto di calore dai fumi all'aria in riscaldamento.

In questo componente si può approssimare: $b^t \approx b = h - h_0 - T_0(S - S_0)$.

Si sono scelte temperatura e pressione di stato morto pari a: $T_0 = 282 \text{ K}$ & $p_0 = 1 \text{ bar}$.

L'equazione di governo è:

$$\dot{m}_{fumi} (b_{H,out} - b_{H,in}) + \dot{m}_{mix} (b_{C,out} - b_{C,in}) + \psi_q + \psi_{irr} = 0$$

Da tabelle si ricavano entropie ed entalpie per i vari stati di ingresso ed uscita, tenendo conto di una temperatura di ingresso pari a quella di T_{fiamma} ed una pari a T_{out} in uscita. Il flusso di aria fredda entra a T_{mix} ed esce a T_{in} . La pressione è assunta costante e pari ad 1 atm .

Il termine ψ_q rappresenta le perdite di calore verso l'esterno dello scambiatore è ottenuto come:

$$\psi_q = \phi \theta$$

Dove: ϕ è il flusso termico di perdite attraverso lo strato isolante & θ è il fattore di Carnot. Si nota che ψ_q risulta contenuto e quindi trascurabile.

Risulta un guadagno exergetico nel flusso d'aria fredda ed un decremento in quello caldo. Le irreversibilità sono:

$$\psi_{irr} = \Delta G_{b,H} + \Delta G_{b,C} + \psi_q = 26300,9 \text{ W}$$

$$\varepsilon_{II} = 1 - \frac{\psi_{irr}}{\Delta G_{b,H} + \psi_q} = 9,42 \%$$

2. Camera di combustione (combustore): aumento di exergia termomeccanica data dalla liberazione dell'energia contenuta nei legami chimici.

In questo caso si può approssimare: $b^t \approx b_{ch} + b_{tm} = b_{ch} + h - h_0 - T_0(S - S_0)$

Si ottiene:

$$\dot{m}_{fumi} \cdot b_{ch,out} - \dot{m}_{fuel} \cdot b_{ch,in} + \dot{m}_{fumi} (b_{tm,out} - b_{tm,in}) + \psi_{irr} = 0$$

Dove:

- $b_{ch,in}$ è l'exergia chimica reattiva del metano. Si calcola con la formula semplificata:

$$\frac{b_{ch}}{PCI} \approx 1,033 + 0,0169 \frac{a}{b} - \frac{0,0698}{a}$$

In cui: a & b sono i pedici relativi alla formulazione chimica del metano (CH_4).

- $b_{ch,out}$ è l'exergia chimica di miscelamento dei fumi, sensibilmente inferiore rispetto all'exergia chimica reattiva in ingresso, calcolato a partire dalle pressioni parziali dei gas contenuti nei fumi, per questo motivo trascurata ai fini del bilancio exergetico.
- $b_{tm,out}$ è l'exergia dovuta al salto entalpico ed entropico rispetto allo stato morto.
- $b_{tm,in}$ è l'exergia termomeccanica dell'aria e del metano in ingresso. Il contributo è nullo in quanto si assume che entrambe entrino nelle condizioni di stato morto.

$$\psi_{irr} = \dot{m}_{fuel} \cdot b_{ch,in} - \dot{m}_{fumi} (b_{tm,out} - b_{tm,in}) = 12029 \text{ W}$$

$$\varepsilon_{II} = 1 - \frac{\psi_{irr}}{\dot{m}_{fuel}(b_{ch,in})} = 72,3\%$$

3. Miscelatore: miscelamento dell'aria di ricircolo e di quella refresh ai rispetti livelli exergetici.

Anche in questo caso si può approssimare: $b^t \approx b = h - h_0 - T_0(S - S_0)$

Semplificando i termini nulli dell'equazione generale, si ha:

$$\dot{m}_{ric} b_{ric}^t + \dot{m}_{refresh} b_{refresh}^t - (\dot{m}_{ric} + \dot{m}_{refresh}) b_{mix}^t - \psi_{irr} = 0$$

Da tabelle si ricavano entropie ed entalpie per i vari stati di ingresso ed uscita:

Punto 1: $p = 1 \text{ bar} \& T_{int} = 291 \text{ K}$

Punto 2: $p = 1 \text{ bar} \& T_{ext} = 278 \text{ K}$

Punto 3: $p = 1 \text{ bar} \& T_{mix} = 290 \text{ K}$

Per cui:

$$\psi_{irr} = G b_{ric} + G b_{refresh} - G b_{mix} = 2,53 * 10^{-10}$$

$$\varepsilon_{II} = \frac{G b_{mix}}{G b_{ric} + G b_{refresh}} \approx 1,00$$

4. Ventilatore 1: aumento energia cinetica dell'aria elaborata (accelerazione).

Per questo componente: $b^t \approx b = h - h_0 - T_0(S - S_0) + e_c$

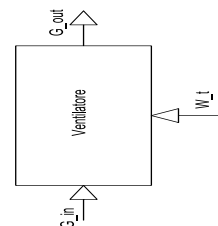
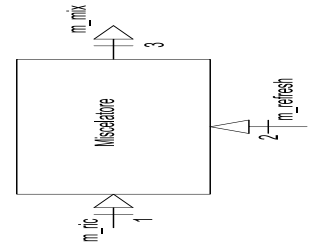
Semplificando i termini nulli dell'equazione generale si trova:

$$-W_t = G(b_{out} - b_{in}) + \psi_{irr}$$

Da cui:

$$\varepsilon_{II} = \frac{G(b_{out} - b_{in})}{|-W_t|}$$

$$\psi_{irr} = G(b_{out} - b_{in}) - (-W_t)$$



Essendo la variazione di entalpia molto piccola, ipotizzando l'aria nell'ambiente edificio ad una $v \approx 0$ e trascurando il contributo $T_0(S - S_0)$, essendo la variazione di entropia quasi nulla, si ha:

$$b_{out} - b_{in} = e_{c_{out}} - 0$$

Per cui risulta, ricordando che $e_c = \frac{v^2}{2}$:

$$\varepsilon_{II} = \frac{G e_{c_{out}}}{|-W_t|} = \frac{\dot{m}_{aria} v_{aria}^2}{2 |-W_{t_2}|} = 14,82\%$$

$$\psi_{irr} = W_t - G e_{c_{out}} = W_{t_2} - \dot{m}_{aria} \frac{v_{aria}^2}{2} = 237,50 \text{ W}$$

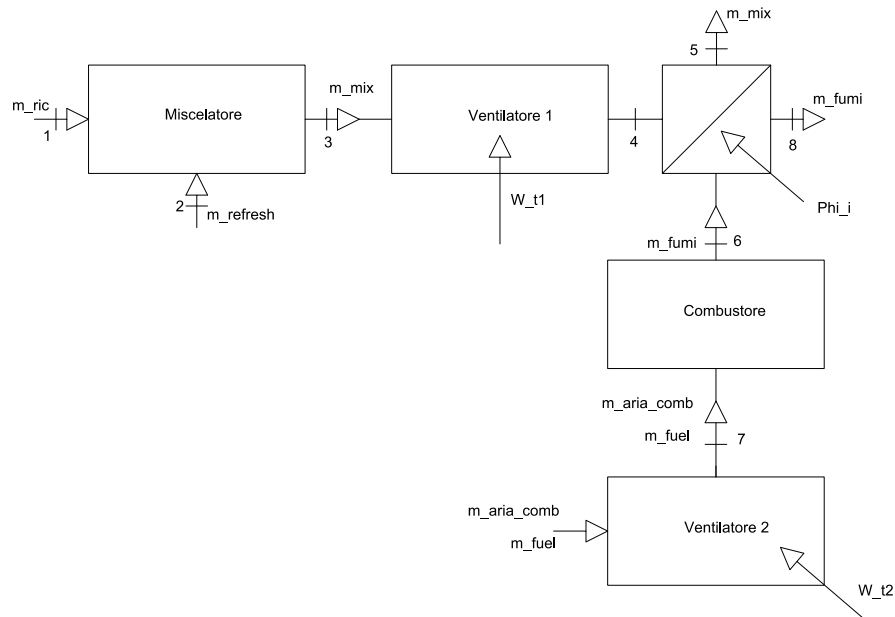
5. Ventilare 2: aumento energia cinetica dell'aria comburente (accelerazione).

Si procede analogamente a sopra:

$$\varepsilon_{II} = \frac{G e_{c_{out}}}{|-W_t|} = \frac{\dot{m}_{fumi} v_{fumi}^2}{2 |-W_{t_1}|} = 0,41\%$$

$$\psi_{irr} = W_t - G e_{c_{out}} = W_{t_1} - \dot{m}_{fumi} \frac{v_{fumi}^2}{2} = 1600,07 \text{ W}$$

Si può quindi valutare l'efficienza globale dell'impianto:



Si ha:

$$\psi_{irr} = \sum_i \psi_{irr} = 27685,66 \text{ W}$$

$$\varepsilon_{II} = 1 - \frac{\psi_{irr,tot}}{|W_{t_1} + W_{t_2} + b_{ch,comb} \dot{m}_{fuel}|} = 10,7 \%$$

Si noti che le risorse spese sono la potenza dei due ventilatori e exergia chimica in ingresso del combustibile moltiplicata per la portata di combustibile.

Parte C

In questa parte del progetto abbiamo valutato il profilo di temperatura dell'aria trattata nella caldaia tubo in tubo dimensionata nella parte S con la verifica $\epsilon - NTU$, mantenendo valida l'ipotesi di adiabaticità verso l'esterno dello scambiatore di calore.

A tale scopo abbiamo considerato una temperatura di parete costante, come da consegna, pari al valore T_{1ext} calcolato in dimensionamento. Si ricorda che questa temperatura media era stata calcolata nell'ambito di un dimensionamento sulla base della temperatura media dei fluidi all'interno della caldaia e, quindi, risulta ragionevole l'assunzione di questo valore come temperatura rappresentativa della parete nello scambiatore di calore.

Per questo calcolo abbiamo considerato una discretizzazione uniforme in lunghezza dello scambiatore di calore considerando un passo costante pari a $\Delta x = \frac{L}{100} = 0.01853m$.

Abbiamo iniziato impostando la temperatura di ingresso dell'aria pari a $T_{mix} = 289.9 K$ tramite la relazione seguente abbiamo calcolato il flusso termico scambiato nel tratto di lunghezza Δx ($\Phi = U A \Delta T$):

$$\Delta \Phi = \pi d_{1ext} \Delta x U_0 (T_w - T_{mix})$$

Impostando un volume di controllo sul volume fluido di aria nel tratto Δx abbiamo calcolato la temperatura dell'aria al termine del segmento di scambio considerato, utilizzando il primo principio $[\dot{m}_{mix} c_p (T_{fine} - T_{inizio}) = \Delta \Phi]$. Questa temperatura è stata utilizzata come temperatura di partenza per il calcolo del successivo tratto.

Da notare che la trasmittanza U_0 è dovuta allo scambio termico convettivo e per irraggiamento tra parete e aria. Considerata la variazione di temperatura dell'aria tra ingresso e uscita dello scambiatore di calore, abbiamo ritenuto ragionevole considerare le proprietà dell'aria (ρ, μ, c_p, λ) costanti. Perciò i numeri adimensionali per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo (Re, Pr, Nu) si mantengono costanti su tutta la lunghezza dello scambiatore. Ne risulta che il coefficiente di scambio termico convettivo h_{ext} si mantiene costante. Lo stesso non si può affermare per il coefficiente di scambio per irraggiamento $h_{irr}^{ext} = \epsilon \sigma (T_w^2 + T_x^2)(T_w + T_x)$ siccome la temperatura T_x dell'aria varia al variare della distanza x dall'ingresso della caldaia. Al fine di poter calcolare il flusso $\Delta \Phi$ abbiamo supposto la temperatura dell'aria costante e pari al valore iniziale sul tratto Δx . Senza questa ipotesi non sarebbe stato possibile impostare il procedimento iterativo sopra descritto.

Nella seguente tabella riportiamo i risultati finali:

$T_{aria\ iniziale}$	h_{conv}	h_{irr} (medio)	$R_t = \frac{1}{U A}$ (media)	Φ_{tot}	T_w	$T_{aria\ finale}$
289.9 K	$11.63 \frac{W}{m^2 K}$	$32.1 \frac{W}{m^2 K}$	$1.89 \frac{K}{W}$	32.9 kW	918.5 K	304.5 K

