



**MACROAREA DI INGEGNERIA**  
**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA**  
**MECCANICA**

---

**Corso di Progetto di Macchine**  
**A.A. 2023-2024**

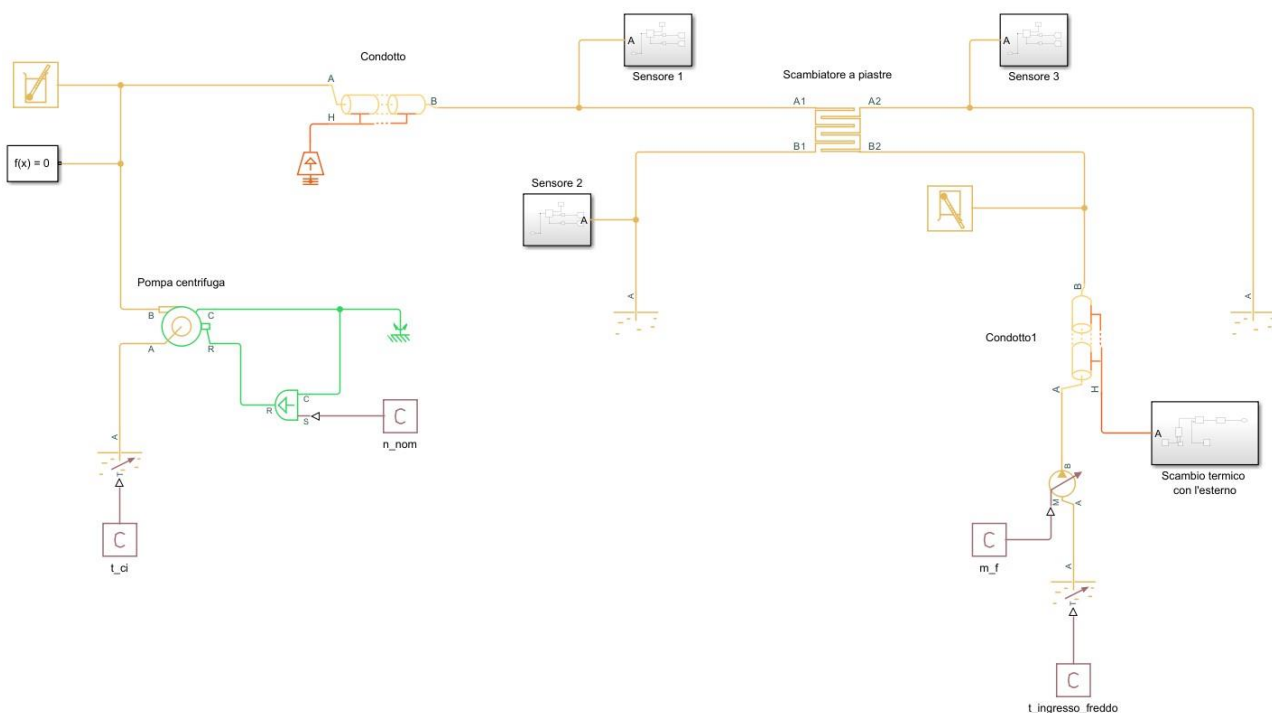
**Simulazione di un sistema energetico pompa-scambiatore e confronto  
tra metodi di regolazione: variazione del numero di giri e laminazione  
alla mandata**

---

**Studente: Iacopo Donato**  
**Matricola: 0316505**

## Introduzione

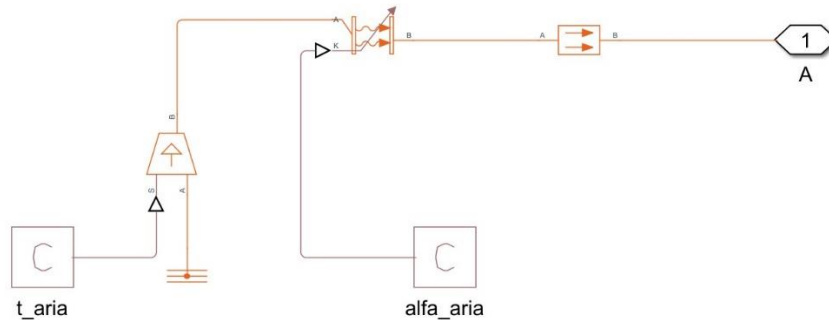
La seguente esercitazione si propone di effettuare l'implementazione e la simulazione in Simulink/Simscape di un sistema energetico costituito essenzialmente da una turbopompa, uno scambiatore di calore a piastre e due condotti per l'invio dei fluidi necessari allo scambio termico. Oltre ai componenti citati, il modello presenta dei sensori di temperatura e pressione, due "Reservoir" che rappresentano i serbatoi di mandata dello scambiatore e due "Controlled Reservoir", dei serbatoi ideali che contengono rispettivamente acqua calda a  $t_{ci} = 80\text{ °C}$  e acqua fredda ad una temperatura di circa  $30\text{ °C}$ . Per semplicità si è considerato il condotto attraversato dall'acqua calda isoterma, mentre nel secondo è stato modellato lo scambio termico con l'aria esterna. L'acqua fredda in ingresso allo scambiatore è inviata da un "Flow Rate Source", ossia da una sorgente ideale di portata massica che non comporta variazioni di pressione o temperatura del fluido. Si riporta il modello elaborato per testare il funzionamento in condizioni nominali:



**Fig. 1:** Modello Simulink sviluppato per il caso nominale

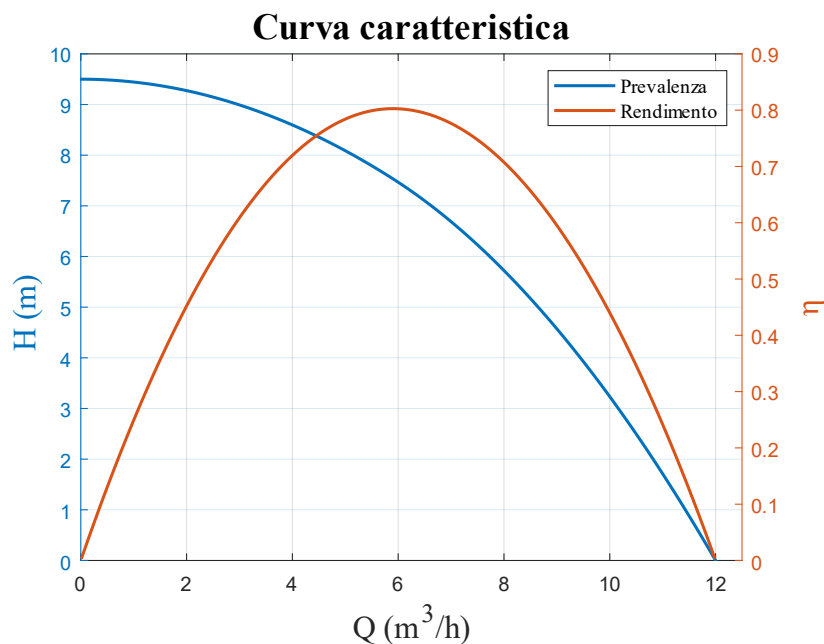
Lo scambiatore di calore implementato è della tipologia "Heat Exchanger (TL-TL)". Per il suo dimensionamento sono stati ipotizzati dei valori delle temperature di ingresso  $t_{ci}$  e  $t_{fi}$ , temperature di uscita  $t_{cu} = 50\text{ °C}$ ,  $t_{fu} = 65\text{ °C}$ , potenza termica scambiata di  $200\text{ kW}$  e massima perdita di carico per entrambi inferiore a  $20\text{ kPa}$ : tramite il software SWEP Calculation si sono quindi scelti i dati geometrici dello scambiatore B10Tx64, il più opportuno per il caso in esame. Questi sono poi stati utilizzati nello script "script\_PHE\_teleriscaldamento.m" analizzato durante l'esercitazione relativa al dimensionamento degli scambiatori a piastre, al fine di ottenere le performance dello scambiatore, la superficie di scambio termico, le sezioni di passaggio, i numeri adimensionali di  $Re$ ,  $Pr$  e tutte le altre grandezze necessarie alla corretta definizione del block Simscape. In seguito si è proceduto al calcolo delle perdite di carico nei condotti, di cui si sono considerate note a priori le lunghezze rispettivamente pari a  $15\text{ m}$  per il fluido caldo e  $20\text{ m}$  per quello freddo, in modo da poter poi dimensionare correttamente la pompa e garantire pressione dell'acqua in ingresso allo scambiatore pari a  $0.15\text{ MPa}$ .

Nella modellazione dello scambio termico con l'esterno si è ipotizzato il condotto in acciaio  $\lambda_{acc} = 40 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ , con spessore  $s = 4 \text{ mm}$ , e sono quindi state valutate la conduzione attraverso lo spessore e lo scambio per convezione considerando l'aria esterna ad una temperatura pari a  $5^\circ\text{C}$  con un coefficiente di scambio convettivo in condizioni di funzionamento nominali pari a  $\alpha_{aria} = 300 \text{ W/(m}^2\text{K)}$ .



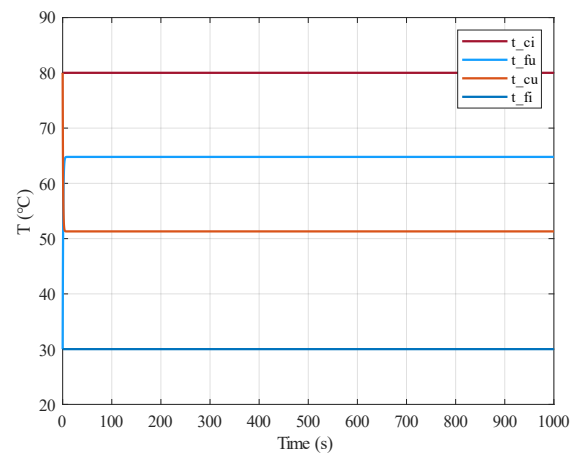
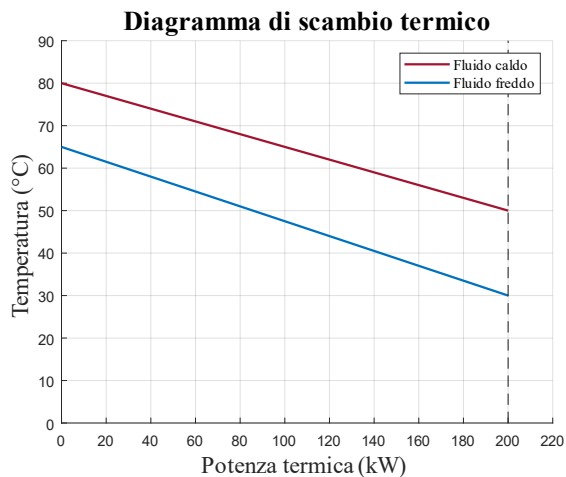
**Fig. 2:** Scambio termico con l'esterno

Infine la turbopompa implementata è stata scelta sulla base dei valori di progetto di numero di giri  $n_{nom} = 2900 \text{ rpm}$ , portata volumetrica elaborata  $Q_{nom} = 5.89 \text{ m}^3/\text{h}$ , prevalenza  $H_{nom} = 7.53 \text{ m}$ , potenza assorbita  $P_{nom} = 150.88 \text{ W}$ , ed ipotizzando come valore di rendimento isoentropico nel punto nominale  $\eta_{is} = 0.78$ . I valori di  $H_{max} = 9.5 \text{ m}$  e  $Q_{max} = 12 \text{ m}^3/\text{h}$  sono stati scelti con riferimento alla curva caratteristica della pompa Debem DM10. Si noti che al valore di prevalenza nominale corrisponde una pressione dell'acqua in uscita dalla pompa  $p_1 = 0.173 \text{ MPa}$ , maggiore rispetto ai  $0.15 \text{ MPa}$  a causa della perdita di carico distribuita nel condotto.



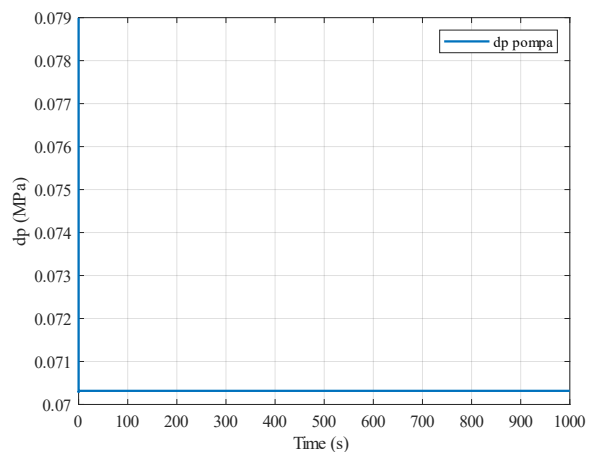
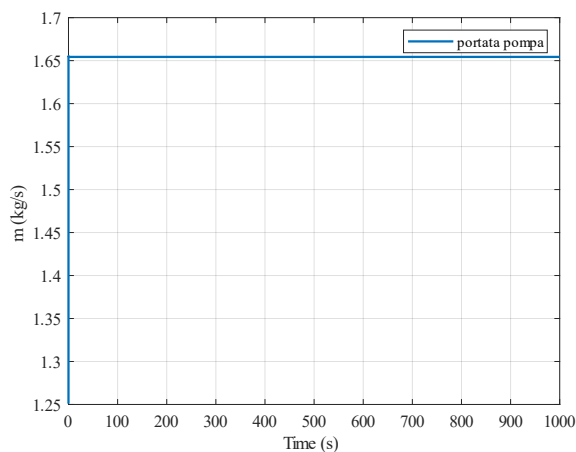
**Fig. 3:** Curva caratteristica della pompa a  $n_{nom} = 2900 \text{ rpm}$

## Funzionamento in condizioni nominali



**Fig. 4 a sx:** Diagramma di scambio termico atteso in condizioni nominali e **Fig. 5 a dx:** Temperature dei fluidi all'ingresso e all'uscita dello scambiatore in condizioni nominali

Una volta elaborato il modello del sistema energetico e dimensionati i componenti, il primo passo è stato la validazione dello stesso tramite test alle condizioni di funzionamento nominali: si riportano sinteticamente i risultati ottenuti, in termini di temperature in uscita dallo scambiatore.



**Fig. 6 a sx:** Portata massica in condizioni nominali e **Fig. 7 a dx:** Differenza di pressione garantita dalla pompa centrifuga in condizioni nominali

Si riporta anche il comportamento della pompa in condizioni di progetto: la differenza di pressione tra le porte A e B è proporzionale al valore nominale di prevalenza imposta dalla pompa di circa 7.5 m, e analogamente la portata massica elaborata risulta non molto distante dal valore di 1.59 kg/s.

Si osserva come sia la portata massica inviata al circuito dalla pompa e sia le temperature di uscita dei fluidi dallo scambiatore non siano esattamente corrispondenti ai valori attesi: la motivazione può risiedere nelle diverse ipotesi semplificative adottate e nella diversa densità che si ha lungo il circuito (e quindi differente pressione). In particolare si ottiene dalla simulazione una  $t_{cu} = 51.31$  °C e  $t_{fu} = 64.78$  °C: lo scostamento dal valore nominale è maggiore per il fluido caldo, e può essere spiegato dal fatto che questo è inviato allo scambiatore dalla pompa reale e non dal flow rate source “ideale”, e ciò si somma agli errori

dovuti alle differenze tra le equazioni adottate per il calcolo dello scambiatore e quelle implementate nel modello Simscape dell'heat exchanger.

## Funzionamento in off-design e regolazione per variazione del numero di giri

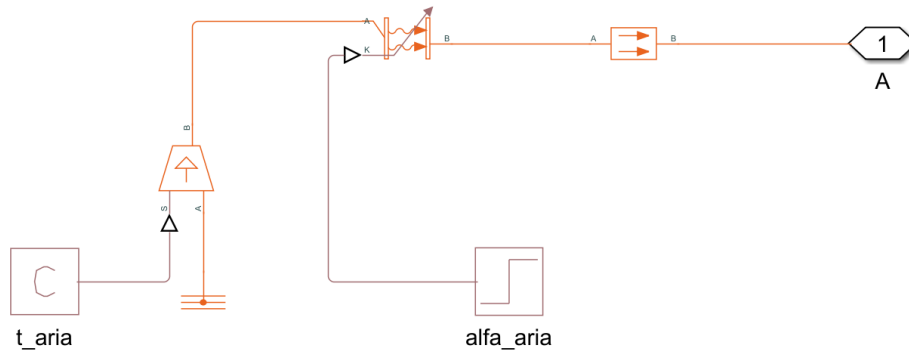


Fig. 8: Variazione a gradino di  $\alpha$  dell'aria esterna

Si è ora ipotizzata, per il funzionamento in fuori-progetto del sistema, una variazione a gradino all'istante  $t = 500$  s del coefficiente di scambio convettivo esterno  $\alpha$ , che da  $300 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$  diventa pari a  $10 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})$ . Questo cambiamento improvviso, causato ad esempio da una modifica delle condizioni di moto dell'aria esterna, è responsabile di un aumento della temperatura di ingresso del fluido freddo che diventa circa pari a  $t_{fi}' = 33.23 \text{ }^\circ\text{C}$ . In queste nuove condizioni di funzionamento si può notare dalla fig. 9 come le temperature  $t_{fi}$  e  $t_{cu}$  tenderebbero a crescere, viceversa la potenza termica scambiata diminuirebbe: ciò è in linea con quanto atteso, non essendoci una variazione delle capacità termiche dei due fluidi rispetto alle condizioni di progetto.

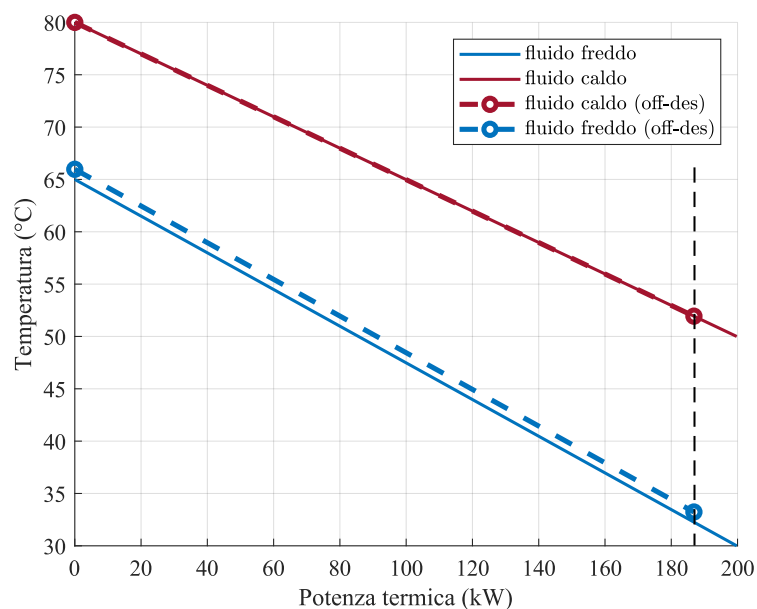
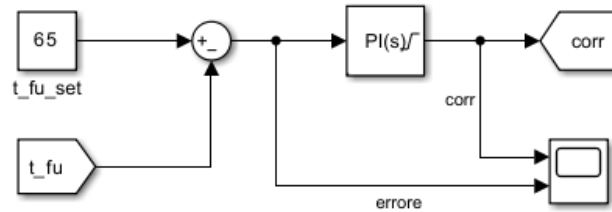
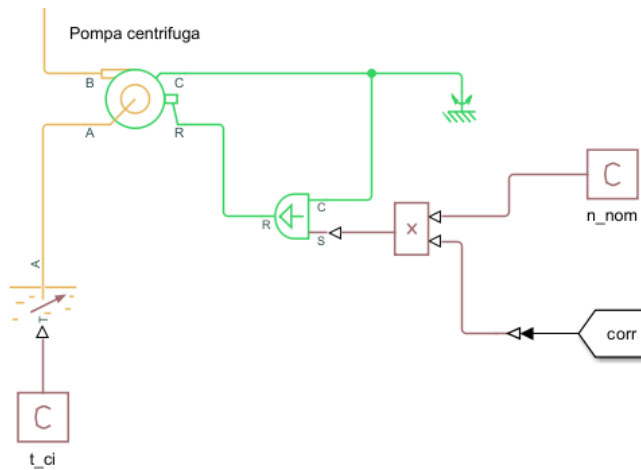


Fig. 9: Diagramma di scambio termico atteso in off-design

Si vuole tuttavia imporre che la temperatura di uscita del fluido freddo  $t_{fu}'$  resti invariata rispetto al valore nominale di 65 °C: è stato dunque implementato un controllore di tipo proporzionale-integrale che regoli opportunamente il numero di giri della pompa (ipotizzando che il motore elettrico che la alimenta sia dotato di inverter) in modo da ridurre la portata di fluido caldo  $m_c$  e garantire  $t_{fu}' = t_{fu}$ .



**Fig. 11:** Modello del regolatore implementato



**Fig. 12:** Regolazione per variazione del numero di giri della pompa centrifuga

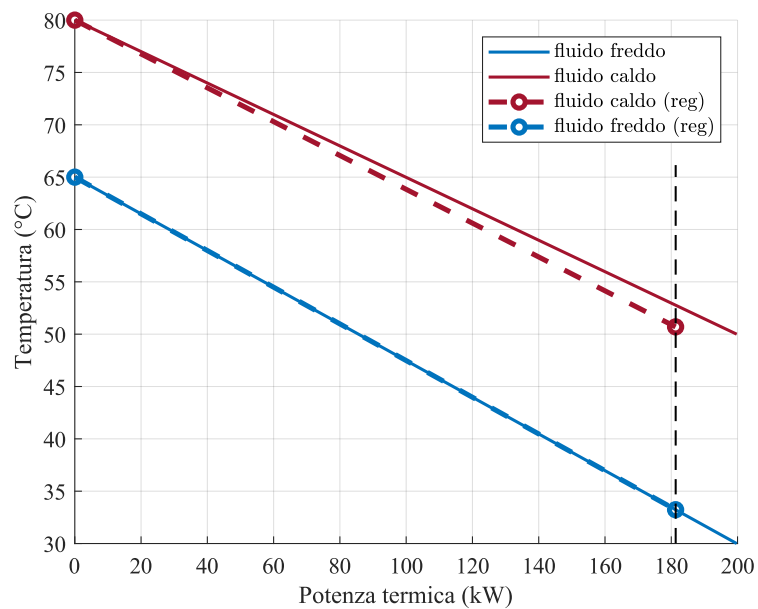
L'errore in input al regolatore è stato definito come differenza tra il valore di set imposto della temperatura  $t_{fu,set}$  e il valore attuale misurato:

$$e(t) = t_{fu,set} - t_{misurata}$$

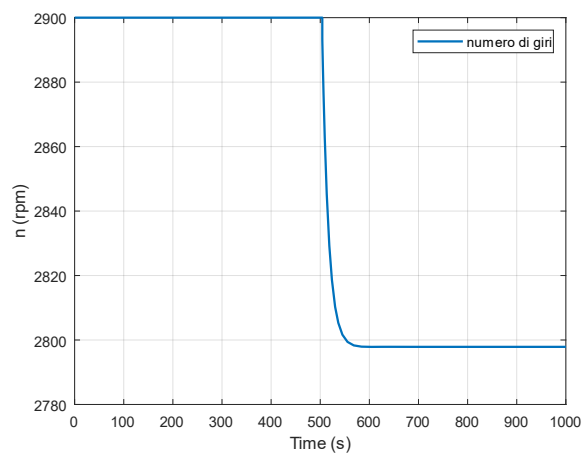
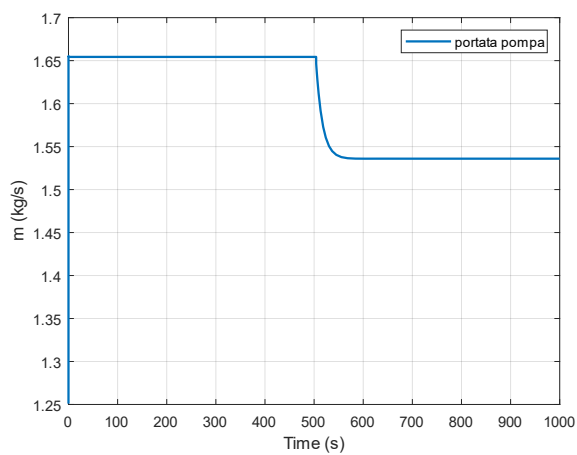
L'uscita del controllore, cioè il parametro “corr”, è definita come:

$$u(t) = K_p e(t) + K_i \int_0^t e(\tau) d\tau$$

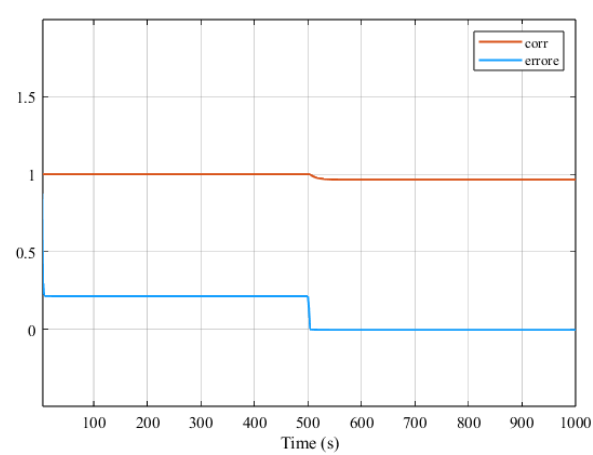
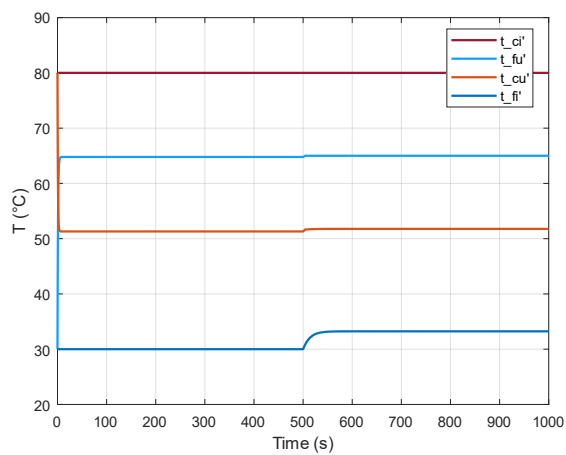
Le costanti  $K_p$  e  $K_i$  rappresentano rispettivamente la parte proporzionale all'errore e la parte proporzionale all'integrale dell'errore nel tempo, e sono state scelte pari a 10 e 0 tramite metodologia trial and error.



**Fig. 13:** Diagramma di scambio termico atteso in regolazione



**Fig. 14 a sx:** Portata massica elaborata dalla pompa in regolazione e **Fig. 15 a dx:** Numero di giri della pompa in regolazione

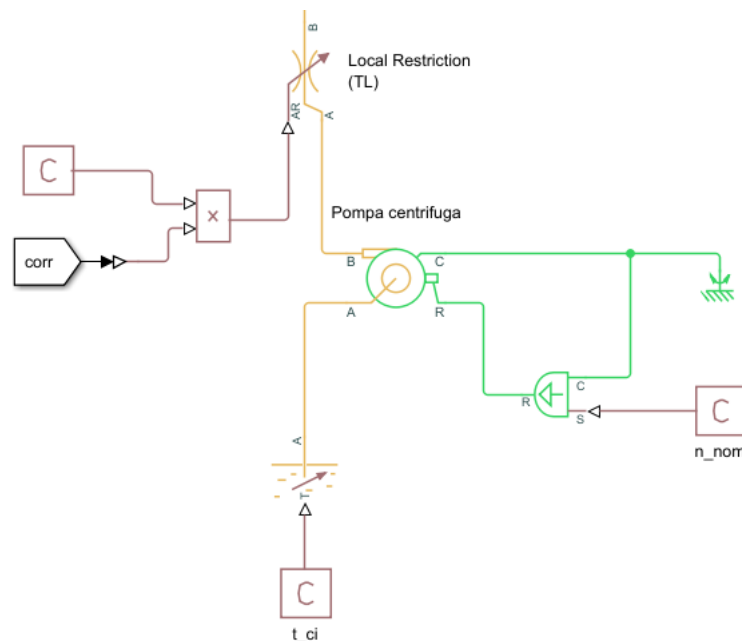


**Fig. 16 a sx:** Temperature in ingresso e in uscita dallo scambiatore in regolazione e **Fig. 17 a dx:** Andamento del fattore correttivo e dell'errore in input al regolatore

Dalla fig. 17 si può osservare come in  $t = 500$  s, a seguito della diminuzione del coefficiente di scambio convettivo dell'aria esterna (e quindi di aumento della  $t_{fi}$ ), il fattore correttivo assume un valore circa pari a 0.965, mentre la temperatura di uscita  $t_{fu}$  diventa esattamente  $65\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Inoltre, si nota come inizialmente il valore dell'errore sia diverso da zero, ma ciò è ancora dovuto al fatto che in condizioni di funzionamento nominali si ottiene un valore di  $t_{fu} = 64.78\text{ }^{\circ}\text{C}$ , a causa dei motivi precedentemente elencati.

Il nuovo numero di giri della pompa centrifuga si riduce da 2900 rpm a circa 2800 rpm, e ciò si riflette in una diminuzione della portata massica  $m_c$  inviata allo scambiatore a piastre che diventa circa pari a 1.54 kg/s, come evidenziato dalle fig. 14 e fig. 15. A causa della riduzione di portata  $m_c$  e dell'aumento di temperatura  $t_{fi}$  si riducono anche l'efficienza dello scambiatore e la potenza termica scambiata tra i fluidi, che diventano pari rispettivamente a 0.6793 e 181.64 kW. Inoltre, avendo ridotto la portata di fluido caldo, ciò implica una leggera variazione di capacità termica del fluido caldo, e dunque un aumento della temperatura di uscita  $t_{cu}$  che diventa  $51.77\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

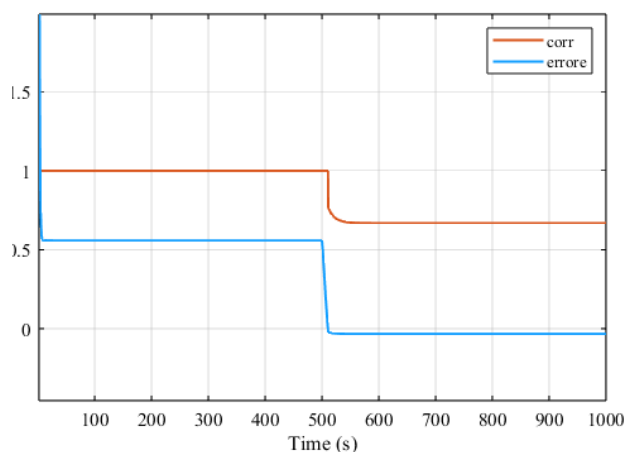
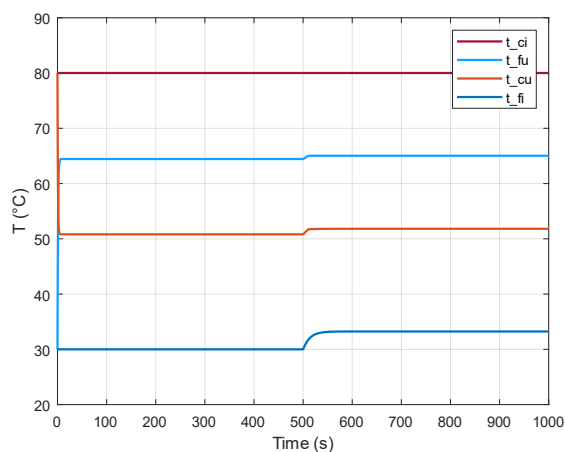
## Regolazione per laminazione alla mandata



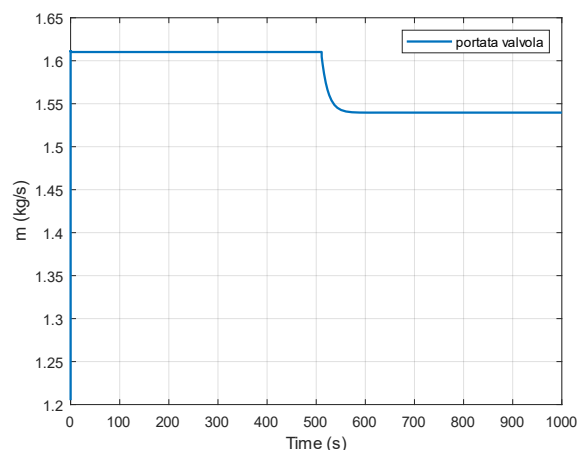
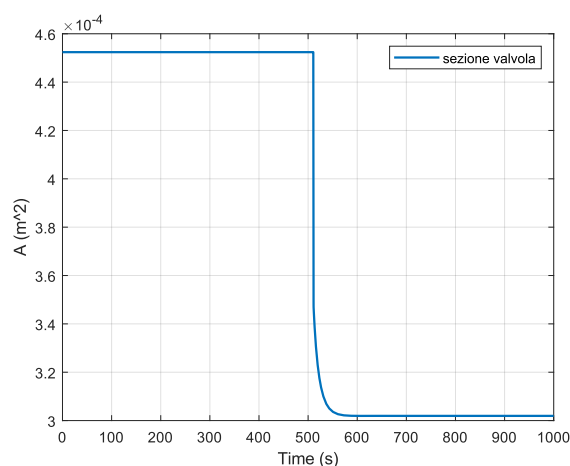
**Fig. 18:** Regolazione per laminazione alla mandata

Una seconda tecnica per la regolazione della portata elaborata dalla pompa centrifuga, più semplice ma meno efficiente della prima, prevede la presenza di una valvola di laminazione posta alla mandata, implementata in Simscape tramite il blocco “Local Restriction (TL)”: sulla base dell'errore di temperatura  $t_{fu}$  si regola opportunamente l'apertura della valvola e quindi la sezione di passaggio, anche qui mediante un controllore PI (il cui schema è analogo a quello presentato in fig. 11). Anche qui i valori delle costanti  $K_p$  e  $K_i$  sono stati scelti rispettivamente pari a 10 e 0.



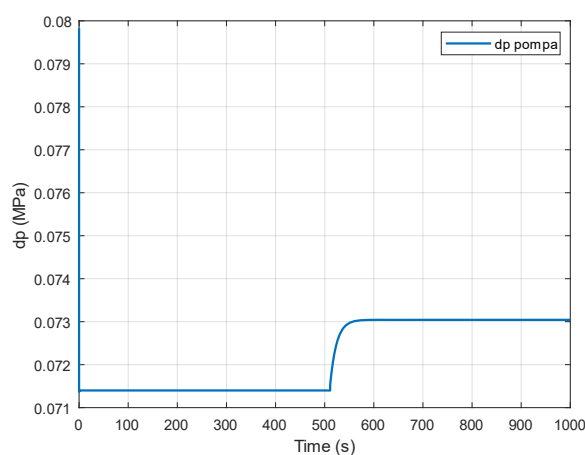


**Fig. 19 a sx:** Temperature in ingresso e in uscita dallo scambiatore in regolazione e **Fig. 20 a dx:** Andamento del fattore correttivo e dell'errore in input al regolatore



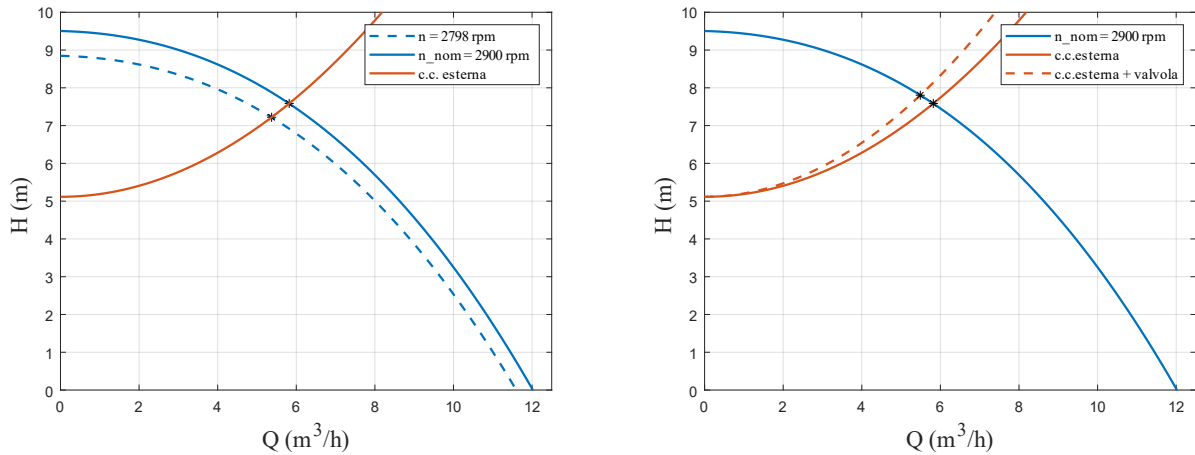
**Fig. 21 a sx:** Sezione di passaggio della valvola in regolazione e **Fig. 22 a dx:** Portata massica elaborata dalla valvola in regolazione

Dalle fig. 21 e fig. 22 si nota che, in  $t = 500$  s, la sezione di passaggio della valvola si riduce ad un valore prossimo ai  $3 \text{ cm}^2$ , cui corrisponde una portata massica pari a  $1.54 \text{ kg/s}$ , necessariamente coincidente col valore ottenuto nel caso di regolazione per variazione del numero di giri.



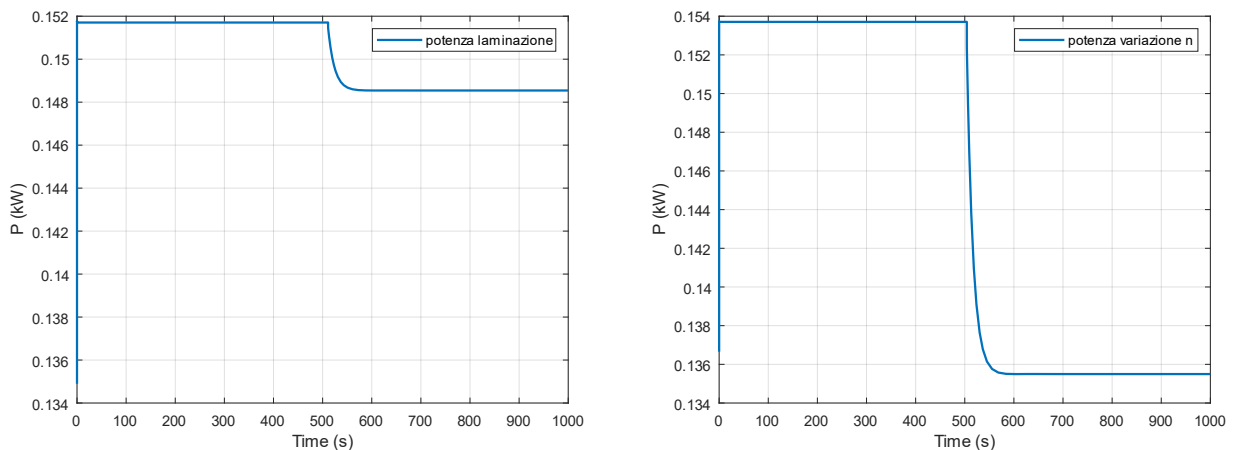
**Fig. 23:** Differenza di pressione imposta dalla pompa in regolazione

Dalla fig. 23 si nota come, al fine di mantenere la  $t_{fu}$  costante e pari al valore nominale, la pompa deve imporre una prevalenza maggiore al fluido; come noto infatti, questo metodo di regolazione è altamente dissipativo, poichè la valvola di laminazione introduce una perdita di carico concentrata aggiuntiva che modifica la curva caratteristica del circuito e quindi aumenta il valore di prevalenza sentito dalla pompa: perciò il nuovo punto di funzionamento si trova sulla stessa curva caratteristica del caso nominale, non avendo variato  $n$ , ma ad un valore di portata massica pari a  $m_{c, reg} = 1.54 \text{ kg/s}$ .



**Fig. 24:** Confronto tra regolazione per variazione di  $n$  (a sx) e regolazione per laminazione alla mandata (a dx)

In fig. 24 si confrontano tra loro i 2 metodi di regolazione: si può notare che nel caso di regolazione per laminazione alla mandata il nuovo punto di funzionamento della pompa dovrà garantire una  $H_{reg} = 7.805 \text{ m}$ , di cui  $dH_v = 0.4919 \text{ m}$  rappresenta la prevalenza aggiuntiva necessaria per compensare la perdite di carico sulla valvola.



**Fig. 25:** Confronto tra potenza assorbita dal compressore nel caso di regolazione per laminazione alla mandata (a sx) e regolazione per variazione di  $n$  (a dx)

Infine in fig. 25 è presente un confronto tra le potenze richieste dalla pompa centrifuga per i due diversi metodi di regolazione: per quanto spiegato sopra, utilizzando la valvola alla mandata la potenza assorbita è maggiore rispetto al caso di regolazione per variazione del numero di giri, si ottengono infatti rispettivamente  $P' = 0.1483 \text{ kW}$  e  $P' = 0.1357 \text{ kW}$ .