

**UNIVERSITÀ DEGLI STUDI DI PADOVA**  
DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA INDUSTRIALE  
CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN INGEGNERIA CHIMICA E DEI PROCESSI INDUSTRIALI

**Tesi di Laurea Magistrale in  
Ingegneria Chimica e dei Processi Industriali**

**Interazione tra progettazione e controllo  
di operazioni di scambio termico**

*Relatore: Prof. Massimiliano Barolo*

*Laureando: NICOLÒ SOAVE*

ANNO ACCADEMICO 2019 – 2020



# Riassunto

La regolazione della temperatura è alla base della corretta conduzione di un impianto chimico, in quanto un controllo termico inefficace può causare gravi problemi di sicurezza e produzione, e minare l'economicità del processo. Lo scopo di questa Tesi è quindi quello di analizzare come la progettazione di scambiatori di calore impatti sulla regolazione della temperatura, sfruttando simulatori di processo dinamici (Aspen Plus Dynamics e DynSim). La prima parte della Tesi si focalizza sull'interazione tra progettazione e controllo nel solo scambiatore, differenziando lo studio tra raffreddatori (ovvero scambiatori che fanno uso di un fluido di servizio) e recuperatori di calore (in cui invece entrambe le correnti alimentate sono fluidi di processo). Nei raffreddatori studiati, una maggiore superficie di scambio si traduce in maggiori capacità di controllo, ma anche in una risposta dinamica più lenta; nei recuperatori invece la presenza di un *bypass* appiana le differenze tra le risposte dinamiche. Sono confrontati poi diversi sistemi di raffreddamento per un reattore, per verificare come il dimensionamento influenzi le capacità di compensazione di disturbi e di incremento della produttività. Le configurazioni prese in esame sono le più utilizzate in ambito industriale: *once-through* con e senza riciclo di acqua di raffreddamento, una configurazione con raffreddamento diretto dei prodotti di reazione, e due configurazioni che fanno uso di un ricircolo chiuso di acqua: in una si varia la portata di fluido di servizio, mentre nell'altra viene variata la ripartizione della corrente calda all'ingresso di un recuperatore di calore tramite l'utilizzo di un *bypass*. Il confronto ha evidenziato che la configurazione *once-through* è la migliore dal punto delle capacità di regolazione, ma l'utilizzo di un recuperatore di calore con *bypass* garantisce risultati comparabili, mentre permette anche di evitare fenomeni di sporcamento. Le configurazioni a raffreddamento diretto e con raffreddatore, invece, pur compensando i disturbi di temperatura risultano nettamente meno efficaci dal punto di vista dell'aumento di produttività.



# Indice

<b>INTRODUZIONE</b> .....	<b>1</b>
<b>CAPITOLO 1 – Risposta stazionaria degli scambiatori di calore</b> .....	<b>3</b>
1.1 RAFFREDDATORE IN CONTROCORRENTE .....	3
1.1.1 Equazioni di governo .....	5
1.1.2 Effetto parametri operativi sulla risposta a stato stazionario .....	7
1.1.3 Effetto della progettazione sulla risposta di un raffreddatore .....	13
1.1.4 Effetto del dimensionamento sulla controllabilità degli scambiatori .....	15
1.2 RECUPERATORE IN CONTROCORRENTE CON BYPASS .....	19
1.2.1 Bilancio di energia e metodo risolutivo .....	20
1.2.2 Esempio numerico .....	21
1.2.3 Analisi economica.....	26
1.3 CONCLUSIONI.....	27
<b>CAPITOLO 2 – Risposta dinamica di scambiatori a fascio tubiero</b> .....	<b>29</b>
2.1 SIMULAZIONI DI PROCESSO: RAFFREDDATORI .....	29
2.1.1 Configurazione Aspen Plus .....	29
2.1.2 Dimensionamento dettagliato dei raffreddatori .....	31
2.1.3 Configurazione di Aspen Plus Dynamics.....	33
2.1.4 Risposta dinamica del raffreddatore .....	36
2.1.5 Verifica della linearità del modello.....	38
2.1.6 Creazione, sintonizzazione ed analisi della risposta del sistema di controllo...	39
2.1.7 Confronto risposta dinamica: Aspen Plus Dynamics e DynSim.....	44
2.2 SIMULAZIONI DI PROCESSO: SCAMBIATORE CON BYPASS .....	47
2.2.1 Configurazione Aspen Plus .....	47
2.2.2 Dimensionamento in dettaglio del recuperatore con bypass .....	47
2.2.3 Dimensionamento delle valvole di regolazione .....	51
2.2.4 Configurazione Aspen Plus Dynamics .....	52
2.2.5 Risposta dinamica del recuperatore con bypass.....	55
2.2.6 Modellazione della risposta dinamica del recuperatore con bypass.....	56
2.2.7 Confronto tra diversi modelli di riduzione per la funzione di trasferimento del processo.....	60
2.2.8 Analisi della risposta del sistema di controllo.....	62
2.2.9 Confronto della risposta dinamica: Aspen Plus Dynamics e DynSim.....	64
2.3 CONCLUSIONI.....	66
<b>CAPITOLO 3 – Simulazione dinamica del sistema di raffreddamento di un processo di idrogenazione</b> .....	<b>69</b>

3.1	PROCESSO DI IDROGENAZIONE.....	69
3.2	REGOLATORI COMUNI AI DIVERSI SISTEMI DI CONTROLLO.....	70
3.3	SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO CON RECUPERATORE CON BYPASS .....	72
3.3.1	Configurazione dei simulatori di processo .....	75
3.3.2	Analisi della risposta dinamica.....	78
3.3.2.1	Effetto della portata ricircolata nella camicia .....	81
3.3.2.2	Andamento della pressione nel riciclo d'acqua .....	82
3.3.3	Confronto tra i modelli dinamici di Aspen Plus Dynamics e DynSim .....	83
3.4	SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO ONCE-THROUGH.....	86
3.4.1	Configurazione dei simulatori di processo .....	87
3.4.2	Analisi della risposta dinamica.....	88
3.4.3	Introduzione del riciclo nella configurazione once-through.....	90
3.5	SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO DIRETTO .....	93
3.5.1	Configurazione dei simulatori di processo .....	93
3.5.2	Analisi della risposta dinamica.....	96
3.6	SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO CON CAMICIA E RAFFREDDATORE .....	99
3.6.1	Configurazione dei simulatori di processo .....	100
3.6.2	Analisi della risposta dinamica.....	102
3.7	CONFRONTO DELLE CONFIGURAZIONI.....	103
3.8	CONCLUSIONI.....	107
	<b>CONCLUSIONI .....</b>	<b>109</b>
	<b>APPENDICE .....</b>	<b>111</b>
	APPENDICE A - RAFFREDDATORI .....	111
	APPENDICE B - RECUPERATORI CON BYPASS.....	114
	APPENDICE C - SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO RECUPERATORE CON BYPASS .....	117
	APPENDICE D - SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO ONCE-THROUGH.....	120
	APPENDICE E - SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO DIRETTO.....	122
	APPENDICE F - SISTEMA DI RAFFREDDAMENTO CAMICIA E RAFFREDDATORE .....	124
	APPENDICE G - RELAZIONI NECESSARIE ALLA STIMA DEGLI INVESTIMENTI.....	126
	<b>NOMENCLATURA .....</b>	<b>127</b>
	<b>RIFERIMENTI BIBLIOGRAFICI .....</b>	<b>131</b>

# Introduzione

La temperatura è una delle variabili controllate più frequenti nell'industria di processo. Fra quelle più comuni (come pressione, portata e livello) la temperatura è anche quella più complicata da gestire, a causa di frequenti comportamenti non lineari associati allo scambio termico. Nonostante questa difficoltà, la regolazione della temperatura è indispensabile per via degli innumerevoli vantaggi che porta in svariati ambiti dell'industria di processo. Il primo scopo per cui viene implementato questo tipo di controllo è sicuramente la sicurezza. Pochi gradi di differenza nella temperatura di un reattore possono infatti innescare reazioni fuggitive, con conseguenze gravi per eventuali operatori presenti od apparecchiature. Un controllo stretto sulla temperatura di pelle degli scambiatori, come altro esempio, può evitare scottature causate dalle fiamme ai tubi presenti nelle fornaci di cracking, una cui perdita avrebbe conseguenze estremamente gravi. Anche l'industria alimentare trae notevoli vantaggi dal controllo di temperatura, in quanto processi di cottura, disidratazione e sterilizzazione devono avvenire a temperature ben specificate. Un'altra ragione per cui il controllo di temperatura è fondamentale è sicuramente quella economica. Nella maggior parte dei sistemi reattivi, infatti, la selettività è fortemente dipendente dalla temperatura, e quindi una accurata regolazione delle condizioni di reazione implica un altrettanto accurato controllo sulla distribuzione dei prodotti, che porta ad vasto numero di vantaggi come ad esempio un prodotto più puro e di conseguenza con un maggiore valore economico. Prodotti fuori specifica possono infatti contenere composti dannosi e difficili da rimuovere, incrementando il consumo energetico legato al processo. Prodotti secondari indesiderati minano poi alle fondamenta la sostenibilità economica del processo, poiché le materie prime stanno venendo utilizzate per generare scarti. Poiché il controllo della temperatura avviene frequentemente tramite l'utilizzo di scambiatori di calore, questa Tesi si propone come obiettivo quello di analizzare in dettaglio gli effetti del dimensionamento di scambiatori di calore sulle loro capacità di regolazione della temperatura. In particolare, nel Capitolo 1 si propone un'analisi stazionaria semplificata della risposta sia di raffreddatori (che fanno uso di fluido di servizio), che di recuperatori di calore (in cui entrambe le correnti sono di processo), con lo scopo di capire in quali condizioni l'operazione di uno scambiatore, a parità di condizioni nominali, sia più efficace dal punto di vista del controllo della temperatura, tenendo in considerazione anche come il dimensionamento impatti sull'investimento economico necessario a realizzare gli scambiatori studiati. Nel Capitolo 2 si analizza invece la risposta dinamica di raffreddatori e recuperatori con *bypass*; grazie all'utilizzo di simulatori di processo si è in grado di migliorare notevolmente il dettaglio delle analisi fatte, introducendo un modello geometrico realistico per ogni apparecchiatura, calori specifici dipendenti dalla temperatura ed il coefficiente globale di scambio termico variabile in funzione della portata alimentata. Per il recuperatore con *bypass* si è modellato uno schema a blocchi che sia in grado di prevedere la risposta dinamica del si-

stema noti soltanto le dinamiche del recuperatore e delle valvole dello schema di processo, il che permette di verificare le potenzialità legate all'adozione di questa configurazione senza la necessità di costruire fisicamente l'impianto e facilitare successivamente la sintonizzazione del sistema di controllo. Vengono testate le capacità dei sistemi di controllo sintonizzati introducendo disturbi sulle temperature di impianto per verificare eventuali differenze nelle risposte dinamiche in anello chiuso al variare delle dimensioni delle apparecchiature. Si confrontano in ultimo anche i dati ottenuti su Aspen Plus Dynamics con una simulazione equivalente su DynSim. Il Capitolo 3 ha come scopo quello di verificare come il dimensionamento impatti nel raffreddamento in uno schema di processo più complesso, che prevede la regolazione termica di un reattore di notevoli dimensioni in cui avviene l'idrogenazione dell'anilina. Le configurazioni analizzate sono alcune tra le più comuni nell'industria di processo, come la *once-through*, il controllo termico tramite raffreddamento diretto dei prodotti di reazione e il raffreddamento tramite camicia ricircolata e raffreddatore. Si è però aggiunta anche una configurazione che facesse uso di un recuperatore con *bypass*, utilizzata come metro di paragone, per verificare se fosse possibile adottare questa configurazione per il raffreddamento del reattore ed eventualmente quali vantaggi e svantaggi fornisse. La comparativa delle configurazioni prevede il confronto delle risposte in anello chiuso al manifestarsi di un disturbo sulla temperatura in ingresso dell'anilina e delle capacità di aumento della produttività nominale grazie all'utilizzo di regolatori di posizione di valvola. Lo schema di processo che fa uso del recuperatore con *bypass* è riprodotto con entrambi i simulatori utilizzati, al fine di confrontarli. Come ulteriore metro di paragone si è stimato anche l'investimento annualizzato necessario per la realizzazione di ogni configurazione studiata.



# Capitolo 1

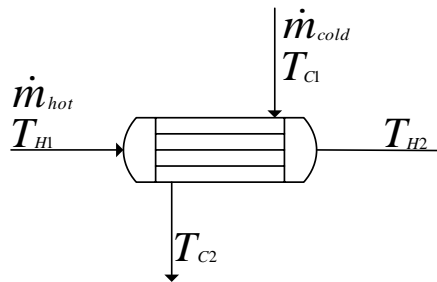
## Risposta stazionaria degli scambiatori di calore

Questo Capitolo ha come obiettivo quello di capire quale sia il comportamento a stato stazionario di uno scambiatore di calore. Questo risultato è di interesse per svariati motivi: in primo luogo consentirà di capire quali siano i parametri disponibili nella progettazione di uno scambiatore di calore, ed in secondo luogo quale sia l'effetto di una loro modifica in relazione alla progettazione ed al controllo dell'apparecchiatura. In ultimo, ottenere dei risultati partendo esclusivamente dalle equazioni di governo che caratterizzano il comportamento stazionario di uno scambiatore di calore sarà di grande aiuto nel capire e convalidare i risultati che verranno ottenuti tramite simulazioni dinamiche. In particolare, in questo Capitolo verranno studiati esclusivamente scambiatori fascio tubiero in configurazione 1-1 in controcorrente. La scelta di uno scambiatore con questa geometria è legata alla sua semplicità di analisi. Poiché lo studio è basato sulle equazioni di governo, e prevede delle assunzioni semplificative che verranno discusse in seguito, non si è ritenuto necessario sviluppare questo modello per uno scambiatore con una geometria più complessa. In secondo luogo, poi, non è necessario correggere il salto termico medio logaritmico, cosa che semplifica ulteriormente la modellazione analitica della risposta. La motivazione legata alla scelta della configurazione dei fluidi è da ricercarsi invece nell'efficacia di quest'ultima. Nelle più comuni applicazioni industriali, vista l'efficacia maggiore di questa tipologia di configurazione, a causa della maggior costanza del gradiente di temperatura all'interno dell'apparecchiatura, la porta ad essere largamente preferita a quella in equi-corrente, e da qui la scelta di studiare solo questa in dettaglio. Le tipologie di configurazione su cui si è sviluppata la modellazione sono due: una prima in cui lo scambiatore è alimentato con un fluido di servizio freddo ed è per questo denominato come *raffreddatore*, ed una seconda in cui entrambi i fluidi sono di processo, e si sfrutta la possibilità di variare una delle due portate in ingresso allo scambiatore garantendo che il bilancio di massa globale sia inalterato grazie alla presenza di un *bypass*, e per questo è definito *recuperatore*.

### 1.1 Raffreddatore in controcorrente

In questa prima analisi l'obiettivo è quello di raffreddare una corrente,  $\dot{m}_{hot}$  ( $\text{kg s}^{-1}$ ), di fluido caldo utilizzandone una fredda,  $\dot{m}_{cold}$  ( $\text{kg s}^{-1}$ ), fluido di raffreddamento. L'apparecchiatura uti-

lizzata è uno scambiatore di calore a fascio tubiero, in configurazione 1-1 ed in controcorrente. Lo schema di impianto, visibile in Figura



**Figura 1.1.** Schema semplificato e nomenclatura utilizzata per il raffreddatore.

Prima di definire il modello stazionario dello scambiatore di calore è utile capire quante e quali siano le variabili di interesse all'interno del sistema, in modo da poterne poi analizzare gli effetti. In primo, un parametro fondamentale per lo scambiatore di calore è la temperatura,  $T_{H2}$  (K), di uscita del fluido di processo. Lo scopo principale di questo tipo di configurazioni è di garantire che il fluido di processo esca alla temperatura desiderata, per questo è tipicamente indicato come *raffreddatore*. Di conseguenza  $T_{H2}$  sarà la variabile controllata, *CV*, ovvero quella variabile, in uscita dal sistema, che viene controllata al fine di operarlo in modo soddisfacente. In un raffreddatore, le più comuni strategie di controllo fanno uso della valvola di regolazione sulla linea del fluido di servizio per compensare i disturbi al sistema (Luyben et al., 1999, pag. 150). La portata di fluido di raffreddamento  $\dot{m}_{cold}$ , che in questo caso sarà considerata acqua, è quindi la variabile manipolata, *MV*, ovvero quella variabile che viene sfruttata dal sistema di controllo per garantire la compensazione dei disturbi, *D*. In conclusione, quindi, la portata lato processo,  $\dot{m}_{hot}$  deve essere costante per mantenere la produttività al valore nominale, e poiché la temperatura di ingresso del fluido di servizio,  $T_{C1}$  (K), è a sua volta costante, allora l'unica variabile disponibile ad essere manipolata è la portata di quest'ultimo, portando alla conclusione che in una configurazione come questa sia disponibile un solo grado di libertà per il sistema di controllo (Seborg et al., 2017, pag. 230). Dal punto di vista geometrico, invece, il parametro di interesse è la superficie del raffreddatore. Apparecchiature come quelle a fascio tubiero nella realtà sono caratterizzate da un numero ben più elevato di parametri che ne modificano la geometria, ma per mantenere il modello il più semplice possibile, e poiché l'area è l'unico parametro geometrico che sarà presente all'interno delle equazioni di governo, è l'unico che per ora viene considerato.

L'obiettivo in conclusione risulta quindi duplice, da un lato capire quale sia l'effetto della variabile manipolata,  $\dot{m}_{cold}$ , sulla variabile controllata, e in secondo luogo capire quale debba essere il valore di *MV* tale per cui, una volta un disturbo sia entrato nel sistema, questo non si propaghi sulla variabile controllata *CV* a stato stazionario producendo un offset.

### 1.1.1 Equazioni di governo

In seguito all'introduzione dello schema di processo di interesse, è utile introdurre anche le equazioni di governo che regolano la risposta a stato stazionario del raffreddatore. La prima equazione che ne caratterizza il comportamento dal punto di vista termico è il bilancio di energia, formulato per un sistema aperto. Assumendo che la pressione all'interno del raffreddatore non vari, e che lo scambio termico con l'ambiente sia trascurabile, allora la variazione della portata entalpica,  $\Delta\dot{H}_{hot}$  (kW), del fluido caldo, dovuta allo scambio termico deve essere uguale ed opposta a quella,  $\Delta\dot{H}_{cold}$  (kW), che subisce il fluido freddo. Questo stesso valore sarà poi uguale alla portata complessiva,  $\dot{Q}$  (kW), di calore scambiato da cui:

$$\dot{Q} = \Delta\dot{H}_{hot} = -\Delta\dot{H}_{cold}. \quad (1.1)$$

Questa prima equazione può essere riscritta utilizzando la definizione del calore specifico,  $c_p$  ( $\text{kJkg}^{-1}\text{K}^{-1}$ ):

$$d\hat{H} = c_p dT, \quad (1.2)$$

dove con  $\hat{H}$  ( $\text{kJkg}^{-1}$ ) si indica il valore specifico dell'entalpia e con  $T$  (K) la temperatura. Integrando la 1.2, tra un valore iniziale di temperatura  $T_1$  ed uno finale  $T_2$  si ottiene:

$$\Delta\hat{H}_{T_1}^{T_2} = \int_{T_1}^{T_2} c_p dT, \quad (1.3)$$

ricordando poi la definizione di portata entalpica:

$$\dot{H} = \dot{m}\Delta\hat{H}, \quad (1.4)$$

e prendendo come esempio un raffreddatore in controcorrente, per quanto già spiegato prima, la (1.1) diventa:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{hot} \int_{T_{H2}}^{T_{H1}} c_{p,hot} dT = \dot{m}_{cold} \int_{T_{C1}}^{T_{C2}} c_{p,cold} dT. \quad (1.5)$$

Quest'ultima equazione rappresenta il bilancio a stato stazionario del raffreddatore. In generale, poiché il calore specifico di un liquido non è fortemente dipendente dalla temperatura, è possibile in prima approssimazione considerarlo come costante, prendendo come riferimento un valore medio tra la temperatura di ingresso e di uscita della corrente di riferimento. La (1.5) diviene quindi:

$$\dot{Q} = \dot{m}_{hot} \bar{c}_{p,hot} (T_{H1} - T_{H2}) = \dot{m}_{cold} \bar{c}_{p,cold} (T_{C2} - T_{C1}). \quad (1.6)$$

Di qui in avanti, per evitare di appesantire eccessivamente la notazione si eviterà di segnare il valore medio del calore specifico, denotandolo solo come  $c_p$ . La seconda equazione di governo

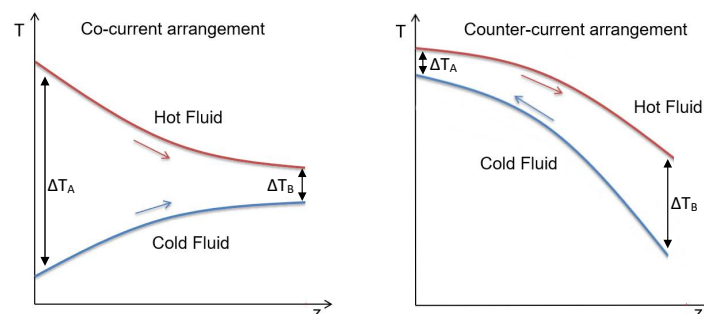
necessaria per caratterizzare il comportamento termico di un raffreddatore, in particolare quello di uno scambiatore a fascio tubiero, è quella di progetto:

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{LM}. \quad (1.7)$$

Questa equazione correla la potenza termica  $\dot{Q}$  alla superficie di scambio termico  $A$  ( $\text{m}^2$ ), al coefficiente globale di scambio termico  $U$  ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ ), e al salto termico medio logaritmico,  $\Delta T_{LM}$  (K), tra i due fluidi. Il coefficiente globale di scambio termico rappresenta l'inverso di una resistenza al trasferimento di calore da un fluido ad un altro. Di conseguenza, maggiore sarà questo valore, più facile sarà il trasporto del calore. In prima approssimazione, se lo spessore dei tubi non è eccessivo, come spesso avviene in questa tipologia di apparecchiature, la superficie di scambio interna ed esterna sono considerate uguali, e quindi  $U$  può essere formulato come:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_{hot}} + \frac{1}{h_{cold}} + \frac{w}{k}. \quad (1.8)$$

In (1.8),  $h_i$  ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ ) sono i coefficienti di scambio termico per il fluido caldo e quello freddo, mentre  $k_w$  ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ) è la conducibilità termica del materiale di cui sono costituiti i tubi, caratterizzati da uno spessore  $w$  (m). Lo scambio termico attraverso i due fluidi e attraverso la parete dei tubi è indicata con due notazioni diverse per tenere conto dei diversi meccanismi attraverso cui questo è realizzato. Nel materiale della tubazione è infatti presente solo trasporto di calore attraverso conduzione, mentre nei fluidi, poiché sono tipicamente mantenuti in condizione di moto turbolento, il trasporto per convezione è dominante. In ultimo,  $\Delta T_{ML}$  è il salto termico medio logaritmico, il cui utilizzo è necessario per tenere conto della forte non linearità che caratterizza i profili di temperatura all'interno del raffreddatore, come visibile in Figura 1.2, che ne mostra l'andamento qualitativo in uno scambiatore della tipologia in analisi.



**Figura 1.2.** Profili termici in uno scambiatore in equi e contro corrente, tratto dal sito Nuclear Power (2020).

Nell'introduzione di §1 si è specificato come si scelga un raffreddatore in controcorrente per via della sua maggiore efficacia. Questo fatto risulta ora evidente già dal punto di vista qualitativo attraverso Figura 1.2. Definendo con  $\Delta T_A$  la differenza di temperatura tra il fluido caldo e quello

freddo all'ingresso del raffreddatore e con  $\Delta T_B$  quella all'uscita, si può esprimere  $\Delta T_{LM}$  come:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_A - \Delta T_B}{\ln \frac{\Delta T_A}{\Delta T_B}}. \quad (1.9)$$

In un raffreddatore in controcorrente, prendendo a riferimento lo schema in esame:

$$\Delta T_A = T_{H1} - T_{C2}, \quad (1.10)$$

e

$$\Delta T_B = T_{H2} - T_{C1}. \quad (1.11)$$

Da cui si ottiene  $\Delta T_{LM}$  per lo schema considerato, ovvero:

$$\Delta T_{LM} = \frac{(T_{H1} - T_{C2}) - (T_{H2} - T_{C1})}{\ln \frac{T_{H1} - T_{C2}}{T_{H2} - T_{C1}}}. \quad (1.12)$$

### 1.1.2 Effetto parametri operativi sulla risposta a stato stazionario

Il primo studio eseguito sul raffreddatore in esame è di tipo qualitativo.  $U$  ed  $A$  dipendono infatti dai due fluidi che scorrono nell'apparecchiatura, dal loro regime di moto e dal salto termico richiesto. Gli obiettivi di verificare sia l'effetto della variabile manipolata su quella controllata, che l'andamento della portata necessaria a compensare un dato disturbo, si possono però ottenere come conclusione generale senza dover necessariamente fissare un valore numerico per il coefficiente globale di scambio o per l'area, cosa che verrà fatta solo successivamente. I risultati che saranno quindi ottenuti sono validi quindi per ogni scambiatore di calore, nel limite delle assunzioni fatte. Come proposto da Shinskey (1988, pag. 277), è possibile ricavare delle relazioni, per uno scambiatore in controcorrente, basate sulle equazioni di governo illustrate precedentemente in modo da poter relazionare la temperatura in uscita del fluido di processo, ovvero la  $CV$ , alla portata di fluido di servizio,  $MV$ . Unendo infatti la (1.6) con (1.7) è possibile ottenere:

$$T_{H2} = T_{C1} + E(T_{H1} - T_{C2}), \quad (1.13)$$

nella quale il parametro  $E$  (-) è definito come:

$$E = \exp \left( \frac{UA}{\dot{m}_{cold} c_{p,cold}} - \frac{UA}{\dot{m}_{hot} c_{p,hot}} \right). \quad (1.14)$$

Se la (1.13) è sostituita all'interno di (1.6) nell'espressione del calore scambiato dal fluido di processo caldo, è possibile riscrivere il risultato al fine di evidenziare un aumento di temperatura lato fluido di servizio, adimensionalizzato rispetto massima differenza di temperatura del

sistema, quella fra la temperatura di ingresso del fluido di processo  $T_{H1}$  e quella di ingresso del fluido freddo di servizio  $T_{C1}$ , corrispondente al segmento ② in Figura 1.3:

$$\frac{T_{C2} - T_{C1}}{T_{H1} - T_{C1}} = \frac{1 - E}{\frac{1}{R} - E}, \quad (1.15)$$

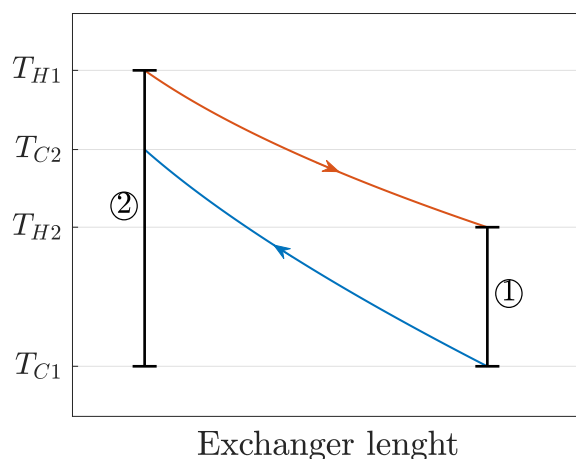
in cui parametro il parametro  $R$  indica:

$$R = \frac{\dot{m}_{hot} c_{p,hot}}{\dot{m}_{cold} c_{p,cold}}. \quad (1.16)$$

In ultimo, sfruttando la (1.13) è possibile ottenere il risultato desiderato, ovvero l'aumento di temperatura lato processo, adimensionalizzato nuovamente rispetto a  $(T_{H1} - T_{C1})$ . È denominato  $\Delta T_N$  poiché verrà richiamato frequentemente, e risulta:

$$\Delta T_N = \frac{T_{H2} - T_{C1}}{T_{H1} - T_{C1}} = \frac{1 - R}{\frac{1}{E} - R}. \quad (1.17)$$

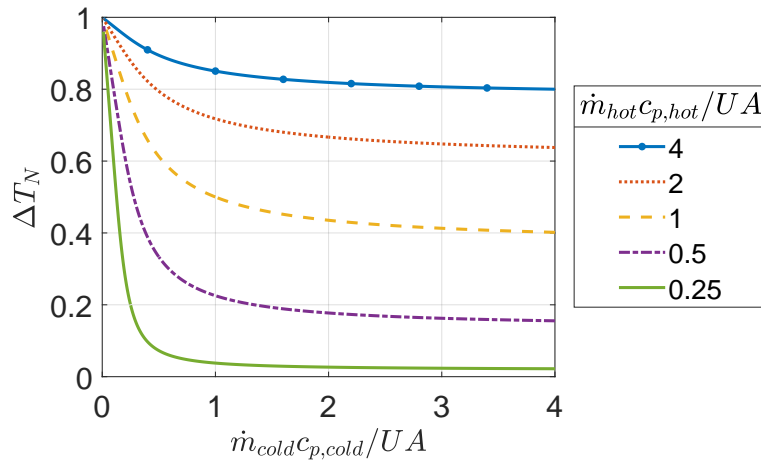
È possibile visualizzare il valore  $\Delta T_N$ , nell'equazione precedente, in maniera grafica, come mostrato in Figura 1.3.



**Figura 1.3.** Rappresentazione grafica del valore  $\Delta T_N$ , ottenuto come rapporto tra il segmento ① e ②, in un raffreddatore a fascio tubiero in controcorrente.

La derivazione precedente, quindi, porta ad un'equazione, la (1.17), in cui la variabile manipolata, ovvero  $\dot{m}_{cold}$  è correlata a quella controllata,  $T_{H2}$ , mentre non entrano disturbi all'interno del sistema, per cui  $T_{H1}$  resta costante al valore nominale. Questa relazione è ottenuta tramite soli parametri adimensionali, il che consente quindi di modellare la risposta stazionaria di un generico scambiatore di calore senza averne definito il valore di  $U$  ed  $A$ , come prefissato.

Una prima osservazione da fare per quanto riguarda i risultati ottenuti è legata alle assunzioni semplificative che caratterizzano questo modello. Il coefficiente di scambio  $U$  in questo caso è considerato come costante per semplicità. In un raffreddatore reale, questo parametro invece dipende a sua volta dalle portate che fluiscono lato tubi e lato mantello. Allo stesso modo,



**Figura 1.4.** Andamento di  $\Delta T_N$  al variare della portata di fluido di servizio, le curve sono parametriche nella portata normalizzata di fluido di processo.

i calori specifici sono considerati costanti, ma come già spiegato il loro valore non dovrebbe variare eccessivamente, e questo tipo di semplificazione impatta sicuramente meno l'aderenza alla realtà del modello rispetto a quella fatta su  $U$ . La risposta stazionaria del raffreddatore è riassunta in Figura 1.4, dove viene rappresentato l'andamento di  $\Delta T_N$  in funzione della portata di fluido di raffreddamento, con valori di  $U$ ,  $A$  e  $c_{p,cold}$  costanti. Nel grafico sono poi riportate più linee. Questo è dovuto al fatto che la risposta del sistema dipende dalla portata e dalle proprietà fisiche del fluido di processo utilizzato.

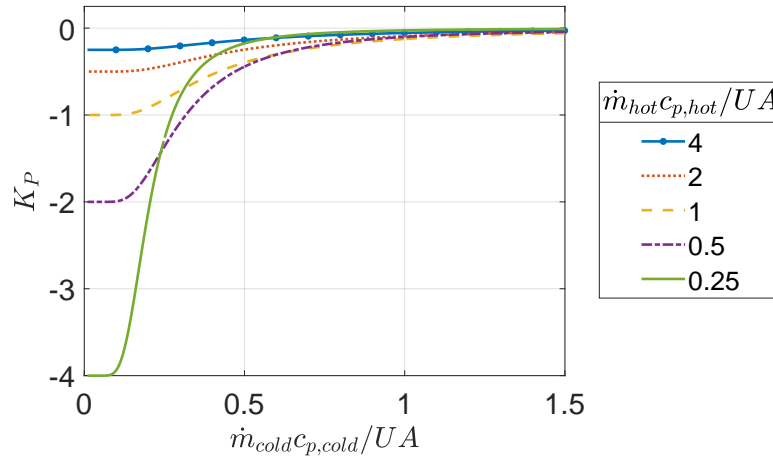
I commenti che si possono fare sull'andamento di un generico raffreddatore attraverso questo grafico sono sì puramente qualitativi (e per questo verrà proposto un esempio numerico nella prossima sezione per renderli quantitativi), ma sono di valenza generale. Per quanto riguarda  $\Delta T_N$ , per come è definito e poiché si assume  $T_{H1}$  costante, risulta evidente come studiare l'andamento della temperatura adimensionalizzata coincida con lo studiare l'andamento di  $T_{H2}$ . Fissato quindi un valore di  $\dot{m}_{hot}c_{p,hot}/UA$  (e quindi una curva), muoversi lungo la curva scelta equivale a capire come una variazione di  $\dot{m}_{cold}$  influenzi  $T_{H2}$ . Quello che si osserva è che, come atteso, per valori estremamente bassi di portata del fluido di raffreddamento  $\Delta T_N$  tende ad 1; questo accade perché  $T_{H2}$  a sua volta tende a  $T_{H1}$ , poiché il calore rimosso dalla corrente calda è ridotto. Man mano invece che si aumenta la portata di fluido di raffreddamento,  $T_{H2}$  tende ad abbassarsi sempre più, fino a raggiungere un *plateau* in cui una ulteriore variazione della portata di fluido di raffreddamento non è più efficace. Ciò è giustificato dal punto di vista teorico dal fatto che:

$$\lim_{\dot{m}_{cold} \rightarrow +\infty} \Delta T_N = \exp\left(-\frac{UA}{\dot{m}_{hot}c_{p,hot}}\right), \quad (1.18)$$

che è un valore finito, sotto il quale  $\Delta T_N$  (e quindi  $T_{H2}$ ) non può andare. Un risultato interessante, quindi, è che in uno scambiatore assegnato, l'intervallo di variazione delle temperature non è illimitato e la risposta stazionaria è fortemente non lineare. Se infatti si grafica l'andamento

della derivata del grafico precedente, si ottiene quanto mostrato in Figura 1.5. La prima considerazione da fare in riguardo a questa Figura è che la derivata delle curve precedenti è pari a:

$$\frac{d\Delta T_N}{d\dot{m}_{cold}} = \frac{dT_{H2}}{d\dot{m}_{cold}} = K_P, \quad (1.19)$$



**Figura 1.5.** Andamento del guadagno stazionario del sistema,  $K_P$  al variare della portata di fluido di servizio, le curve sono parametriche nella portata normalizzata di fluido di processo.

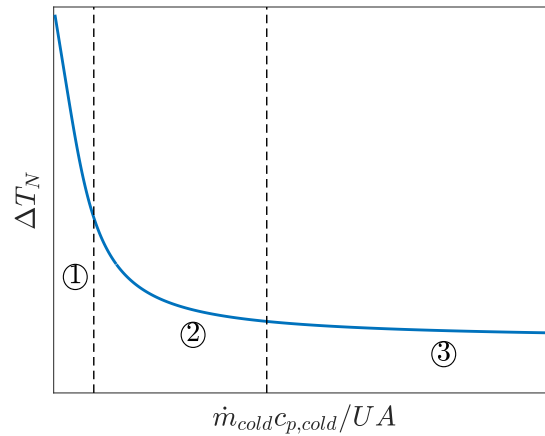
ovvero si sta analizzando il guadagno stazionario del sistema,  $K_P$  ( $K \text{ (kg/s)}^{-1}$ ). Figura 1.5 conferma quindi come la risposta del raffreddatore sia suddivisibile in tre zone distinte: una prima in cui, essendo relativamente costante il guadagno, la risposta stazionaria sarà lineare; una seconda zona (ginocchio della curva) in cui il guadagno cambia linearmente con la variabile manipolata e si manifesta un forte non linearità nella risposta stazionaria; ed un'ultima zona in cui il guadagno, pur costante, è pressoché nullo rendendo dunque impossibile la regolazione del raffreddatore. Queste tre zone, definite rispettivamente ①, ② e ③ sono rappresentate in uno schema generico riassuntivo presentato in Figura 1.6.

Questo tipo di risposta è da accreditarsi all'andamento del  $\Delta T_{ML}$  all'interno del sistema, che è la forza motrice dello scambio termico, come mostrato in (1.7). Si può infatti ottenere in forma adimensionale anche il calore scambiato all'interno del sistema. Per farlo è innanzitutto necessario definire il valore massimo della potenza termica che può essere trasferita nel sistema pari a:

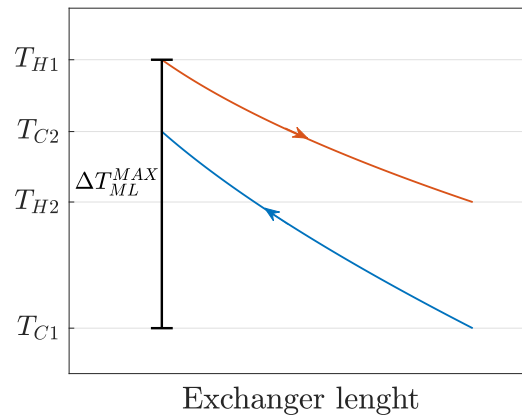
$$\dot{Q}_{MAX} = UA(T_{H1} - T_{C1}), \quad (1.20)$$

dove  $(T_{H1} - T_{C1})$  rappresenta la massima differenza di temperatura,  $\Delta T_{ML}^{MAX}$ , all'interno del sistema, come mostrato in Figura 1.7.





**Figura 1.6.** Schema riassuntivo delle tre zone distinte in cui è possibile suddividere la risposta stazionaria di un raffreddatore in controcorrente.



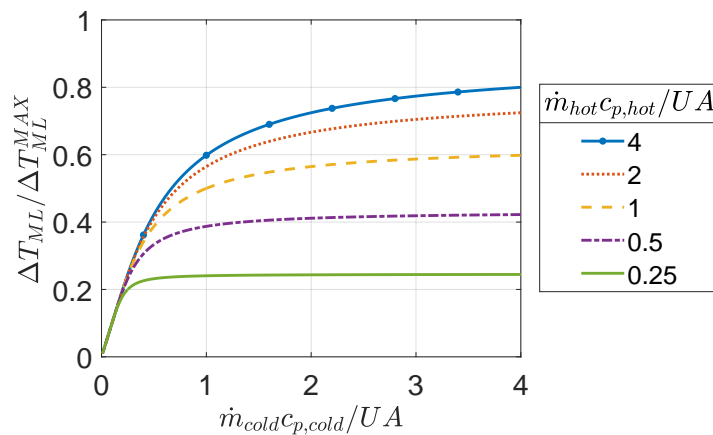
**Figura 1.7.** Massimo salto termico all'interno di un raffreddatore in controcorrente, necessario come parametro per adimensionalizzare la potenza termica.

Si osservi che sia  $\Delta T_{ML}^{MAX}$  che  $\dot{Q}_{MAX}$  sono valori puramente teorici e servono al solo scopo di poter essere utilizzati come parametri di adimensionalizzazione. Essi permettono di esprimere sia il calore scambiato nel sistema che la differenza di temperatura rispetto alla massima come:

$$\frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{MAX}} = \frac{\Delta T_{ML}}{\Delta T_{ML}^{MAX}} = \frac{1 - E}{\frac{UA}{\dot{m}_{hot} c_{p,hot}} - E \frac{UA}{\dot{m}_{cold} c_{p,cold}}}. \quad (1.21)$$

L'andamento della (1.21) è mostrato in Figura 1.8, dove si può osservare come, ad alte portate di fluido di raffreddamento,  $\Delta T_{ML}$  tenda ad assumere un valore costante, impedendo di fatto di aumentare ulteriormente il calore scambiato nel sistema e di conseguenza di abbassare ulteriormente  $T_{H2}$ .

I risultati ottenuti fino ad ora sono riferiti alla risposta del sistema in condizioni nominali di funzionamento, ossia quando non vi è presenza di disturbo. Un secondo risultato di interesse



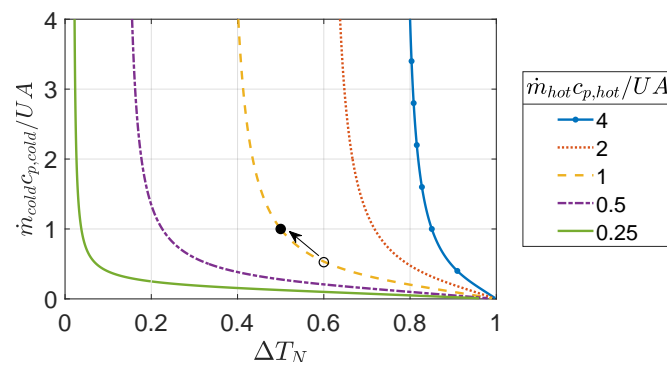
**Figura 1.8.** Andamento del salto termico medio logaritmico (e di conseguenza del calore scambiato) al variare della portata di fluido di servizio. Le curve sono parametriche nella portata normalizzata di fluido di processo. Il sistema è un raffreddatore in controcorrente.

è però capire quale sia la risposta del sistema quando si assume che sia presente un anello di controllo. A questo scopo occorre capire come deve essere variata, a stazionario, la portata  $\dot{m}_{cold}$  di fluido di servizio al fine di compensare un disturbo su  $T_{H1}$ . Per fare questo sarebbe necessario esprimere  $\dot{m}_{cold}$  in funzione di  $T_{H1}$  cioè trovare l'equazione inversa di (1.17). La funzione inversa, però, non è ottenibile algebricamente, poiché questa relazione risulta non definita in tutti quei punti tali per cui  $E = R = 1$ , ovvero se:

$$\dot{m}_{cold}c_{p,cold} = \dot{m}_{hot}c_{p,hot}. \quad (1.22)$$

Come ulteriore controllo si è provato ad utilizzare anche il *toolbox* di calcolo simbolico integrato in Matlab, ma alla richiesta di calcolare l'espressione algebrica della funzione inversa viene restituita la riga di codice "Unable to find functional inverse", ad ulteriore conferma che questa non può essere ottenuta. Nonostante questa limitazione, è comunque possibile analizzare la risposta del sistema andando ad invertire gli assi del grafico in Figura 1.4. Il risultato che si ottiene è mostrato in Figura 1.9.

Differentemente dal grafico in Figura 1.4, in questo caso  $T_{H2}$  è costante, mentre  $T_{H1}$  può variare a causa di un eventuale disturbo in ingresso. Si immagini quindi ad esempio che il sistema sia caratterizzato da un valore del parametro  $\dot{m}_{hot}c_{p,hot}/UA$  pari a 1. Se il valore di  $\Delta T_N$  nominale è pari a 0.6, la portata, adimensionalizzata, di fluido di raffreddamento necessaria sarà pari a 0.5 (cerchio vuoto in Figura 1.9). Poiché, per definizione di  $\Delta T_N$ ,  $T_{H1}$  si trova al denominatore, se la temperatura di ingresso del fluido di processo fosse maggiore di quella nominale,  $\Delta T_N$  calerebbe. Si assuma quindi che il nuovo valore di  $\Delta T_N$  sia pari a 0.5. Di conseguenza, seguendo l'andamento della curva, il valore necessario di  $\dot{m}_{hot}c_{p,hot}/UA$  diverrebbe 1 (cerchio pieno in Figura 1.9). Questo significa che sarebbe necessaria, come atteso, una maggior portata di fluido di raffreddamento per garantire che il valore stazionario di  $T_{H2}$  rimanga al valore nominale. È opportuna, però, un'ultima considerazione per quanto riguarda la capacità di compensazione del



**Figura 1.9.** Andamento della portata di fluido di servizio necessaria a compensare un dato disturbo presente in  $\Delta T_N$  (cioè in  $T_{H1}$ ) in un raffreddatore. Le curve sono parametriche nella portata normalizzata di fluido di processo. Il cerchio vuoto e pieno indicano rispettivamente quale debba essere l'andamento della portata adimensionalizzata di fluido di raffreddamento nel caso in cui la temperatura in ingresso del fluido di processo aumenti.

sistema. Per quanto mostrato in (1.18), per un dato sistema in cui il parametro  $\dot{m}_{hot}c_{p,hot}/UA$  è fissato, esiste un valore minimo di  $\Delta T_N$  che può essere raggiunto. Se quindi  $T_{H1}$  crescesse eccessivamente questo causerebbe a sua volta un incremento  $T_{H2}$ , portando alla generazione di un *offset* nel sistema.

### 1.1.3 Effetto della progettazione sulla risposta di un raffreddatore

L'analisi discussa nella sezione precedente ha consentito di verificare quale fosse l'effetto dei parametri operativi del processo disaccoppiandola di fatto dalla progettazione dell'apparecchiatura grazie al fatto che la superficie di scambio è integrata nelle portate adimensionalizzate. Per capire però quale sia l'effetto della progettazione sulla risposta stazionaria del sistema e sulla sue capacità di compensazione di disturbi, è necessario dimensionare realmente gli scambiatori, al fine di ottenerne la superficie di scambio. In particolare si desidera raffreddare una portata di benzene pari a  $10 \text{ kg s}^{-1}$  dalla temperatura di 400 K fino a 340 K. Il fluido di raffreddamento a disposizione è acqua alla temperatura di 298 K. I calori specifici, uniche proprietà fisiche dei fluidi necessarie, sono state calcolati grazie a Poling et al. (2007, sez. 2-165). La potenza termica nominale,  $\dot{Q}$ , scambiata tra i due fluidi è quindi pari a 1200 kW. Il coefficiente globale di scambio  $U$  è stato assunto pari a  $0.57 \text{ kW m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  poiché così scelto in letteratura (Luyben, 2011, pag. 970); la bontà di questo dato verrà analizzata quando il raffreddatore sarà dimensionato in dettaglio.

Come spiegato in §1.1 per ora l'unico parametro geometrico legato al raffreddatore di calore è la sua superficie di scambio termico. Quello che si è fatto, quindi, è stato dimensionare tre scambiatori distinti, in modo che, pur garantendo le specifiche, ciascuno operasse in una delle zone ①, ② e ③ definite in Figura 1.6. Questo è stato realizzato assegnando una diversa portata nominale di fluido di raffreddamento utilizzato, e ricavando di conseguenza la superficie di scambio dell'apparecchiatura e la temperatura di uscita del fluido di raffreddamento. Il risultato

ottenuto è riassunto in Tabella 1.1.

**Tabella 1.1.** Portata nominale, superficie di scambio e temperatura di uscita del fluido di raffreddamento per ciascuno dei tre scambiatori dimensionati.

Configuration	$\dot{m}_{cold}$ (kg s <sup>-1</sup> )	Area (m <sup>2</sup> )	T <sub>C2</sub> (K)
①	3	109	393
②	7	41	339
③	15	25	317

I dati presenti in Tabella 1.1 consentono di ottenere l'investimento annualizzato,  $AC$  (k\$/year) (dall'inglese *annualised cost*) per la gestione dei tre raffreddatori, utile a confrontarli dal punto di vista economico.

$AC$  è definito come:

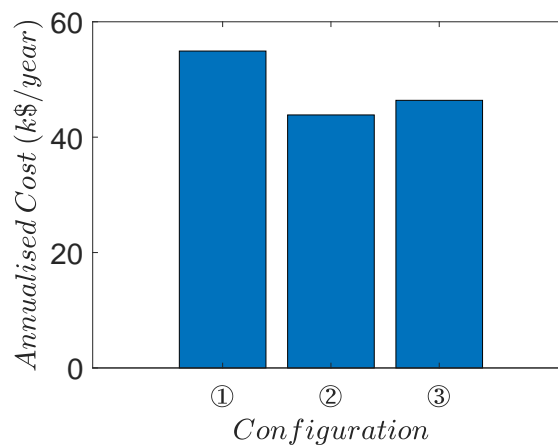
$$AC = \frac{C_{BM}}{3} + \dot{C}_{CW}, \quad (1.23)$$

in cui  $C_{BM}$  (k\$) è l'investimento di capitale legato al raffreddatore installato, ottenuto tramite Turton et al. (2018, Appendix A) sfruttando il valore della superficie di scambio dell'apparecchiatura. L'investimento di capitale legato all'acquisto dell'apparecchiatura è riportato all'anno 2020 mediante l'indice CEPCI (*Chemical Engineering Plant Cost Index*), pari a 607.5, come riportato in *Chemical Engineering* (2020). Il valore di  $C_{BM}$  riportato all'anno 2020 viene diviso per tre secondo la regola empirica proposta da Towler e Sinnott (2013, pag. 414), in modo da derivarne l'investimento annuale legato al raffreddatore.  $\dot{C}_{CW}$  (k\$/y) è invece il costo operativo del raffreddatore, legato al suo consumo di acqua di raffreddamento. Il costo dell'acqua di raffreddamento, pari a 14.5 \$/1000 m<sup>3</sup> è stato ricavato da Turton et al. (2018, tab. 8.3), considerando il fluido di servizio come acqua proveniente da torri di raffreddamento. Tutti i parametri e le relazioni necessarie alla stima dell'investimento sono riportati in Appendice G. I valori di  $C_{BM}$  e  $\dot{C}_{CW}$  per ciascuna delle tre configurazioni sono riassunti in Tabella 1.2, mentre il confronto tra i tre valori dell'investimento annualizzato è riportato nel grafico di Figura 1.10.

**Tabella 1.2.** Portate nominali, superficie di scambio termico e investimento economico relativo ai tre raffreddatori.

Configuration	$\dot{m}_{cold}$ (kg s <sup>-1</sup> )	A (m <sup>2</sup> )	$C_{BM}$ (k\$)	$\dot{C}_{CW}$ (k\$/y)	AC (k\$/y)
①	3	109	160	1.5	54.9
②	7	41	118	3.5	42.8
③	15	25	112	7.5	44.7

Quello che si può osservare è come la configurazione ② sia quella caratterizzata dall'investimento annuale inferiore. Dimensionando invece il raffreddatore per 3 kg s<sup>-1</sup> di fluido di raffreddamento nominali, come in configurazione ①, infatti, lo rende sconveniente per via dell'alto valore di superficie di scambio necessaria. La configurazione ③ ha invece un consumo elevato di fluido di raffreddamento, il che lo rende, seppur di poco, meno conveniente dal punto di vista economico rispetto alla controparte a 7 kg s<sup>-1</sup>.

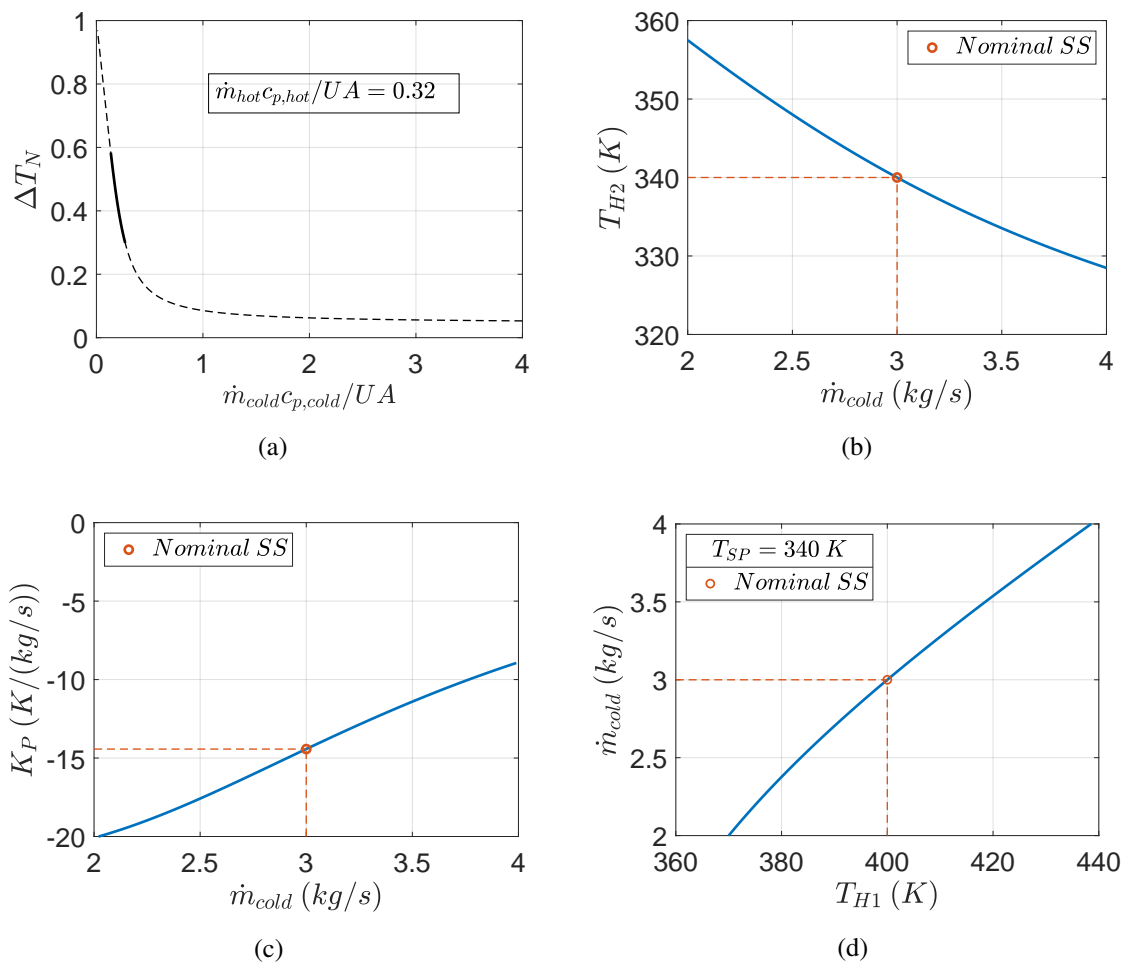


**Figura 1.10.** Confronto tra i costi annualizzati dei tre raffreddatori.

#### 1.1.4 Effetto del dimensionamento sulla controllabilità degli scambiatori

Una sola analisi economica come quella portata nella sezione precedente potrebbe portare a concludere il dimensionamento scegliendo la configurazione ①, in quanto quella che presenta un investimento economico inferiore. Quello che però non si sta tendendo in considerazione è che il dimensionamento impatta anche sulle capacità di regolazione che un raffreddatore garantisce, che sono da valutare al pari di quelle economiche. Per verificare come la controllabilità sia influenzata dal dimensionamento, sono state risolte le stesse equazioni presentate in §1.1.2 sostituendovi all'interno per ciascuno dei tre scambiatori i valori dell'area e della portata di fluido di raffreddamento mostrati in Tabella 1.1. Per quanto riguarda la configurazione ①, a  $3 \text{ kg s}^{-1}$  di fluido freddo, avendo la più bassa portata di fluido di raffreddamento è quello che presenta la necessità di una maggior superficie di scambio, e presenta una temperatura in uscita del fluido di raffreddamento molto alta, simile  $T_{H1}$ . È evidente che questa configurazione potrebbe presentare dei forti limiti applicativi, dovuti al fatto che la bassa portata di fluido di raffreddamento potrebbe da un lato impattare sul reale valore di  $U$  e secondariamente portare a fenomeni di incrostazione dovute alla precipitazione di sali, come evidenziato anche in McMillan e Toarmina (1995, pag. 95). L'influenza del dimensionamento di un raffreddatore con una così grande superficie di scambio, però, è visibile in Figura 1.11.

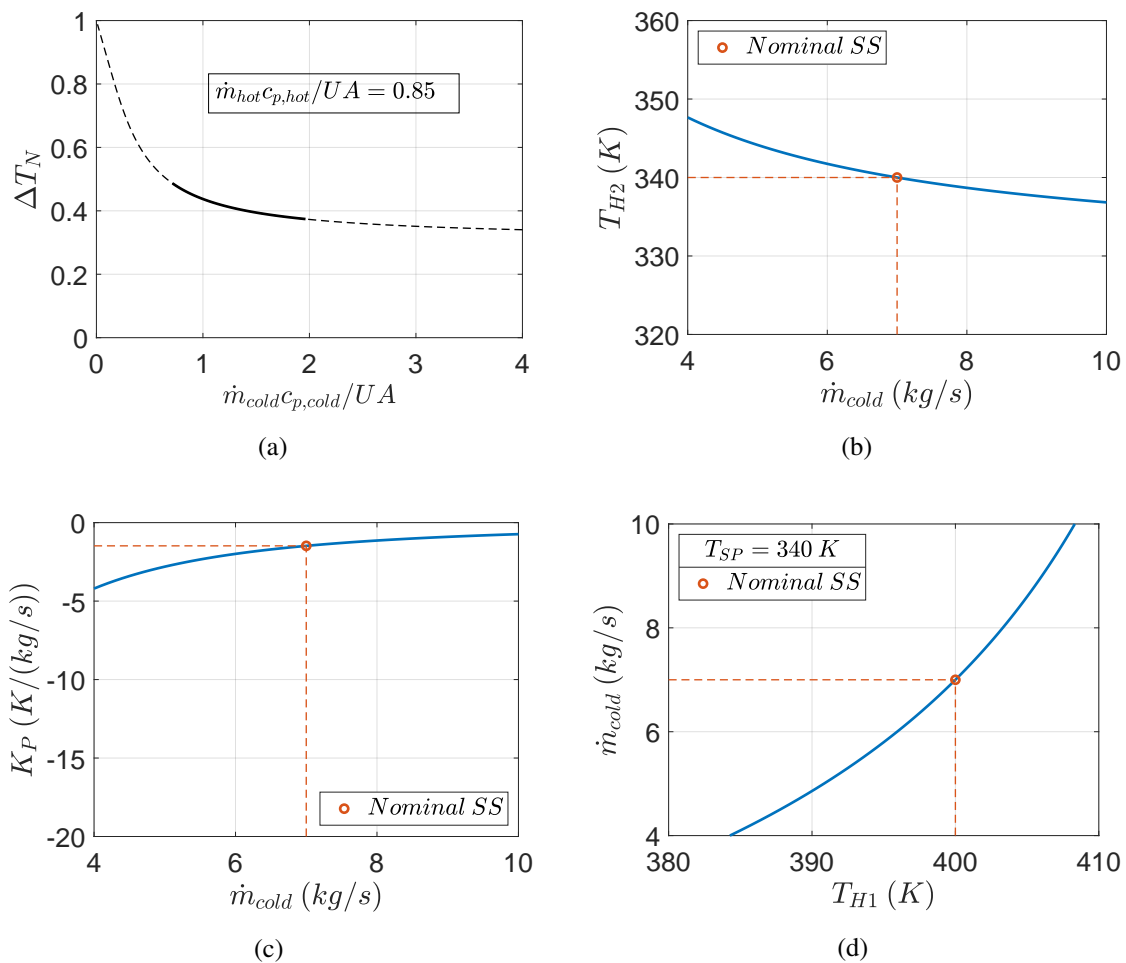
In particolare in Figura 1.11(a) è presentata la risposta stazionaria del sistema tramite l'utilizzo di variabili adimensionali, in modo da poterne confrontare la risposta con quanto ottenuto nella sezione precedente. Si osservi che, per effetto della scarsa portata di fluido di raffreddamento, il raffreddatore opera nella zona ad alto guadagno, indicata con ① nella sezione precedente. Il fatto che il guadagno  $K_P$  del sistema sia particolarmente alto è visibile anche da Figura 1.11(b), poiché anche ridotte variazioni di  $MV$  producono grandi variazioni su  $CV$ . Il grafico del guadagno del sistema, mostrato in Figura 1.11(c), permette di osservare come, benché ci si trovi nella zona a maggior linearità del grafico adimensionale, il guadagno stazionario non sia comunque costante, ma dimezzi nell'intervallo di variabilità scelto. Il più grande vantaggio legato



**Figura 1.11.** Risposta stazionaria del raffreddatore in configurazione ①. (a) risposta tramite variabili adimensionali (il grassetto evidenzia l'intervallo di variazione scelto per  $\dot{m}_{cold}$ ); (b) effetto di MV su CV; (c) guadagno stazionario al variare di MV; (d) MV necessaria a stazionario per compensare un eventuale disturbo su  $T_{H1}$ .

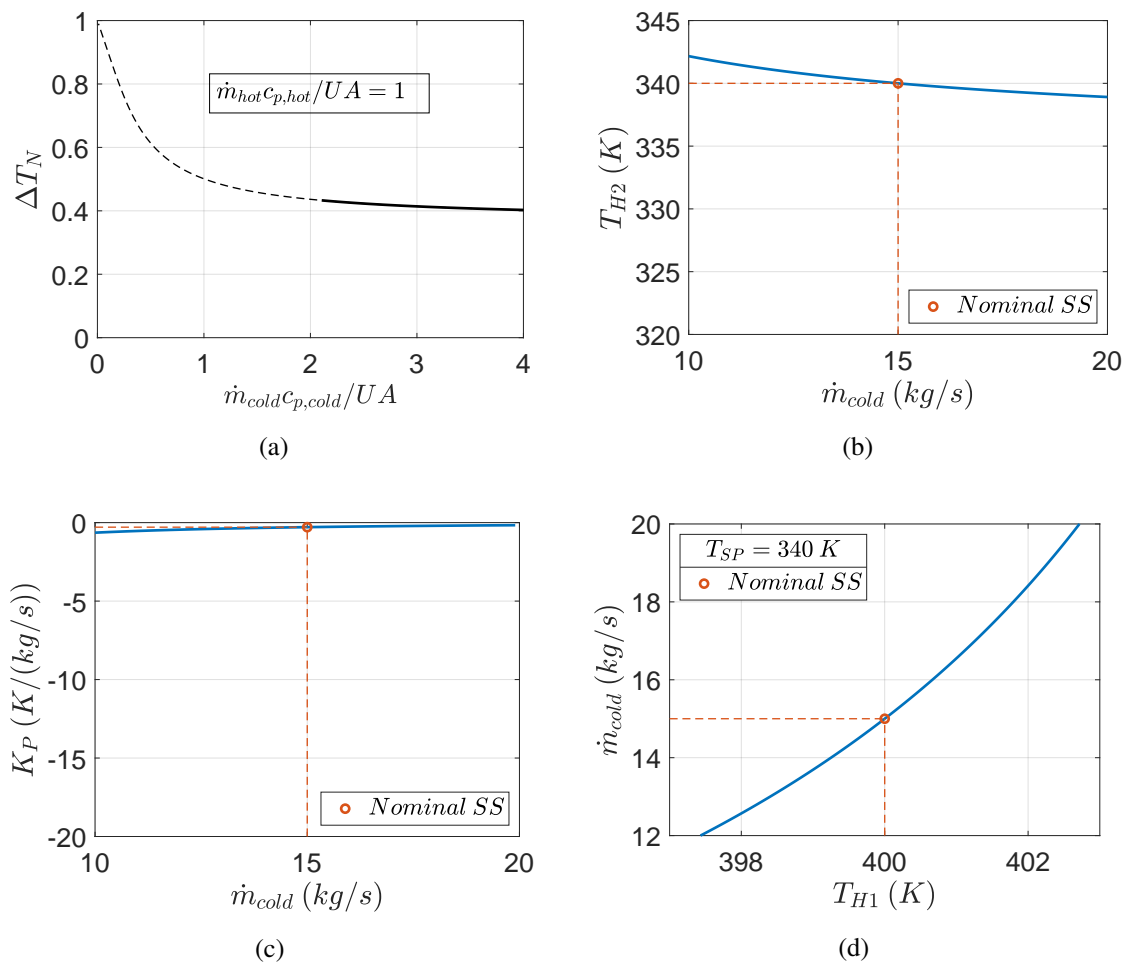
a questa configurazione, è invece visibile in Figura 1.11(d). Qui è mostrato, rispetto alle condizioni nominali, come deve variare la portata di fluido di raffreddamento per mantenere  $T_{H1}$  al proprio valore disetpoint  $T_{SP} = 340$  K. Come è possibile vedere, basta una variazione estremamente ridotta alla portata nominale di fluido di raffreddamento per compensare disturbi anche di notevole entità.

Quanto fatto per il raffreddatore a  $3 \text{ kg s}^{-1}$  è stato riproposto anche per il raffreddatore a  $7 \text{ kg s}^{-1}$  (configurazione ②); i grafici ottenuti sono proposti in Figura 1.12. Questo secondo raffreddatore è caratterizzato da una portata maggiore di fluido di raffreddamento rispetto al caso precedente, il che lo porta ad operare nella zona di ginocchio della curva mostrata in Figura 1.12(a), e ad avere una superficie inferiore e una temperatura di uscita del fluido di raffreddamento ancora relativamente elevata, se comparata a quelle richieste per delle comuni torri di raffreddamento. Queste caratteristiche del sistema comportano innanzitutto un minor effetto della variabile manipolata su quella controllata, come visibile in Figura 1.12(b) seppur questo risulti ancora efficace. L'andamento del guadagno del sistema, mostrato in Figura 1.12(c), è invece ancor me-



**Figura 1.12.** Risposta stazionaria del raffreddatore in configurazione ②. (a) risposta tramite variabili adimensionali, il grassetto evidenzia l'intervallo di variazione scelto per  $\dot{m}_{cold}$ ; (b) effetto di MV su CV; (c)  $K_P$  al variare di MV; (d) MV necessaria a stazionario per compensare un eventuale disturbo su  $T_{H1}$ .

no costante del caso precedente, poiché nell'intervallo di variabilità scelto, che è sempre pari al valore nominale  $\pm 30\%$ ,  $K_P$  diventa 1/5 del valore massimo. Questo è un risultato sicuramente atteso, in quanto il sistema opera nella zona a maggior non linearità. In ultimo, la capacità di compensazione dei disturbi di questo raffreddatore, per quanto inferiore al caso a  $3 \text{ kg s}^{-1}$ , risulta comunque ancora soddisfacente, poiché si riesce a compensare un aumento di circa 8 K rispetto alle condizioni nominali per quanto riguarda la temperatura di ingresso del fluido caldo. L'ultimo raffreddatore di cui è analizzata la risposta è quello con portata nominale di  $15 \text{ kg s}^{-1}$  (configurazione ③). Questa configurazione è quella con la maggior portata di fluido di servizio, il che porta non solo ad avere la superficie di scambio inferiore tra i tre proposti, ma anche ad avere la temperatura in uscita del fluido di raffreddamento minore, pari a 317 K, l'unica compatibile con eventuali torri di raffreddamento. Questa scelta progettuale non comporta però solo vantaggi, come visibile in Figura 1.13. Innanzitutto come si può osservare in Figura 1.13(a), il sistema, vista l'alta portata di fluido di raffreddamento opera nella zona in cui la risposta tende ad appiattirsi. Questo fenomeno risulta evidente in Figura 1.13(b), poiché una variazione della



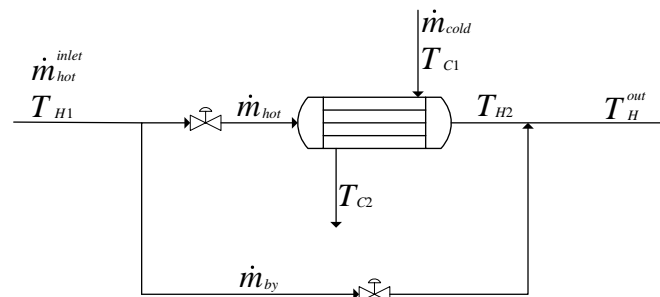
**Figura 1.13.** Risposta stazionaria del raffreddatore in configurazione ③. (a) risposta tramite variabili adimensionali, il grassetto evidenzia l'intervallo di variazione scelto per  $\dot{m}_{cold}$ ; (b) effetto di MV su CV; (c) guadagno stazionario al variare di MV; (d) MV necessaria a stazionario per compensare un eventuale disturbo su  $T_{H1}$ .

portata di fluido di raffreddamento pari al  $\pm 30\%$  rispetto alle condizioni nominali comporta una variazione di soli 3 K in  $T_{H2}$ . In quest'ultimo caso torna ad essere relativamente poco variabile anche  $K_P$ , poiché il valore finale risulta un terzo circa di quello iniziale. In ultimo, e questo è sicuramente il maggior difetto di questa configurazione, le capacità di compensazione sono pressoché nulle. Il sistema riesce a compensare solo un disturbo pari a poco più che 2 K su  $T_{H1}$ , il che renderebbe poco efficace un sistema di controllo il cui funzionamento fosse legato a questa apparecchiatura. In conclusione, quindi, se sono necessarie notevoli capacità di compensazione nel sistema sarà necessario scegliere la configurazione ①, caratterizzata da un'alta superficie di scambio, nonostante l'alto costo legato al suo utilizzo. Se invece non sono previsti disturbi eccessivi in ingresso al sistema il raffreddatore in configurazione ② risulta la soluzione migliore grazie anche alle considerazioni di natura economica che lo favoriscono. La configurazione ③, risulta invece la scelta peggiore a causa delle scarse capacità di regolazione e dall'alto investimento che lo caratterizza.



## 1.2 Recuperatore in controcorrente con bypass

Conclusa l'analisi riguardamene la risposta stazionaria dei raffreddatori, si è passati a studiare il comportamento stazionario di uno scambiatore con *bypass*. Questa seconda configurazione è caratterizzata dal fatto che entrambe le correnti sono di processo, e di conseguenza non è possibile variarne la portata totale. Ciò è dovuto al fatto che lo scambiatore opera come recuperatore di calore, permettendo il trasferimento potenza termica tra due correnti di processo senza l'ausilio di fluidi di servizio. Il principio di funzionamento è schematizzato in Figura 1.14. La corrente fra le due che necessita un controllo stretto di temperatura, qui  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$ , è divisa tramite un *bypass* in due portate separate. Una prima,  $\dot{m}_{hot}$ , viene fatta passare attraverso il recuperatore, abbassandone la temperatura al valore  $T_{H2}$ . La seconda,  $\dot{m}_{by}$ , non viene raffreddata, e rimane alla temperatura,  $T_{H1}$ , di ingresso della corrente di alimentazione. Queste due correnti sono mescolate all'uscita del recuperatore affinché la temperatura,  $T_H^{out}$ , dopo il punto di miscelamento sia quella prevista dalla specifica.  $T_{H2}$  sarà quindi inferiore a  $T_H^{out}$ , e l'eccesso di raffreddamento prodotto dal recuperatore sarà compensato dal *bypass*. È evidente che la somma di  $\dot{m}_{by}$  ed  $\dot{m}_{hot}$  debba essere sempre uguale ad  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$ , per garantire che la produttività sia costante. La corrente di processo fredda,  $\dot{m}_{cold}$ , è alimentata al recuperatore senza alcun *bypass*, e passa dalla temperatura  $T_{C1}$  di ingresso a  $T_{C2}$ .  $T_H^{out}$  è quindi la variabile controllata, che è gestita variando la ripartizione di  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$  tra  $\dot{m}_{hot}$  ed  $\dot{m}_{by}$ . Le possibili configurazioni sviluppate nel tempo per uno recuperatore con *bypass* sono varie (Luyben, 2011), ma il concetto alla base resta quello descritto.



**Figura 1.14.** Schema di impianto del recuperatore con *bypass*. Ciascuna linea presenta la nomenclatura utilizzata per identificarla.

La presenza del *bypass* è fondamentale per rendere variabile la potenza termica,  $\dot{Q}$ , scambiata all'interno del recuperatore mantenendo entrambe le correnti alla loro portata di specifica. È bene rimarcare che  $\dot{Q}$  si concentra tutta e sola all'interno del recuperatore. Se non fosse presente il *bypass*, poiché è necessario garantire che sia  $\dot{m}_{cold}$  che  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$  soddisfino la produttività richiesta, il sistema non avrebbe nessun grado di libertà per il sistema di controllo rendendo impossibile ogni tipo di regolazione. La configurazione con *bypass* consente di arginare parzialmente questo problema, consentendo una parziale controllabilità del sistema, seppur con qualche necessaria rinuncia. Introducendo infatti la possibilità di variare la portata calda  $\dot{m}_{hot}$  in

ingresso al recuperatore, si sta consentendo di variare la portata di calore che il recuperatore può scambiare, attraverso l'equazione di governo (1.7). In particolare, svariati autori, come Luyben (2011), Bequette (2003) e Luyben et al. (1999), concordano che la corrente provvista di *bypass* debba essere quella sulla quale è di interesse il controllo stretto sulla temperatura, in questo caso  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$ . Questo accorgimento garantisce che la risposta sia la più rapida possibile visto che la dinamica dello scambio termico è generalmente lenta, e sostituirvi quella di un processo di mescolamento tramite l'inserimento del *bypass* velocizza notevolmente la risposta complessiva, come verrà mostrato quantitativamente nelle simulazioni dinamiche.

Se da un lato è vero che questa modifica consentirà di compensare un eventuale disturbo che causi un incremento di  $T_{H1}$ , è anche vero che la compensazione di questo disturbo avverrà producendo necessariamente una variazione di temperatura di uscita del secondo fluido di processo,  $\dot{m}_{cold}$ . Di fatto, cioè, questo sistema di controllo permette di riportare ad uno i gradi di libertà,  $N_{FC}$ , disponibili al sistema di controllo, agendo in maniera indiretta su  $T_{C2}$ . Dovrà quindi essere valutato nel momento dell'utilizzo di questa configurazione se il disturbo generato su  $T_{C2}$  sia di entità accettabile; se così non fosse sarebbe necessario introdurre un sistema di scambio termico ausiliario, come mostrato in Luyben et al. (1999, pag. 152).

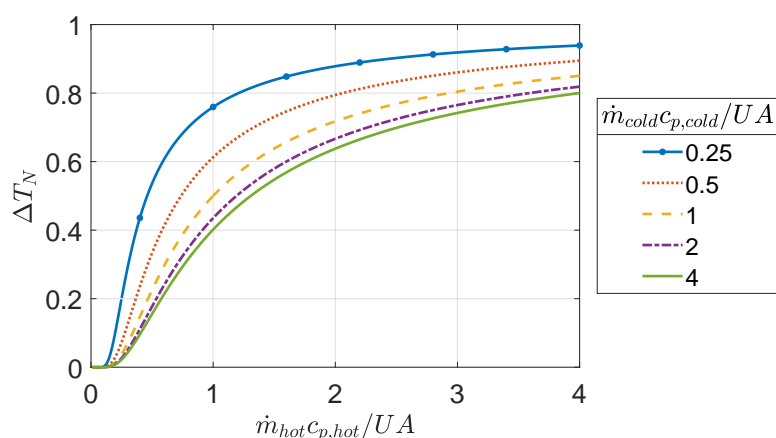
### 1.2.1 Bilancio di energia e metodo risolutivo

Specificati quindi il metodo di funzionamento del sistema dal punto di vista qualitativo ed i suoi limiti, si è interessati a verificare la risposta a stato stazionario di questa configurazione. Le equazioni che caratterizzano il sistema sono sempre le equazioni di governo mostrate in §1.1.1, a cui va però aggiunta una nuova equazione, ovvero un bilancio di energia centrato sul punto in cui la portata bypassata e quella in uscita dal recuperatore si mescolano, così da poter ottenere  $T_H^{out}$  in funzione di  $T_{H1}$  e  $T_{H2}$ . Il sistema che va dunque risolto, al fine di descrivere completamente il sistema è quindi quello riportato in (1.24).

$$\begin{cases} \dot{Q} = UA \frac{(T_{H1}-T_{C2})-(T_{H2}-T_{C1})}{\ln\left(\frac{T_{H1}-T_{C2}}{T_{H2}-T_{C1}}\right)} \\ \dot{Q} = \dot{m}_{hot}c_{p,hot}(T_{H1} - T_{H2}) \\ \dot{Q} = \dot{m}_{cold}c_{p,cold}(T_{C2} - T_{C1}) \\ T_H^{out} = \left(1 - \frac{\dot{m}_{hot}}{\dot{m}_{hot}^{inlet}}\right) T_{H1} + \left(\frac{\dot{m}_{hot}}{\dot{m}_{hot}^{inlet}}\right) T_{H2} \end{cases} \quad (1.24)$$

A differenza del raffreddatore, in questo caso non esiste una relazione algebrica che correli direttamente le variabili di processo interessate. Poiché non è possibile disaccoppiare, come fatto precedentemente, l'effetto delle variabili di processo dal dimensionamento del sistema, se ne studierà il comportamento direttamente tramite degli esempi numerici. Lo stesso sistema sarà quindi risolto in maniera numerica, accertandosi di aggiornare ad ogni risoluzione dello stesso le condizioni iniziali del metodo di Newton multi-variabile utilizzato, integrato come `fsolve`

all'interno di Matlab. È però utile fare una considerazione sulla differenza tra la risposta del processo nel suo complesso e quella del raffreddatore. Se infatti si considera quest'ultimo disinteressandosi del *bypass*, è possibile analizzare la risposta stazionaria in maniera analoga a quanto fatto per il raffreddatore. Nel recuperatore, però, si ha una differenza sostanziale nella risposta stazionaria. Il sistema di controllo di un raffreddatore, come già accennato, interviene sulla temperatura in uscita della corrente calda agendo sulla portata di fluido di raffreddamento;  $CV$  appartiene quindi ad una corrente *diversa* da quella di  $MV$ . Nel recuperatore con *bypass*, invece,  $T_H^{out}$  è controllata tramite la manipolazione di  $\dot{m}_{hot}$ ; il sistema di controllo si disinteressa cioè della corrente fredda e questo modifica la risposta stazionaria del recuperatore come in Figura 1.15.



**Figura 1.15.** Andamento di  $\Delta T_N$  al variare della portata di fluido di processo caldo, le curve sono parametriche nella portata normalizzata di fluido di processo freddo, il grafico è riferito alla risposta del solo recuperatore quando inserito all'interno della configurazione con *bypass*.

Il parametro  $\Delta T_N$  è lo stesso definito in (1.17), però in Figura 1.15 le curve sono parametriche nella portata di fluido *freddo*, mentre la portata variabile diventa quella di fluido *caldo* per quanto detto prima. Questa differenza nella risposta comparteciperà alla variazione della risposta stazionaria di questa configurazione rispetto a quella del raffreddatore.

### 1.2.2 Esempio numerico

Nell'esempio numerico riferito al raffreddatore si sono dimensionati tre scambiatori di calore, variando la portata nominale di fluido di raffreddamento. È evidente che per quanto riguarda lo recuperatore con *bypass* non abbia senso riproporre un simile studio. Sia  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$  che  $\dot{m}_{cold}$  sono infatti correnti di processo ed il loro valore nominale è fissato a priori per necessità di produzione. Lo studio quindi è stato fatto mantenendo costante  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$  e variando la portata  $\dot{m}_{hot}$  di fluido di processo caldo che entra nel recuperatore. Si osservi che conoscere il valore di  $\dot{m}_{by}$

o di  $\dot{m}_{hot}$  è equivalente, poiché:

$$\dot{m}_{hot}^{inlet} = \dot{m}_{hot} + \dot{m}_{by}, \quad (1.25)$$

e  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$  è fissato. Oltre che tramite  $\dot{m}_{by}$  o  $\dot{m}_{hot}$ , è possibile definire univocamente la distribuzione di  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$  tra il *bypass* e il recuperatore attraverso la percentuale di *bypass*  $x$  (%) definita come:

$$x = 100 \left( 1 - \frac{\dot{m}_{hot}}{\dot{m}_{hot}^{inlet}} \right). \quad (1.26)$$

Nei grafici dei risultati per semplicità sarà riportata la sola variabile  $\dot{m}_{hot}$ , ma tramite (1.25) e (1.26) è facile convertire ogni dato in funzione di  $\dot{m}_{by}$  od  $x$ . Luyben et al. (1999, pag. 154) consigliano un valore della percentuale di *bypass* in condizioni nominali intorno al 10%, ma come gli stessi autori fanno presente, è solo un'indicazione dettata dall'esperienza. Per questo motivo si è deciso di proporre un esempio che fosse basato dal punto di vista numerico su quello del raffreddatore, assegnando alla percentuale nominale *bypassata*,  $x^{nom}$  (%), valori del 40, 25 e 10%, corrispondenti alle configurazioni ①, ② e ③ (ordinate in base all'area del recuperatore) con l'obiettivo di verificare le differenze nella loro risposta stazionaria. Lo scopo è quindi quello di raffreddare un portata calda,  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$ , di benzene da 400 K a 340 K, tramite una seconda corrente di processo fredda,  $\dot{m}_{cold}$ . Il calore scambiato nominalmente nel recuperatore è quindi sempre pari a 1200 kW e la temperatura di uscita dell'acqua è quindi nominalmente pari a 320 K. I dati delle due correnti di processo sono riportati in Tabella 1.3, mentre i parametri legati al dimensionamento degli scambiatori sono presenti in Tabella 1.4. Si osservi che a ciascuna delle tre frazioni di *bypass* nominali  $x^{nom}$  (%) scelte corrisponde una portata nominale,  $\dot{m}_{hot}^{nom}$  ( $\text{kg s}^{-1}$ ), alimentata al recuperatore ed una conseguente superficie di scambio termico  $A$  ( $\text{m}^2$ ) diversa, al fine di garantire che  $T_H^{out}$  rispetti il valore fissato.

**Tabella 1.3.** Dati per l'esempio numerico del recuperatore con *bypass*.

<i>Cold stream</i>		<i>Hot stream</i>	
$T_{H1}$	400 K	$T_{C1}$	298 K
$T_H^{out}$	340 K	$\dot{m}_{cold}$	10 $\text{kg s}^{-1}$
$\dot{m}_{hot}^{inlet}$	10 $\text{kg s}^{-1}$		

**Tabella 1.4.** Percentuale di *bypass*, portate nominali che fluiscono nel recuperatore di calore e superficie di scambio termico relative all'esempio numerico riguardante il recuperatore con *bypass*.

<i>Configuration</i>	$x^{nom}$ (%)	$\dot{m}_{hot}^{nom}$ ( $\text{kg s}^{-1}$ )	<i>Area</i> ( $\text{m}^2$ )
①	40	6.0	99.6
②	25	7.5	46.7
③	10	9.0	38.5

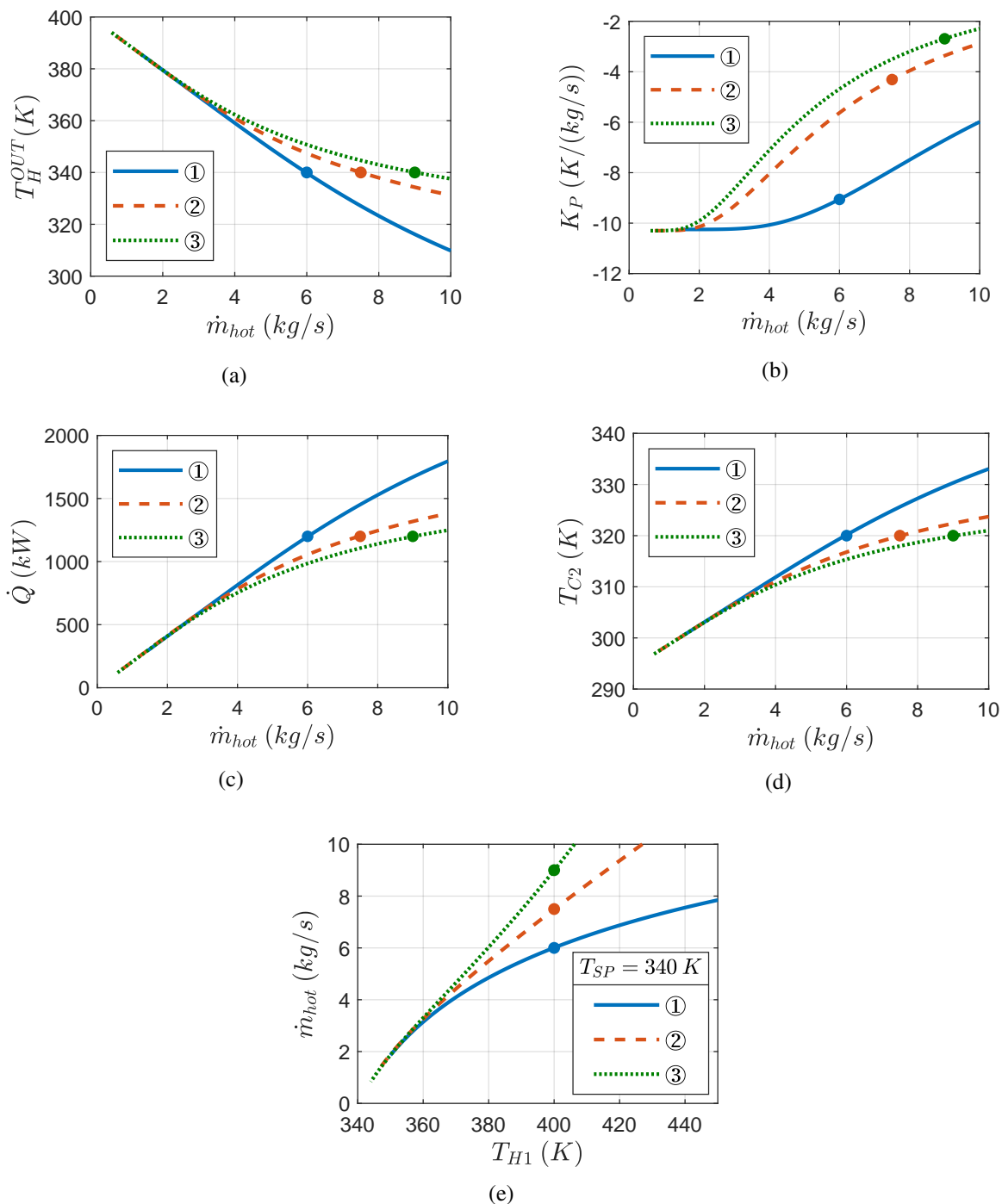
Un primo necessario commento è legato alla scelta dei due fluidi. Negli esempi che verranno discussi il fluido di processo caldo è rimasto benzene, e allo stesso modo quello che è diventato

il fluido di processo freddo è rimasto acqua. Questa scelta è legata all'interesse di poter fare dei confronti tra le configurazioni con e senza *bypass*, senza dimenticare che nel caso con *bypass* l'acqua è da considerarsi come una corrente necessaria al processo, e di conseguenza  $\dot{m}_{cold}$  non è una variabile che può essere manipolata a piacimento. In secondo luogo, come visibile in Tabella 1.4, tanto maggiore è la portata nominale *bypassata*, tanto maggiore è la superficie richiesta dal recuperatore, il che è un risultato prevedibile osservando le equazioni di governo, in quanto si deve scambiare nominalmente la stessa potenza termica avendo però a disposizione una portata di fluido caldo minore. La risposta stazionaria delle tre configurazioni è quindi confrontata in Figura 1.16.

La prima considerazione generale da fare riguardo ai risultati ottenuti per ciascuno dei tre sistemi è che il risolutore numerico, nel momento in cui  $\dot{m}_{hot}$  tende a 0, diventa instabile, e la soluzione prodotta oscilla e non ha più alcun valore fisico. Per questo motivo si è deciso di troncare il vettore soluzioni a circa  $\dot{m}_{hot} = 0.5 \text{ kg s}^{-1}$ , per questo motivo in nessuno dei grafici si avranno valori di  $\dot{m}_{hot}$  inferiori a  $0.5 \text{ kg s}^{-1}$ . In secondo luogo, come visibile in Figura 1.16(a), per ciascuna delle tre configurazioni in esame, maggiore è  $\dot{m}_{hot}$ , minore sarà  $T_H^{out}$ , in quanto frazione della portata *bypassata*,  $\dot{m}_{by}$ , che si trova sempre alla temperatura di  $400 \text{ K}$  sarà via via decrescente per quanto mostrato in (1.25). Si osserva poi come la configurazione ①, presenti una risposta stazionaria più lineare di quella mostrata nelle configurazioni ② e ③. Questo risultato, confermato anche dalla minor variabilità del guadagno osservabile in Figura 1.16(b), può essere spiegato grazie all'andamento della potenza termica scambiata nel recuperatore. Variando  $\dot{m}_{hot}$  si riesce infatti a modificare  $\dot{Q}$ , come visibile in 1.16(c), e questo parametro presenta una risposta stazionaria più lineare nel caso del raffreddatore in configurazione ① in cui  $x^{nom} = 40\%$  rispetto alle configurazioni ② e ③. In particolare, confrontando la configurazione ① in figura 1.16(a) con le Figure 1.11(b), 1.12(b) e 1.13(b), si nota come la risposta stazionaria presenti un andamento molto lineare e con alto valore del guadagno tra gli 0 e  $4.5 \text{ kg s}^{-1}$  anche se confrontata con quelle ottenute nell'esempio numerico del raffreddatore.

Come accennato introducendo questo sistema, però, manipolare di  $\dot{m}_{hot}$  equivale a modificare in maniera indiretta  $T_{C2}$ ; se così non fosse infatti la potenza termica scambiata sarebbe costante. Quanto mostrato in Figura 1.16(d) è che quando la potenza termica scambiata nel recuperatore è maggiore rispetto ai  $1200 \text{ kW}$  nominali, la temperatura  $T_{C2}$  non sarà più quella richiesta di  $320 \text{ K}$ , ma superiore. Ovviamente in caso di completa chiusura del *bypass* (ovvero quando  $\dot{m}_{hot} = 10 \text{ kg s}^{-1}$ ), il raffreddatore in configurazione ①, avendo maggior capacità di variare  $\dot{Q}$  grazie alla superficie elevata che lo contraddistingue, produrrà un incremento su  $T_{C2}$  sarà maggiore rispetto alle configurazioni con ② ed ③. Il disturbo invece prodotto su  $T_{C2}$  per un fissato disturbo su  $T_{H1}$  sarà identico per ciascuna delle tre configurazioni, poiché dipende esclusivamente dall'incremento necessario su  $\dot{Q}$  e non più dalla superficie di scambio disponibile.

Se invece di considerare il caso in cui  $\dot{Q}$  deve aumentare rispetto alle condizioni nominali, si immagina che debba diminuire, riducendo  $\dot{m}_{hot}$ , il comportamento delle tre configurazioni coin-

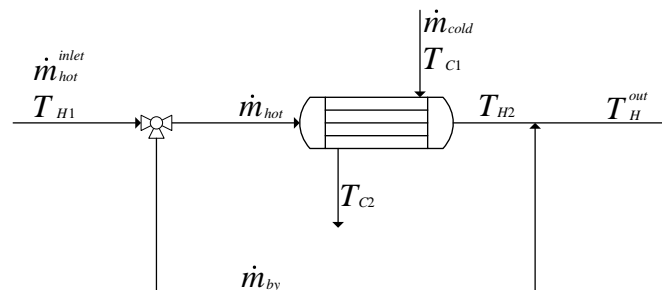


**Figura 1.16.** Confronto tra le risposte a stato stazionario dei tre recuperatori con bypass dimensionati al variare della portata alimentata nel recuperatore. (a) effetto di MV su CV; (b) guadagno stazionario; (c) potenza termica scambiata nel recuperatore; (d) disturbo prodotto su  $T_{C2}$ ; (e) variazione necessaria su MV per compensare un dato disturbo in  $T_{H1}$ . Il cerchio pieno indica le condizioni stazionarie nominali caratteristiche di ogni configurazione

cide, questo perché viene meno l'importanza dello scambio termico in sé, viste le ridotte portate in gioco. Questo significa che la scelta della frazione di *bypass* nominale ha influenza se e solo se si prevede che i disturbi in ingresso al sistema prevedano la necessità di incrementare  $\dot{Q}$  e non di diminuirlo.

L'ultimo confronto fatto tra i tre scambiatori, visibile in Figura 1.11(d) serve a verificare la capacità di compensazione di eventuali disturbi presenti su  $T_{H1}$ . Come si può vedere il recuperatore in configurazione ① ha le maggiori capacità di compensazione, che superano ampiamente i 40 K; le configurazioni ② e ③ hanno invece capacità di compensazione inferiori, pari a 28 ed 9 K. In conclusione quindi, la progettazione del recuperatore di calore ha un forte impatto sulla risposta stazionaria che questo può garantire: maggiore è la superficie di scambio maggiori saranno le capacità di compensazione e la linearità della risposta stazionaria del sistema.

Come ultimo risultato si è graficato l'andamento della risposta stazionaria del recuperatore con *bypass* in configurazione ① cambiando la *MV* scelta, al fine di verificare se la linearità della risposta dipendesse in qualche modo dal metodo di regolazione delle portate. Le variabili prese in esame sono  $\dot{m}_{hot}$ ,  $x$  e il rapporto  $\dot{m}_{hot}/\dot{m}_{by}$ . Queste scelte sono dettate dal fatto che la configurazione mostrata in Figura (1.14) si basa sull'utilizzo di valvole a due vie, e di conseguenza sul controllo della portata  $\dot{m}_{hot}$ , ma come visto in 1.26 una volta che è nota la portata di *bypass* è noto anche il valore di  $x$ , per cui era di interesse capire se seguire l'andamento di  $\dot{m}_{hot}$  piuttosto che  $x$  avesse influenza sulla risposta stazionaria. È possibile immaginare anche altre configurazioni del recuperatore con *bypass*, come ad esempio una che faccia uso di una valvola a tre vie, come mostrato in 1.17. In questo secondo caso, si controllerebbe invece il rapporto tra  $\dot{m}_{hot}/\dot{m}_{by}$ .

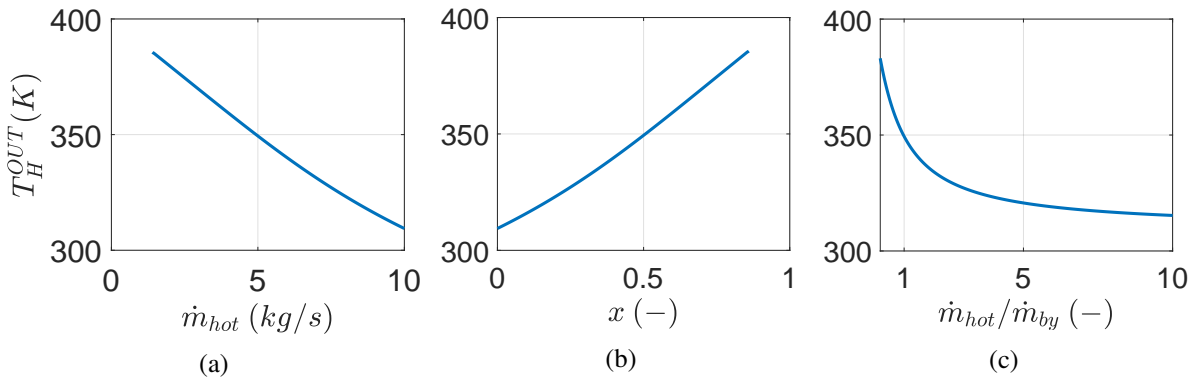


**Figura 1.17.** Schema di processo esemplificativo per un recuperatore con *bypass* e valvola a tre vie.

In Figura 1.18 si è quindi analizzato come variasse l'andamento di  $T_H^{out}$  in funzione delle tre *MV* scelte. Come si può osservare da Figura 1.18(a) e Figura 1.18(b), nel caso in cui si grafichi la portata di fluido caldo in ingresso al recuperatore,  $\dot{m}_{hot}$  ( $\text{kg s}^{-1}$ ), o la frazione di *bypass*,  $x$  (%), la pendenza delle curve è la stessa a meno di una costante negativa. Questo accade perché:

$$\frac{\partial T_H^{out}}{\partial \dot{m}_{hot}} = -\frac{1}{10} \frac{\partial T_H^{out}}{\partial x}. \quad (1.27)$$

Regolare quindi come la portata in ingresso si distribuisca tra il recuperatore ed il *bypass* utilizzando valvole a due vie in uno schema simile a quanto mostrato precedentemente in Figura 1.14, permette di ottenere una risposta relativamente lineare. Differente è invece il caso in cui



**Figura 1.18.** Confronto andamento  $T_H^{out}$  in funzione della scelta della variabile indipendente. (a) portata calda alimentata al recuperatore; (b) frazione di bypass; (c) rapporto tra portata calda ingresso al recuperatore e al bypass. Risposta (a) e (b) sono risposte caratteristiche di una configurazione con valvole a due vie, mentre la (c) indica la risposta di una configurazione a tre vie.

si scelga come variabile indipendente il rapporto tra  $\dot{m}_{hot}/\dot{m}_{by}$ . In questo secondo caso, infatti:

$$\frac{\partial T_H^{out}}{\partial \left(\frac{\dot{m}_{hot}}{\dot{m}_{by}}\right)} = \frac{\partial T_H^{out}}{\partial \left(\frac{\dot{m}_{hot}}{10-\dot{m}_{hot}}\right)}. \quad (1.28)$$

Di conseguenza la risposta stazionaria del sistema, come visibile in Figura 1.18(c), sarà fortemente non lineare.

Sia nell'esempio proposto in Luyben (2011, pag. 970), che in quelli da lui citati, si tende però ad usare solo configurazioni con valvole a due vie, probabilmente per scongiurare questa evenienza.

### 1.2.3 Analisi economica

Si riporta in ultimo anche un'analisi degli investimenti annualizzati legati alla gestione delle tre configurazioni in esame, al fine di avere un parametro ulteriore di confronto oltre alle capacità di compensazione di disturbi sulla temperatura delle correnti nei singoli sistemi. Il processo di calcolo è identico a quanto fatto in §1.1.3, con un'unica differenza. Nel caso dei raffreddatori rientrano nel valore finale dell'investimento annualizzato sia il costo del recuperatore che quello del fluido di servizio. In questo secondo caso, nella configurazione di raffreddatore con *bypass*, l'acqua è un fluido di processo, quindi non rientra nei costi di gestione. Il valore finale dell'investimento annualizzato dipende quindi solo dal recuperatore secondo:

$$AC = \frac{C_{BM}}{3}. \quad (1.29)$$

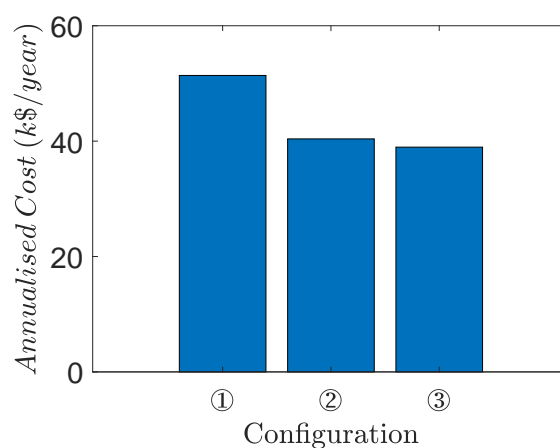
Come per i raffreddatori tutte le relazioni ed i parametri necessari all'ottenimento dei dati confrontati in Tabella 1.5 e graficamente in Figura 1.19 sono presenti in Appendice G.

I risultati evidenziano quanto già riportato in precedenza. All'aumentare della portata nominale di fluido caldo in ingresso al recuperatore (e quindi al ridursi della frazione di *bypass*



**Tabella 1.5.** Portate nominali, superficie di scambio termico e investimento economico relativo ai tre recuperatori con bypass.

Configuration	$\dot{m}_{hot}$ (kg s <sup>-1</sup> )	A (m <sup>2</sup> )	C <sub>BM</sub> (k\$)	AC (k\$/y)
①	6	99.6	154	51.4
②	7.5	46.7	121	40.4
③	9	38.5	117	39.0



**Figura 1.19.** Confronto tra i costi annualizzati dei tre recuperatori con bypass.

nominale), diminuisce la superficie necessaria al recuperatore, e di conseguenza il costo dell'apparecchiatura e dell'investimento annualizzato. È interessante osservare che, dal punto di vista economico, la regolazione della temperatura tramite raffreddatore con *bypass* è comparabile con quella tramite raffreddatore, mostrata in Figura 1.10. Questo perché tramite l'utilizzo del recuperatore si risparmia il costo del fluido di servizio, riducendo quindi il valore dell'investimento annualizzato. In conclusione, maggiori dimensioni del recuperatore comportano come conseguenza anche un maggiore investimento economico, e capacità di compensazione ampie come quelle permesse dalla configurazione ①, potrebbero non essere necessari in buona parte delle applicazioni industriali; in questi casi, quindi, dimensionare il recuperatore affinché  $x^{nom} = 25\%$  (configurazione ②) sembrerebbe essere sufficiente, il che porta ad un investimento economico inferiore quasi del 30% rispetto alla configurazione ②. Fissare invece  $x^{nom} = 10\%$  (configurazione ③) ridurrebbe eccessivamente le capacità di compensazione del sistema, ed il risparmio dal punto di vista economico è limitato.

### 1.3 Conclusioni

In questa sezione si riportano schematicamente delle considerazioni conclusive che riassumono i risultati più importanti sviluppati in questo Capitolo, in particolare:

- Uno scambiatore di calore ha un guadagno stazionario maggiore tanto più grande è la superficie di scambio e tanto minori sono le portate nominali che vi fluiscono all'interno.

- Dimensionare un raffreddatore con la condizione di massimizzare il consumo di fluido di servizio non è la scelta migliore né dal punto di vista economico, né dal punto di vista del controllo di processo.
- In un recuperatore con *bypass*, tanto maggiore è la frazione nominale di *bypass* scelta, tanto maggiori saranno le capacità di compensazione di disturbi sulla temperatura delle correnti e l'investimento economico necessario per la realizzazione dello scambiatore.

# Capitolo 2

## Risposta dinamica di scambiatori a fascio tubiero

L'obiettivo di questo Capitolo è analizzare la risposta dinamica dettagliata di scambiatori a fascio tubiero. Questa analisi è considerata sia per il raffreddatore che per il recuperatore con *bypass*. I risultati ottenuti nel Capitolo precedente tramite l'analisi stazionaria forniscono un buon punto di partenza, ma sono limitati dalle assunzioni semplificative effettuate, in particolare sulla costanza di  $U$  ed dei calori specifici. La risposta dinamica sarà ottenuta tramite l'utilizzo di due simulatori di processo, *Aspen Plus Dynamics* e *DynSim*, il che permetterà di rimuovere le assunzioni semplificative fatte e di integrare nel calcolo una geometria dettagliata per gli scambiatori a fascio tubiero, che saranno dimensionati secondo le direttive *TEMA (Tubular Exchanger Manufacturers Association)*, l'associazione dei costruttori che ne ha normato la geometria, essendo quest'ultima caratterizzata da un elevato numero di parametri e fra le più diffuse in ambito industriale. Ottenuta una geometria dettagliata per ciascuna delle sei configurazioni dimensionate, è stato anche considerato il dimensionamento delle valvole di regolazione presenti nello schema di processo, in modo che garantiscano le giuste portate e perdite di carico. Le simulazioni sono fatte convergere sia su Aspen Plus che successivamente in Aspen Plus Dynamics, per analizzare la risposta dinamica ottenuta con questo simulatore. Tramite il fitting lineare della risposta ottenuta, si costruisce e sintonizza un sistema di controllo per ciascuna configurazione, così da verificare anche dal punto di vista dinamico come la progettazione impatti sulla regolazione di uno scambiatore di calore. Gli stessi risultati sono ottenuti anche tramite l'utilizzo di DynSim, per comprendere quali differenze si possano presentare utilizzando un programma differente.

### 2.1 Simulazioni di processo: raffreddatori

La prima risposta dinamica analizzata è quella relativa al raffreddatore; le apparecchiature analizzate sono le stesse dimensionate in §1.1.3, per capire se e come differenti approcci al dimensionamento influenzino in qualche modo la risposta dinamica.

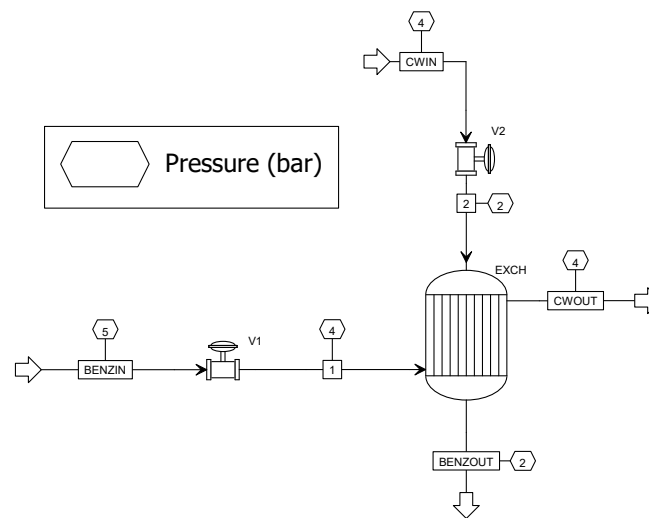
#### 2.1.1 Configurazione Aspen Plus

Il primo passaggio necessario all'ottenimento di una simulazione dinamica, per come è strutturato il programma Aspen Plus Dynamics, è far convergere una simulazione stazionaria dello

schema di interesse, e solo successivamente esportarla in formato dinamico. Si imposta Aspen Plus, simulatore di processo stazionario, affinché si possa successivamente far convergere le tre simulazioni dedicate a ciascuno dei raffreddatori dimensionati. Le principali scelte legate ai parametri del simulatore sono presenti in Tabella 2.1.

**Tabella 2.1.** Parametri alla base della configurazione Aspen Plus.

<i>Parameter</i>	<i>Value</i>
Thermodynamic Model	RK-Soave
Free-water Model	Steam NBS
Heat Exchanger Block	HeatX (Dynamics ON)
Dynamics Option	ON (Pressure Driven)



**Figura 2.1.** Schema di processo del raffreddatore all'interno di Aspen Plus.

Il modello termodinamico utilizzato è l'equazione di stato *SRK* poiché non sono presenti equilibri di fase, ogni corrente in ingresso al sistema contiene una sola specie chimica e sono presenti sia acqua che idrocarburi. Il modello *free-water* adottato è lo *Steam-NBS*, poiché così richiesto per rendere la simulazione dinamica; questa scelta influenza comunque la simulazione in quanto acqua e benzene non vengono mai in contatto. Lo schema di processo dello scambiatore presente in §1.1 è ricreato all'interno di Aspen Plus, ed il risultato è riportato in Figura 2.1. Si noti che nello schema il benzene passa lato mantello nello scambiatore, questa disposizione delle correnti è obbligata da Aspen Plus: il programma richiede infatti che il fluido caldo tra i due sia sempre graficamente immesso lato mantello, mentre nel dimensionamento dello scambiatore, il benzene (fluido caldo) è alimentato lato tubi. Come si può osservare è riportata anche la pressione di ciascuna corrente, che fino ad ora non era mai stata definita, assumendola soltanto necessaria a garantire che tutte le portate restassero liquide. All'interno di Aspen Plus si definiscono le pressioni in modo che ciascuna delle due linee abbia a disposizione perdite

di carico tali da fornire la portata richiesta una volta che la simulazione è diventata dinamica, ed in secondo luogo affinché sia il benzene che l'acqua di raffreddamento rimangano allo stato liquido. Si osservi poi che sono presenti delle valvole in ingresso ad ogni apparecchiatura. Questo è necessario per poter esportare il file in formato dinamico, poiché in modalità `Pressure Driven Aspen Plus Dynamics` necessita di punti in cui avere il riferimento della pressione per poter valutare l'andamento dinamico di tutte le altre grandezze (come ad esempio le portate). Si definiscono inizialmente esclusivamente le perdite di carico che queste valvole devono garantire a stato stazionario, ed un dimensionamento in dettaglio di queste ultime sarà fatto successivamente. Il modello di scambiatore di calore usato è `HeatX`, perché consente di specificare la geometria dell'apparecchiatura in analisi. Si osservi che per come è modellato lo scambiatore di calore, questo non fornisce le predite di carico (che sono calcolate solo una volta che la geometria è definita), e di conseguenza la pressione in uscita dei due fluidi non è influenzata. Una volta che lo scambiatore sarà dimensionato, le pressioni indicate per le correnti `CWOUT` e `BENZOUT` saranno differenti per ciascuna delle tre configurazioni.

### 2.1.2 Dimensionamento dettagliato dei raffreddatori

Un vantaggio legato all'utilizzo di un simulatore di processo è sicuramente la maggior precisione con cui è descritto lo scambio termico. Tramite `Aspen Plus` è possibile infatti sfruttare lo strumento di dimensionamento integrato per ottenere una geometria dettagliata di uno scambiatore di calore a fascio tubiero che rispetti le specifiche richieste. Ciascuno dei tre raffreddatori ottenuti in §1.1.3 è dimensionato con più precisione, passando da essere caratterizzato dalla sola area e da un coefficiente globale di scambio assunto a priori, ad una geometria completa ed ad un valore di  $U$  realistico, che tenga considerazione delle proprietà fisiche dei fluidi e delle loro condizioni di moto. Al fine di rendere comparabili i risultati delle future simulazioni, per ciascuno dei tre raffreddatori si scelgono tubi con lo stesso diametro da 20 mm disposti secondo lo stesso reticolo a  $30^\circ$ , la stessa configurazione, si scelgono uguali valori per il coefficiente di sporcamento, si usa lo stesso materiale e si cerca di mantenere velocità quanto più possibile simili in tutte e tre le apparecchiature. Una tabella riassuntiva del dimensionamento di ogni raffreddatore è riportata in Appendice A, nelle Tabelle A.1, A.2 e A.3. Sono necessari alcuni commenti sui risultati ottenuti; in primo luogo il coefficiente globale di scambio è come atteso tanto maggiore tanto più elevate sono le portate in gioco, poiché i singoli coefficienti di scambio sono dipendenti dal numero di Reynolds, e di conseguenza dalle velocità dei fluidi. In secondo luogo, seppur leggermente differenti tra loro, tutti e tre i coefficienti globali di scambio termico risultano maggiori rispetto al valore di  $570 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  considerato al Capitolo 2, e di conseguenza le superfici di scambio richieste sono inferiori a quelle ottenute in Tabella 1.1. Anche il salto termico medio logaritmico è inferiore al valore degli scambiatori di Tabella 1.1; questo accade perché a causa della configurazione scelta non si può più parlare di equi o controcorrente perfetta, ed è necessario quindi correggere il valore di  $\Delta T_{ML}$  riducendolo rispetto al

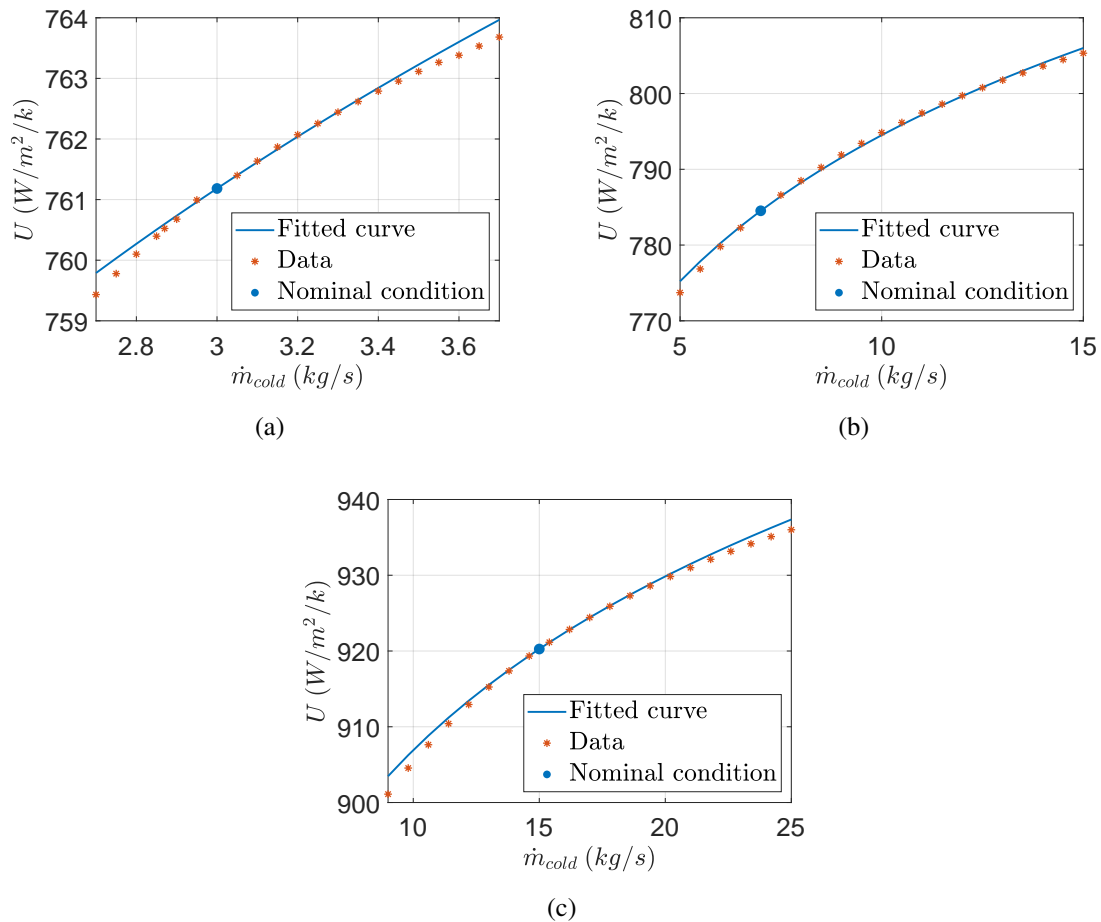
valore originario. Nelle Tabelle in Appendice, alla riga 55, è indicata poi la massa del mantello e del fascio tubiero; da questi due dati, insieme al volume del mantello (ottenuto sfruttando il dato riguardante il peso del mantello stesso riempito di acqua) e al volume del fascio (che va invece calcolato manualmente), è possibile definire completamente la risposta dinamica dello scambiatore. Nel menù di configurazione di Aspen Plus, nella sezione `Dynamics`, è necessario introdurre le due masse e due volumi dopo aver modificato il modello dello scambiatore da `Instantaneous` a `Dynamic`. Questa variazione consentirà ad Aspen Plus Dynamics, una volta che la simulazione è esportata, di calcolare il tempo caratteristico dello scambiatore. Con la definizione dei volumi dell'apparecchiatura la configurazione del programma è completa, ed è quindi possibile far convergere la simulazione. Si sono sfruttate in ultimo le potenzialità di Aspen Plus per ricavare un dato che necessario nelle simulazioni dinamiche. Aspen Plus Dynamics infatti permette di considerare un coefficiente globale di scambio termico dipendente dalle portate alimentate dallo scambiatore, sfruttando l'equazione:

$$U = U_{ref} \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \right)^n. \quad (2.1)$$

In (2.1)  $U_{ref}$  è un valore di riferimento del coefficiente di scambio, quello nominale riportato sulla tabelle in Appendice.  $\dot{m}_{ref}$  è un portata di riferimento a cui  $U = U_{ref}$ . È possibile specificare se la (2.1) sia riferita alla portata calda o alla fredda, ed in questo caso, poiché la portata variabile sarà quella di fluido di raffreddamento, è conveniente selezionare quella fredda. I parametri  $U_{ref}$  e  $\dot{m}_{ref}$  sono quindi già noti, ma non  $n$ . Dipendendo infatti l'esponente da un elevato numero di fattori geometrici e fisici, il suo valore numerico è specifico per ogni scambiatore. Di conseguenza si è deciso di ottenere questo parametro sfruttando Aspen Plus ed un fitting numerico. Per ciascuno dei tre raffreddatori si è ottenuto un dataset contenente l'andamento di  $U$  in funzione della portata di fluido di raffreddamento alimentata tramite la funzione di `Sensitivity Analysis` integrata in Aspen Plus. La portata di fluido di raffreddamento è variata al di sopra ed al di sotto del valore nominale, per ottenere un valore di  $n$  il più rappresentativo possibile. Una volta ottenuti i tre dataset distinti, si è utilizzata la funzione `fminsearch` di MATLAB per fittare la risposta ed ottenere il valore approssimato del parametro  $n$ . Il risultato grafico dei tre fitting è riportato nelle Figure 2.2(c), 2.2(b) e 2.2(a), mentre i tre valori di  $n$  insieme all' $R^2$  dei fitting, in Tabella 2.2. Il numero della configurazione corrisponde a quello introdotto in §1.1.3.

**Tabella 2.2.** Risultati del fitting del parametro  $n$  per i tre raffreddatori in esame.

Configuration	$\dot{m}_{ref}$ (kg s <sup>-1</sup> )	$n$ (-)	$R^2$
①	3	0.0168	0.988
①	7	0.0354	0.997
①	15	0.0360	0.992



**Figura 2.2.** Risultato grafico del processo di fitting del parametro  $n$  necessario al calcolo del coefficiente globale di scambio termico in un raffreddatore. Configurazione: (a) ①; (b) ②; (c) ③.

Si osservi come il valore di  $n$ , pur aumentando con le dimensioni dello scambiatore, assuma valori piuttosto ridotti. Questa scarsa dipendenza sarà spiegata in dettaglio nella sezione riguardante lo scambiatore con *bypass*, in un confronto tra i valori di  $n$  tra quest'ultimo e i risultati qui ottenuti. È possibile però fare un commento sul valore numerico di  $n$ . In un'ottica di controllabilità dell'apparecchiatura, un valore ridotto di  $n$  non è da considerarsi negativo; questo infatti significa che il valore di  $U$  non varierà in maniera drastica, portando ad una minor non linearità nella risposta dinamica di quanto si avrebbe per una dipendenza più accentuata.

### 2.1.3 Configurazione di Aspen Plus Dynamics

Fatte convergere le simulazioni per ciascuno dei tre raffreddatori in Aspen Plus, le si può quindi esportare in un formato compatibile con Aspen Plus Dynamics usando il menù di salvataggio "File\Export\Pressure Driven". Gran parte delle opzioni necessarie sono così ottenute dalla simulazione stazionaria e non è necessario apportare grandi modifiche alla simulazione dinamica di base per poter analizzare la risposta del sistema. Al fine di rendere il tempo di campionamento coerente con questo sistema, è conveniente impostare i minuti come unità di

misura del tempo. Impostandola infatti in ore, il tempo di campionamento sarebbe troppo lasso, portando a possibili perdite di informazioni. Una seconda fondamentale modifica riguarda le valvole del sistema. Le valvole che vengono inserite di *default* nella simulazione di Aspen Plus Dynamics si occupano esclusivamente di garantire che la pressione in uscita sia quella nominale, ma il loro comportamento non rispecchia una valvola reale. Nelle simulazioni di Aspen Plus Dynamics si è quindi adottato un modello rigoroso per il corrispettivo dinamico della valvola V2 mostrata in 2.1. V1, essendo presente unicamente per consentire la convergenza della simulazione dinamica (in quanto l'unica portata manipolabile è quella dell'acqua di raffreddamento) non è invece modificata. Per definire correttamente tutti i parametri del modello rigoroso per V2 è innanzitutto necessario dimensionare le valvole per ciascuno dei tre casi, cioè calcolarne il coefficiente di efflusso,  $K_v$ , e successivamente capire quale caratteristica di valvola scegliere, se lineare o equipercentuale. Per quanto riguarda il processo di dimensionamento, l'equazione per ottenere il coefficiente di efflusso è:

$$\dot{q} = K_v f(l) \sqrt{\frac{\Delta P_v}{\rho_{rel}}}, \quad (2.2)$$

in cui  $\dot{q}$  ( $\text{m}^3 \text{h}^{-1}$ ) è la portata volumetrica del fluido,  $K_v$  ( $\text{m}^3/\text{h}/\text{bar}^{0.5}$ ) come già accennato è il coefficiente di efflusso, legato alla dimensione della valvola stessa,  $\Delta P_v$  (bar) sono le perdite di carico attraverso la valvola e  $\rho_{rel}(-)$  è la densità del fluido normalizzata rispetto al valore di  $1000 \text{kg m}^{-3}$ . In ultimo,  $f(l)(-)$  è la caratteristica intrinseca della valvola, dove  $l(-)$  è la posizione dello stelo della valvola stessa, ed entrambi i valori sono compresi tra 0 ed 1. Per quanto riguarda il dimensionamento si è fatto uso della (2.2) riscritta nel caso specifico in cui la portata attraverso la valvola sia quella massima, ovvero:

$$\dot{q}^{max} = K_v \sqrt{\frac{\Delta P_v^{max}}{\rho_{rel}}}, \quad (2.3)$$

nella (2.3), la caratteristica intrinseca della valvola non è più presente, perché qualsiasi sia la tipologia di valvola scelta quando questa è completamente aperta per definizione  $f(l) = 1$ . La portata massima necessaria è calcolata sfruttando i risultati ottenuti tramite il modello a stato stazionario basato sulle equazioni di governo. Deciso infatti il massimo disturbo sulla temperatura della corrente di processo in ingresso che si vuole essere in grado di compensare, in questo caso +10 K, si ricava la portata teorica necessaria a compensarlo, e la si incrementa del 50% al fine di garantire che la regolazione del sistema ammetta delle sovra-elongazioni. L'unica eccezione riguarda la configurazione ③; questo scambiatore dal punto di vista teorico non è in grado di compensare +10 K a causa della sua ridotta area di scambio, per cui si è scelta come massima portata di fluido di raffreddamento  $91 \text{m}^3 \text{h}^{-1}$ . Il valore finale comprensivo di incremento è denominato  $\dot{q}^{max}$ . Possono essere poi calcolate le perdite di carico,  $\Delta P_v^{max}$ , della valvola in caso di massima apertura della stessa. Grazie al dimensionamento di dettaglio dello



scambiatore di calore, infatti, sono note le perdite di carico nominali fornite dall'apparecchiatura,  $\Delta P_{he}$  (bar). Sfruttando l'equazione di Darcy–Weisbach è possibile calcolarne la variazione in funzione della portata secondo:

$$\Delta P_{he}^{max} = \Delta P_{he} \left( \frac{q^{max}}{q} \right)^2. \quad (2.4)$$

Assumendo approssimativamente poi che le perdite di carico,  $\Delta P_{driving, force}$ , disponibili per la linea sia sempre le stesse (il che equivale ad assumere la curva caratteristica delle pompa piatta), allora è sufficiente calcolare le perdite di carico legate al raffreddatore per conoscere quelle della valvola, in quanto vale la relazione generale:

$$\Delta P_v = \Delta P_{driving, force} - \Delta P_{he}, \quad (2.5)$$

in cui per l'assunzione fatta le perdite di carico legate alla linea sono un valore noto e costante. Assumere che le perdite di carico per la linea siano costanti è un'assunzione semplificativa, derivante dal fatto che ci si aspetta che le perdite di carico nella valvola siano sempre maggiori di quelle fornite dallo scambiatore di calore. Unendo la (2.4) e la (2.5) è quindi possibile ricavare  $\Delta P_v^{max}$ , ovvero le perdite di carico della valvola in condizioni di massima apertura della stessa. Questo valore, insieme al valore  $\dot{q}^{max}$  consente il dimensionamento della valvola. Il risultato del processo di dimensionamento delle tre valvole è riportato in Tabella 2.3.

**Tabella 2.3.** Valori necessari al dimensionamento delle valvole di regolazione della portata di fluido di raffreddamento.

Configuration	$\dot{m}_{cold}$ (kg s <sup>-1</sup> )	$\dot{q}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\Delta P_{he}$ (bar)	$\Delta P_v$ (bar)	$\dot{q}^{max}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\Delta P_{he}^{max}$ (bar)	$\Delta P_v^{max}$ (bar)	$K_v$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> bar <sup>-0.5</sup> )
①	3	10.8	0.21	2	18.8	0.63	1.58	14.9
②	7	25.2	0.30	2	58.4	1.60	0.70	69.7
③	15	54	0.80	2	91	2.22	0.58	118.2

Noto  $K_v$  è però necessario anche capire quale sia la caratteristica di valvola preferibile per questo tipo di operazione. La caratteristica intrinseca di valvola,  $f(l)$ , indica qual è il rapporto tra la posizione dello stelo  $l$  e la superficie disponibile al passaggio del fluido all'interno della valvola. Per una valvola di regolazione le due tipologie di caratteristica di valvola più diffuse sono la lineare, in cui:

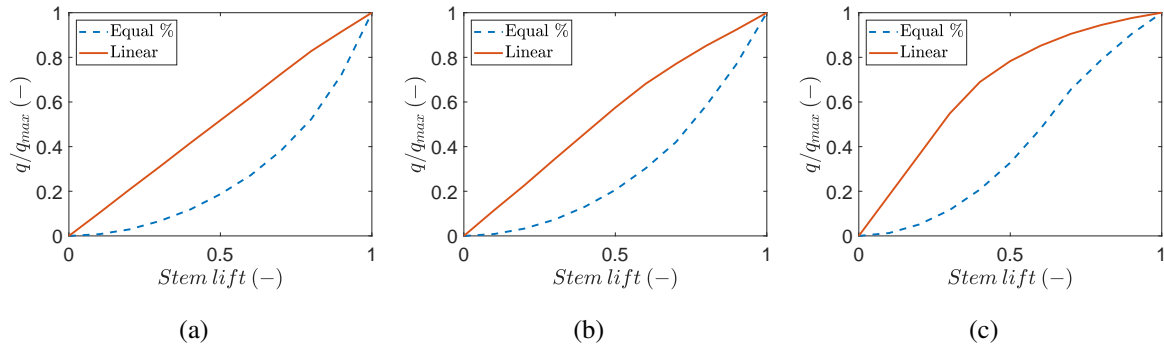
$$f(l) = l, \quad (2.6)$$

e la equipercentuale, in cui:

$$f(l) = R^{l-1}, \quad (2.7)$$

in cui  $R(-)$  è un parametro che indica il campo di regolazione della valvola, il *rangeability parameter*. La scelta tra queste due caratteristiche di valvola è legata a quale fornisca una

risposta con un guadagno più costante una volta installata. In Tabella 2.3 si può osservare come per gli scambiatori a 7 e 3  $\text{kg s}^{-1}$  le perdite di carico legate alla valvola siano effettivamente maggiori di quelle nello scambiatore di calore, ma nella configurazione a 15  $\text{kg s}^{-1}$  nominali, questo non sia più verificato.



**Figura 2.3.** Confronto della caratteristica installata per la valvola di regolazione lato tubi nei tre raffreddatori dimensionati: (a) configurazione ①; (b) configurazione ②; (c) configurazione ③.

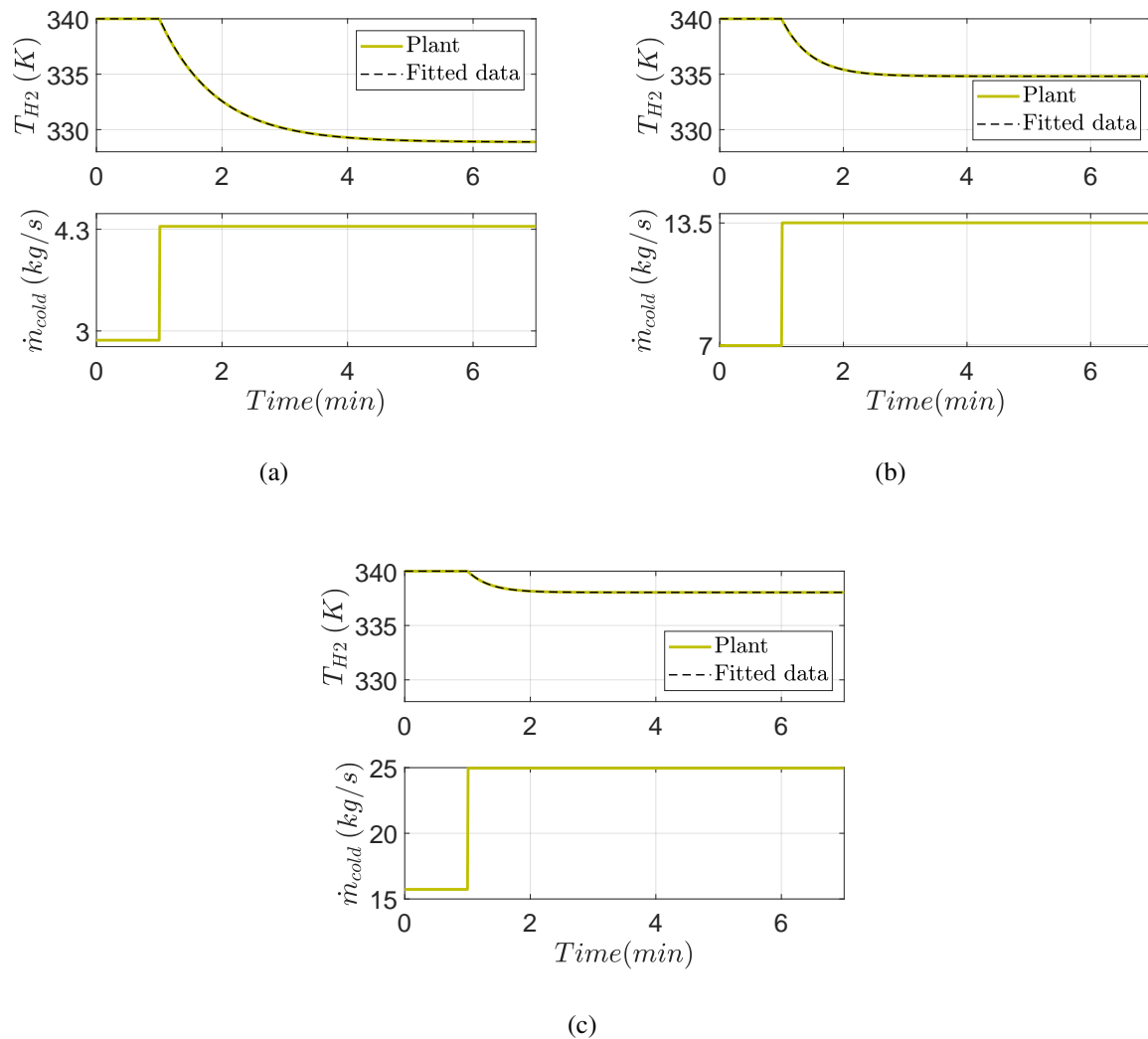
Si è quindi ottenuta la caratteristica installata della valvola V2 per ciascuno dei tre scambiatori in esame, ed il risultato grafico è visibile in Figura 2.3. Per i due raffreddatori a 7 e 3  $\text{kg s}^{-1}$ , in Figure 2.3(b) e 2.3(a), una valvola lineare garantisce un guadagno costante e quindi si è scelta questa caratteristica, mentre per lo scambiatore a 2.3(c) la scelta migliore è una valvola equipercentuale.

#### 2.1.4 Risposta dinamica del raffreddatore

Dimensionate le valvole di regolazione e i tre scambiatori è quindi possibile avviare la simulazione dinamica su Aspen Plus Dynamics. Lo scopo è quello di capire quale sia la risposta dinamica di uno scambiatore a fascio tubiero ad una variazione a gradino della portata di fluido di raffreddamento in ingresso. Per ottenere questa risposta si è rimossa ogni forma di dinamica dalla valvola, rendendola di fatto un puro guadagno affinché questa non influenzasse la risposta complessiva del sistema. Si è quindi prodotto uno *step-test* aprendo la valvola di regolazione del fluido di servizio e si è fittata la risposta utilizzando Loop Pro, al fine di identificare la struttura della funzione di trasferimento per ciascuna delle tre simulazioni in analisi. La risposta dinamica e il fitting ottenuto sono mostrate in Figura 2.4.

I parametri delle funzioni di trasferimento e l' $R^2$  del fitting sono riassunti in Tabella 2.4. Una prima considerazione da fare riguardo ai risultati ottenuti in Tabella 2.4 è il fatto che, per ciascuno scambiatore il modello dinamico che meglio identifica la risposta è un primo ordine con tempo morto, *FOPDT*. Questa risposta ha la forma:

$$G_S = \frac{K_S e^{-\theta s}}{\tau_S s + 1}, \quad (2.8)$$



**Figura 2.4.** Risposte dinamiche dei tre raffreddori in seguito alla completa valvola di regolazione della portata di fluido di raffreddamento. (a) Configurazione ①; (b) configurazione ②; (c) configurazione ③.

Dove  $K_S$  ( $K/(kg\ s^{-1})$ ) è il guadagno della funzione di trasferimento,  $\theta$ (s) il tempo di ritardo e  $\tau_S$ (s) la costante di tempo della risposta dinamica. In particolare, però, si osservi come il tempo morto proposto sia nullo in tutti e tre i casi. Questo vuol dire che nello stesso momento in cui la portata viene modificata la temperatura in uscita dallo scambiatore ne risente, senza nessun ritardo. Questa tipologia di risposta è probabilmente il risultato di un semplificazione utilizzata da Aspen Plus Dynamics; i tempi morti presenti nella risposta di numerose apparecchiature in ambito industriale dipendono dal tempo di trasporto del fluido, e in questo caso, il fatto che il tempo morto sia nullo è probabilmente correlato al fatto che Aspen Plus Dynamics non presenti un modello in grado di definire un valore di  $\theta$  in funzione della geometria dello scambiatore e delle portate in gioco.

In secondo luogo, tanto maggiore è la superficie di scambio dell'apparecchiatura, tanto maggiore è il tempo caratteristico. Questo risultato è atteso, perché uno scambiatore con maggiore

**Tabella 2.4.** Parametri della risposta dinamica dei raffreddatori.

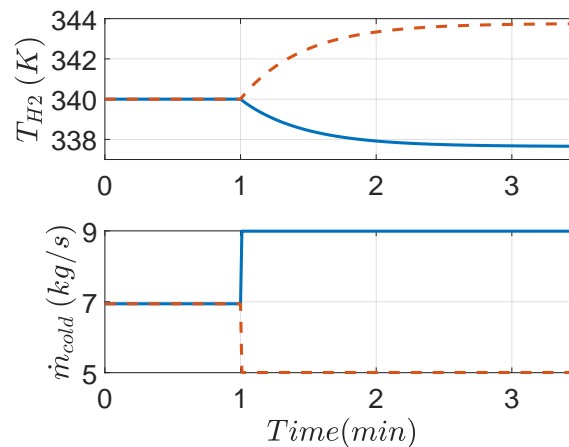
Configuration	$\dot{m}_{cold}$ (kg s <sup>-1</sup> )	Modello	$K_S$ (K/(kg/s))	$K_S^*$ (K/(kg/s))	$\tau$ (s)	$\theta$ (s)	$R^2$ (-)	SSE (K <sup>2</sup> )
①	3	FOPDT	-7.62	-9.60	54.2	0	0.9999	0.1432
②	7	FOPDT	-0.79	-1.25	27.5	0	0.9998	0.089
③	15	FOPDT	-0.21	-0.17	20.7	0	0.9999	0.017

superficie di scambio presenta anche maggiori volumi, e di conseguenza necessiterà di più tempo per raggiungere il nuovo stato stazionario. Queste considerazioni sono in linea con quanto osservato nel manuale del secondo simulatore dinamico utilizzato DynSim (descritto con maggior dettaglio 2.1.7); è però necessario osservare come Aspen Plus Dynamics non abbia una documentazione accessibile riguardante il calcolo del tempo caratteristico di uno scambiatore di calore, per cui non è certo che anche Aspen Plus Dynamics segua lo stesso principio di funzionamento, per quanto probabile. In Tabella 2.4 è presente anche  $K^*$ , ovvero il guadagno teorico previsto dal modello stazionario ottenuto in §1.1.2.  $K^*$  è generalmente in linea con il valore proposto dal modello dinamico; presenta però differenze non trascurabili. Sicuramente l'errore presente su  $K^*$  è dovuto alle assunzioni semplificative portate dal valore statico di  $U$  e  $c_p$  e dalla mancanza di correzione di  $\Delta T_{LM}$ , il che conferma l'utilità di simulatore di processo per prevedere il comportamento del sistema.  $K^*$  risulta sovrastimato nel caso dei raffreddatori a 3 e 7 kg s<sup>-1</sup>. Questo accade perché questi due scambiatori, a causa delle ridotte portate di raffreddamento, presentano una correzione legata al valore di  $\Delta T_{ML}$  non indifferente, che riduce di molto l'efficacia dello scambio termico nel modello in Aspen Plus Dynamics. Il raffreddatore a 15 kg s<sup>-1</sup> ha invece un guadagno maggiore di quello teorico; questo perché innanzitutto presenta una correzione su  $\Delta T_{ML}$  ridotta, grazie alle alte portate alimentate, ed in secondo luogo perché la dipendenza di  $U$  dalla portata è la maggiore tra i tre raffreddatori in esame. Ciò porta ad un risultato opposto rispetto ai due scambiatori con portate inferiori.

### 2.1.5 Verifica della linearità del modello

Fare il fitting della risposta del sistema dopo una variazione a scalino della variabile controllata è un metodo molto semplice per identificare i parametri dinamici, ma ha anche la limitazione di linearizzare la risposta, il che implica che eventuali dipendenze dei parametri dinamici dall'entità della variazione dell'input non vengono rilevati. Per questo motivo si è deciso di verificare quanto e come eventuali fenomeni di non linearità potessero impattare sulla risposta del sistema. Per fare questo si è considerato il raffreddatore con portata nominale di fluido id servizio pari a 7 kg s<sup>-1</sup>, confrontandone la risposta dinamica ad una variazione di  $\dot{m}_{cold}$  di pari entità (2 kg s<sup>-1</sup>), ma di segno opposto. I risultati ottenuti sono visibili in Figura 2.5. Le due risposte ottenute sono state fittate grazie a Loop Pro ed i risultati sono visibili in Tabella 2.5.

Come visibile, il tempo caratteristico dell'apparecchiatura sembrerebbe essere sostanzialmente invariato nelle due risposte, ma lo stesso non si può dire per il guadagno. In conclusione quindi,



**Figura 2.5.** Verifica della linearità del modello scambiatore di calore a fascio tubiero in Aspen Plus Dynamics.

**Tabella 2.5.** Parametri confronto risposte dinamiche raffreddatore a  $7 \text{ kg s}^{-1}$ .

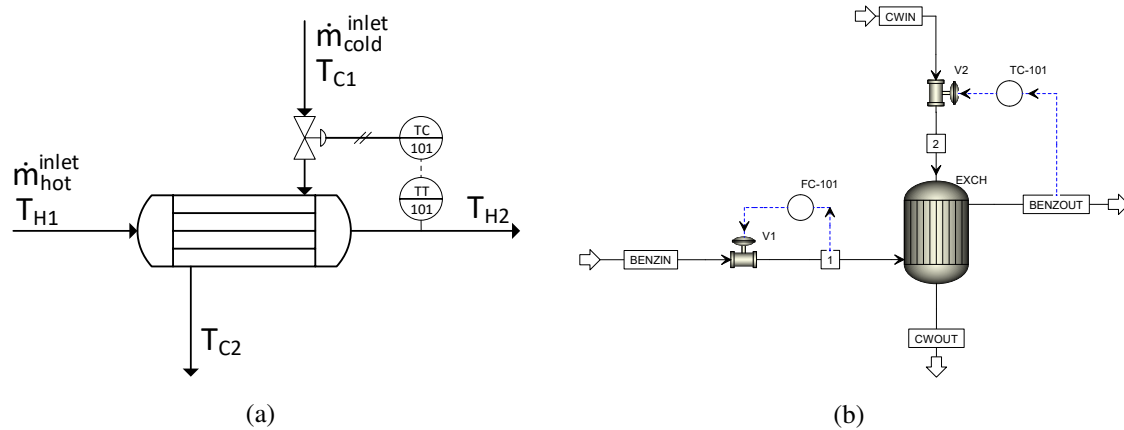
Input ( $\text{kg s}^{-1}$ )	Modello	$K_S$ ( $\text{K kg}^{-1} \text{ s}$ )	$\tau$ (s)	$R^2$ (-)	SSE ( $\text{K}^2$ )
+2	FO	-1.15	27.4	1.0	0.016
-2	FO	-1.94	27.1	1.0	0.039

Aspen Plus Dynamics sembrerebbe usare sempre un primo ordine come risposta dinamica, in cui il tempo caratteristico dell'apparecchiatura dipende esclusivamente dai volumi e massa della stessa, mentre il guadagno è calcolato tenendo in considerazione le equazioni di governo presentate in §1.1.3, il che porta a fenomeni di non-linearità sulla risposta.

### 2.1.6 Creazione, sintonizzazione ed analisi della risposta del sistema di controllo

Constatato come il dimensionamento dello scambiatore impatti sulla costante di tempo dell'apparecchiatura, si sfrutta Aspen Plus Dynamics per modellare un sistema di controllo per il raffreddatore, in modo che possa garantire il mantenimento delle specifiche di processo sulla temperatura in uscita del benzene anche in caso di disturbi in ingresso sulla temperatura di BENZIN. Il sistema di controllo prevede di agire sull'apertura della valvola di regolazione visibile in Figura 2.6(a) per modificare la portata di fluido di raffreddamento in ingresso allo scambiatore, . Lo schema di controllo è stato ricostruito anche in Aspen Plus Dynamics, sfruttando il blocco `PIDIncr`. Il risultato è mostrato in Figura 2.6(b).

È necessario fare alcune considerazioni sullo schema di controllo integrato in Aspen Plus Dynamics. In primo luogo non sono presenti sensori di misurazione. Questo perché i regolatori prelevano direttamente la misura desiderata dalla corrente di interesse, senza la necessità di introdurre blocco che funga da sensore. La seconda grande differenza è la presenza di `FC-101`. La valvola ed il regolatore, non presenti in Figura 2.6(b), sono stati aggiunti per garantire il



**Figura 2.6.** Sistema di controllo raffreddatore. (a) schema di processo reale; (b) schema di processo integrato in Aspen Plus Dynamics.

corretto funzionamento della simulazione. Durante la simulazione della risposta dinamica del sistema, modificare la temperatura della corrente BENZIN causa una variazione, seppur ridotta, della sua portata. Questo accade perché la sua densità varia, mentre la pressione a monte resta costante. Questo è probabilmente un "limite" della simulazione, per cui questo sistema di controllo è presente solo nel diagramma in Aspen Plus Dynamics per garantire che  $\dot{m}_{inlet}^{hot}$  sia sempre costante. TC-101, poiché un regolatore di temperatura, prevede l'inclusione dell'azione proporzionale ed integrale, e la sintonizzazione è eseguita sfruttando il metodo del regolatore a modello interno (IMC, *Internal Model Control*) per la sintonizzazione. Tipicamente si sceglie il valore della costante di tempo del filtro,  $\tau_C$  (s), in funzione del tempo morto del sistema. Non presentando però lo scambiatore alcun tempo morto ed essendo valvola e sensore elementi non dinamici in questa simulazione, si è scelto di adottare:

$$\tau_C = \frac{\tau_S}{2}, \quad (2.9)$$

da cui, utilizzando le tabelle di calcolo IMC present in Seborg et al. (2017, pag. 207):

$$K_c = \frac{2}{K}; \quad \tau_I = \tau, \quad (2.10)$$

in cui  $K$  è il prodotto di tutti i guadagni all'interno dell'anello di controllo escluso il regolatore e  $\tau_I$  la costante di tempo dell'azione integrale. Si osservi che dimensionalmente  $[K_C] = \left[ \frac{(kg/s)}{K} \right]$ , mentre Aspen Plus Dynamics richiede che il guadagno del regolatore sia espresso come rapporto tra percentuale, (%CO), di output del regolatore, e percentuale, (%TO), di output del sensore interno al regolatore. Si è quindi scalato il valore del guadagno del regolatore alle dimensioni richieste sfruttando il guadagno della valvola e il campo di misura del sensore di temperatura interno al regolatore, il guadagno ottenuto è denominato di conseguenza  $K_{C, \%/\%}$ . Si è però osservato che questa sintonizzazione, pur essendo funzionale, non era sufficientemente aggressiva, per cui la sintonizzazione è raffinata analizzando direttamente la risposta del regolatore. I risultati conclusivi della sintonizzazione sono di conseguenza quelli presentati in Tabella 2.6.

In Tabella 2.7 si riportano i parametri di sintonizzazione utilizzati per FC-101 al fine di poter riprodurre facilmente gli stessi risultati riportati in seguito, anche se questo sistema di controllo non sarebbe realmente presente all'interno dello schema di processo. Si osservi che i parametri sono gli stessi per tutte e tre i raffreddatori, in quanto perdite di carico e portata sono le stesse per quanto riguarda la corrente di processo in ingresso. In Figura 2.7 è invece mostrata la risposta del sistema in anello chiuso quando si presenta un disturbo sulla temperatura del benzene pari a 10 K.

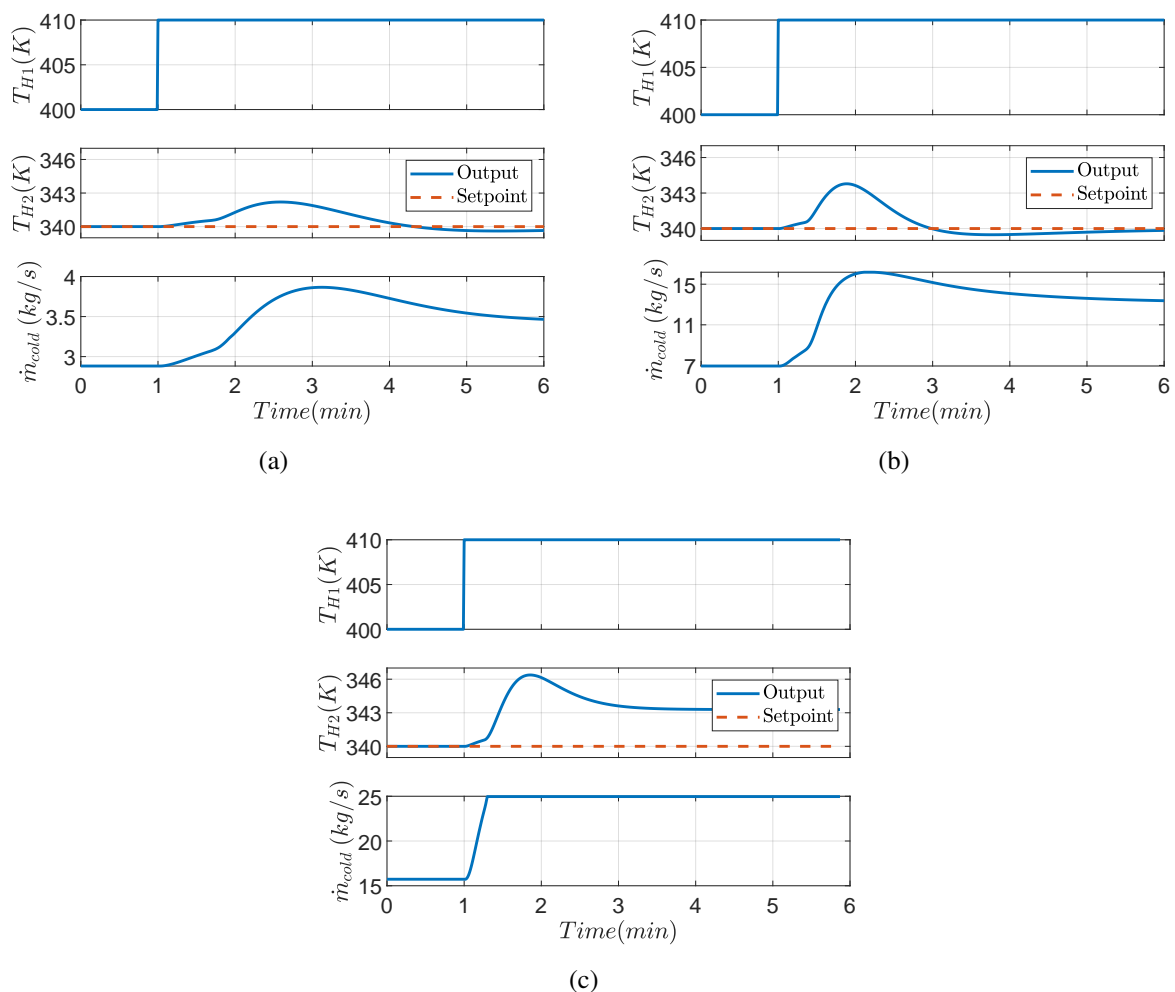
**Tabella 2.6.** Parametri di sintonizzazione di TC-101 per ciascuno dei tre raffreddatori in esame.

Configuration	$\dot{m}_{cold}$ (kg s <sup>-1</sup> )	TT-Span (K)	$K_C$ (%CO/%TO)	$\tau_I$ (s)
①	3	133	7.0	60
②	7	134	15.0	40
③	15	134	30.0	30

**Tabella 2.7.** Parametri di sintonizzazione di FC-101 per ciascuno dei tre raffreddatori in esame.

Configuration	$\dot{m}_{cold}$ (kg s <sup>-1</sup> )	$K_C$ (%CO/%TO)	$\tau_I$ (s)
①	3	2.8	2.9
②	7	2.8	2.9
③	15	2.8	2.9

È possibile fare alcune osservazioni sulle risposte in anello chiuso mostrate in Figura 2.7. In primo luogo il raffreddatore a 3 kg s<sup>-1</sup> (configurazione ①), presente in Figura 2.7(a) compensa agevolmente il disturbo in ingresso. La valvola non rischia di essere saturata, per cui la sintonizzazione del regolatore consente di ripristinare la temperatura in uscita al valore nominale in circa 5 min. Per quanto riguarda Figura 2.7(b), invece, il raffreddatore a 7 kg s<sup>-1</sup> (configurazione ②) riesce a sua volta a compensare il disturbo in ingresso, in poco più però che 3 min, il che conferma che tanto maggiore è il volume dell'apparecchiatura tanto maggiore sarà il tempo necessario a compensare un disturbo. Nonostante la dinamica più rapida a causa della minor efficacia della variazione della portata sullo scambio termico, il disturbo in ingresso si propaga maggiormente su  $T_{H2}$ , che raggiunge i 344 K contro i 342.8 K della configurazione ①. In ultimo lo scambiatore a 15 kg s<sup>-1</sup> (configurazione ③), in Figura 2.7(c), come predetto dal modello teorico non risulta in grado di compensare un disturbo in ingresso pari a 10 K: la portata di fluido di servizio raggiunge rapidamente infatti il valore massimo, si satura quindi l'azione di valvola e nonostante questo la variabile controllata presenta un offset di 3 K. In conclusione quindi il dimensionamento dell'apparecchiatura impatta notevolmente sulla dinamica della risposta di uno scambiatore di calore. Durante il processo di dimensionamento sarà quindi necessario tenere in considerazione quanto frequentemente nel sistema in analisi si presentino disturbi sulla temperatura in ingresso, di quale entità siano ed in particolare quanto rapidamente debba essere



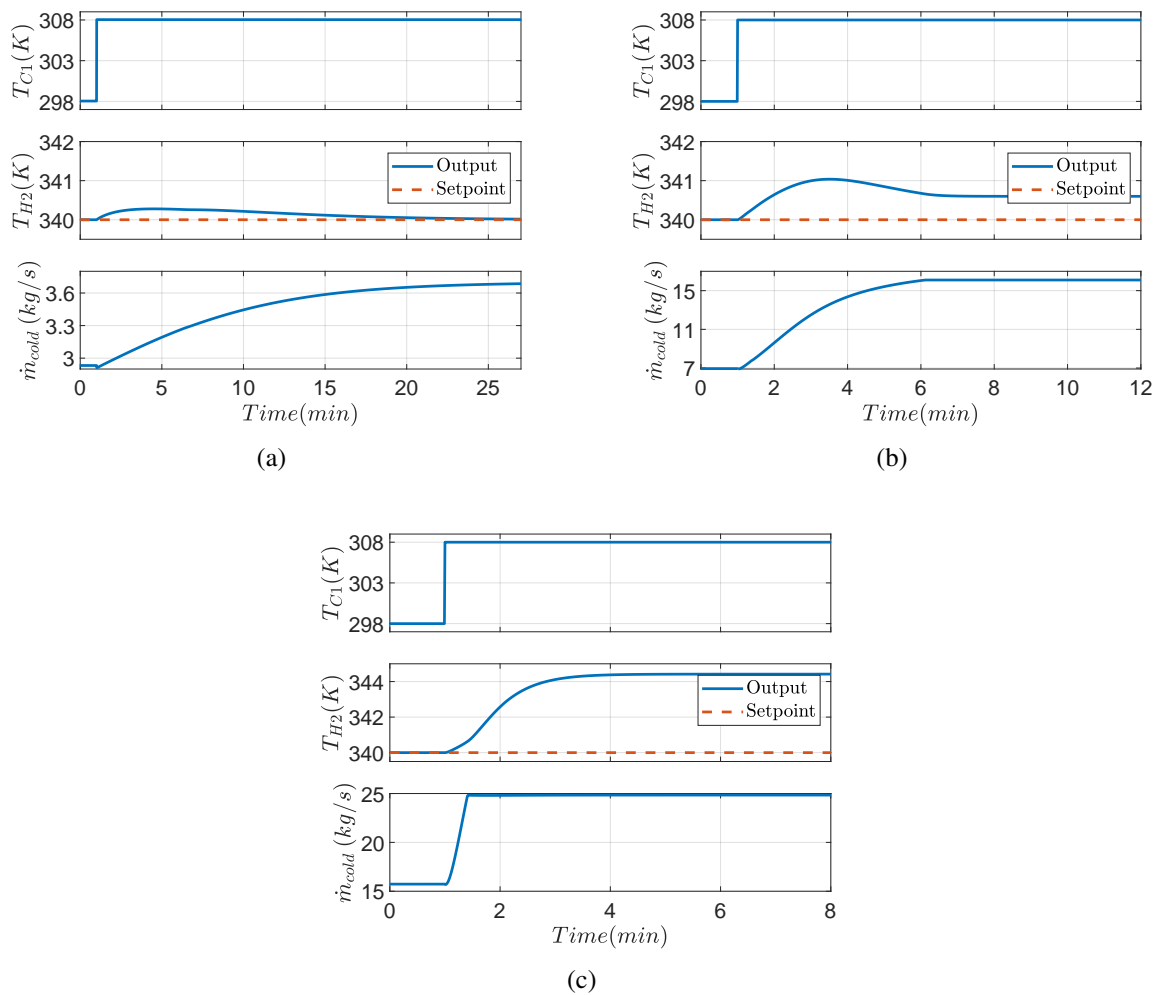
**Figura 2.7.** Risposta in anello chiuso del raffreddatore ad un aumento di 10 K della temperatura di ingresso del fluido di processo: (a) configurazione ①; (b) configurazione ②; (c) configurazione ③.

compensato il disturbo. Da un punto di vista economico, poi, tanto più piccolo sarà scelto lo scambiatore, tanto più grande sarà la valvola di regolazione da installare sulla linea del fluido di servizio. Massimizzare quindi il consumo di fluido di servizio, per ridurre l'investimento economico legato all'apparecchiatura, per quanto garantisca una risposta dinamica veloce non è la scelta migliore dal punto di vista della controllabilità.

In ultimo si è analizzata la risposta in anello chiuso del raffreddatore nel caso in cui il disturbo si manifesti sulla temperatura in ingresso,  $T_{C1}$ , del fluido di servizio. Questo studio ha lo scopo innanzitutto di verificare la flessibilità del sistema di controllo scelto, in quanto il disturbo agirà indirettamente sulla temperatura in uscita  $T_{H2}$ , ed in secondo luogo sulle capacità di compensazione del raffreddatore. Un incremento di  $T_{H1}$ , come proposto precedentemente, comporta un aumento del salto termico medio logaritmico, il che favorisce un aumento dello scambio termico, obiettivo principale del sistema di controllo; un disturbo che si manifesta su  $T_{C1}$ , invece, riduce  $\Delta T_{LM}$  e di conseguenza limita l'efficacia dello scambio termico, risultando quindi (a parità di intensità), più complicato da compensare. Il disturbo scelto è quindi 10 K su  $T_{C1}$ ,



che passa dai nominali 298 K a 308 K. La risposta dinamica ottenuta per le tre configurazioni in analisi è riportata in Figura 2.8.



**Figura 2.8.** Risposta in anello chiuso del raffreddatore ad un incremento di 10 K sulla temperatura in ingresso del fluido: (a) configurazione ①; (b) configurazione ②; (c) configurazione ③.

La variazione della temperatura di  $T_{C1}$ , come atteso, risulta di difficile compensazione da parte del raffreddatore, tanto che solo la configurazione ① riesce a compensare il disturbo.  $T_{H2}$  si discosta molto poco dal *set-point* impostato, ma servono ben 27 min affinché  $T_{H2}$  torni a 340 K. Le notevoli dimensioni di questa configurazione facilitano in due modi la risposta: da un lato la variazione di  $T_{C1}$  si propaga molto lentamente su  $T_{H2}$  grazie alle grandi dimensioni dell'apparecchiatura; in secondo luogo la grande superficie di scambio del raffreddatore consente di compensare alla riduzione di  $\Delta T_{LM}$ . Differente è la risposta delle configurazioni ② e ③, che però sono simili tra loro. Viste le minori dimensioni dei due raffreddatori, il disturbo si propaga più velocemente sulla temperatura di uscita di quanto avvenga per la configurazione ①, ma il *set-point* non può essere ripristinato in quanto l'azione di valvola viene saturata. Nel caso in cui quindi ci si aspetti forti variazioni della temperatura in ingresso del fluido di servizio è opportuno tenerne conto sovradimensionando la superficie di scambio del raffreddatore.

### 2.1.7 Confronto risposta dinamica: Aspen Plus Dynamics e DynSim

Conclusa l'analisi legata ai modelli dinamici proposti da Aspen Plus Dynamics si è prodotta la risposta dinamica del solo raffreddatore a  $7 \text{ kg s}^{-1}$  utilizzando un secondo simulatore di processo, DynSim. Questa seconda simulazione è ottenuta al fine di verificare se e quali differenze si presentassero nell'utilizzo di un software diverso. A differenza di Aspen Plus Dynamics in DynSim si è scelto di ottenere la simulazione direttamente in forma dinamica, poiché l'obiettivo del confronto verteva sull'analizzare eventuali differenze che riguardassero gli aspetti dinamici delle risposte dei raffreddatori. Il modello termodinamico utilizzato, l'*SRK*, è lo stesso presente in Aspen Plus. La geometria del raffreddatore è quella presente in A.2, con una differenza: se in Aspen Plus Dynamics è necessario definire manualmente il volume dell'apparecchiatura, in DynSim la procedura di calcolo dei volumi è automatizzata, e va specificata soltanto la massa dell'apparecchiatura. Anche le perdite di carico ammesse per le linee sono identiche, e di conseguenza le valvole usate. Una differenza tra le due simulazioni ricade invece nella definizione del coefficiente  $U$  e nelle perdite di carico degli scambiatori. Per quanto riguarda  $U$ , in Aspen Plus Dynamics la dipendenza di  $U$  dalla portata è quella mostrata in (2.1); diversamente, in DynSim non viene correlato direttamente  $U$  alla portata di uno dei due fluidi, ma si sfrutta la dipendenza dei singoli coefficienti di scambio termico  $h_i$  dalle portate alimentate allo scambiatore, ovvero:

$$h_i = h_{i,ref} \left( \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ref}} \right)^l. \quad (2.11)$$

DynSim propone anche un valore standard per l'esponente  $l$ . Per quanto riguarda il coefficiente di scambio lato tubi,  $h_{tube}$ ,  $l = 0.8$  mentre lato mantello è proposto  $l = 0.6$ . Le relazioni più utilizzate per correlare la dipendenza dei singoli coefficienti di scambio termico sono lato tubi la Dittus-Boelter:

$$h_{tube} = 0.023 \frac{Nu k_w}{D_H} Re^{0.8} Pr^{0.4}, \quad (2.12)$$

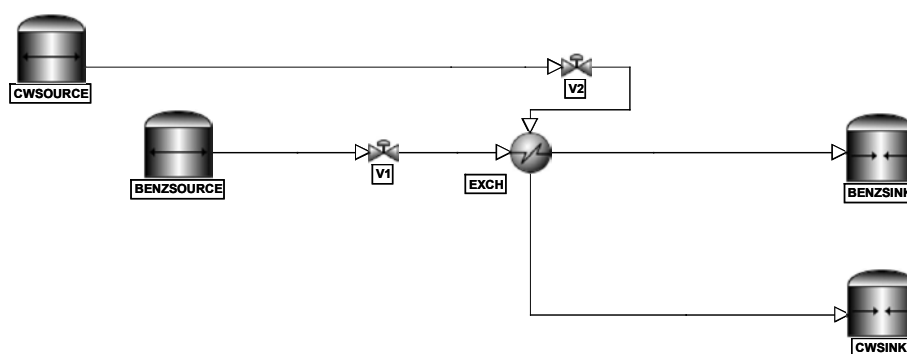
in cui  $Nu(-)$  è il numero di Nusselt,  $Re(-)$  il numero di Reynolds,  $Pr(-)$  il numero di Prandtl e  $k_w$  ( $\text{W m}^{-1} \text{K}^{-1}$ ) la conducibilità dei tubi. Lato mantello si sfrutta invece la:

$$h_{shell} = 0.36 \frac{Nu k_w}{D_E} Re^{0.55} Pr^{0.33}, \quad (2.13)$$

proposta in Flynn et al. (2019, eq. 7.30), che rappresenta il coefficiente di scambio termico di un fluido in moto ortogonalmente ad un banco di tubi. Poiché i due valori proposti per  $l$  risultano particolarmente simili a quelli consueti si non sono state apportate modifiche alla configurazione di default. Un'ultima differenza riguarda la gestione delle perdite di carico. Non è possibile definire le perdite di carico nominali all'interno del menù per lo scambiatore di calore. È necessario infatti, specificare la *Flow Conductance*,  $J$  ( $\text{kg}^{0.5} \text{s}^{-1} \text{kPa}^{-0.5} \text{m}^{1.5}$ ), definita come:

$$J_i = \frac{W}{\sqrt{\Delta P_i \rho}}, \quad (2.14)$$

sia per il lato mantello che per lato tubi. Ciascuno dei parametri necessari è però noto, e non fa quindi differenza tra lo specificare quest'ultimo parametro o le perdite di carico. Sono presenti anche alcune differenze della gestione dei diagrammi di flusso. In particolare, come visibile in 2.9, all'interno di DynSim è necessario specificare anche una fonte ed una destinazione per ciascuna delle correnti, rappresentata graficamente da un serbatoio. Per le due sorgenti, CWSOURCE quella dell'acqua di raffreddamento e BENZSOURCE quella del benzene, è necessario specificare pressione e temperatura, mentre per le due destinazioni, CWSINK e BENZSINK, solo la pressione. Non è quindi più possibile specificare le portate nominali delle singole correnti in ingresso come su Aspen Plus Dynamics, ma le portate saranno calcolate in funzione della differenza di pressione tra la sorgente e la destinazione e dalle perdite di carico presenti sulla linea. Completata la costruzione del sistema la gestione della simulazione dinamica è identica a quanto avvenga in Aspen Plus Dynamics, e si è quindi sfruttata l'apertura di valvola V2 per imporre una variazione a scalino della portata di fluido di raffreddamento in ingresso al reattore.



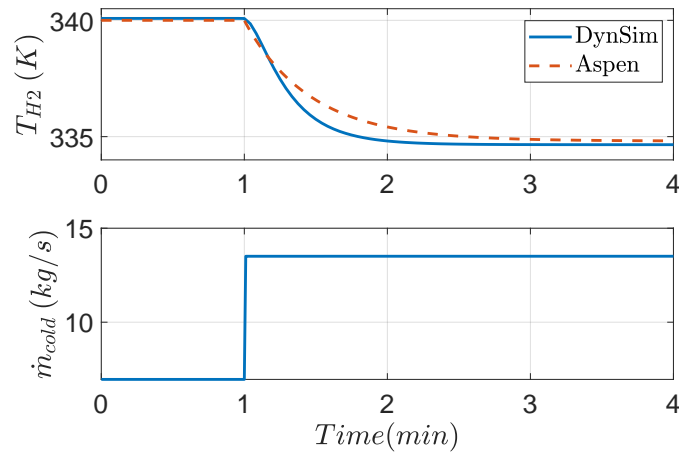
**Figura 2.9.** Schema di processo del raffreddatore integrato in Aspen Plus Dynamics.

La risposta dinamica ottenuta è mostrata in Figura 2.10, insieme a quella prodotta da Aspen Plus Dynamics, così da facilitarne il confronto. Si è fittata la risposta ottenuta con Loop Pro, ed i parametri ottenuti sono riassunti in Tabella 2.8, assieme a quelli prodotti dalla simulazione in Aspen.

**Tabella 2.8.** Confronto tra la funzione di trasferimento del raffreddatore in Aspen ed in DynSim.

Simulatore	Modello
Aspen	$\frac{0.79}{27.5s + 1}$
DynSim	$\frac{0.82}{(23.2s + 1)}$

Per quanto riguarda l'identificazione della risposta dinamica, il fatto che il modello identificato sia un primo ordine senza tempo morto è in linea con quanto proposto dal manuale utente



**Figura 2.10.** Confronto della risposta in anello aperto del raffreddatore ottenuta tramite i due simulatori di processo Aspen Plus Dynamics e DynSim.

di DynSim (AVEVA (2019, pag. 175)). Il simulatore infatti gestisce la modellazione dinamica della temperatura come:

$$\frac{d}{dt}T_i = \frac{1}{\tau}[F\Delta H_i - Q_i], \quad (2.15)$$

in cui  $F$  ( $\text{kmol s}^{-1}$ ) è la portata molare in ingresso al raffreddatore,  $\Delta H_i$  ( $\text{kJ kmol}^{-1}$ ) il salto entalpico. L'equazione di modello non prevede quindi tempi morti, ed il tempo caratteristico dipende invece dal volume e dalla massa dello scambiatore. Questi risultati sono quindi in linea con quanto osservato per Aspen Plus Dynamics in §2.1.4. Per quanto riguarda invece le equazioni utilizzate per il calcolo della potenza termica scambiata nel raffreddatore il manuale fa riferimento alle stesse equazioni di governo proposte in §1.1.1. Questo implica che il simulatore modella dinamicamente il tempo caratteristico, mentre il calore scambiato dipende da equazioni stazionarie, risultato in linea con quanto osservato per Aspen Plus Dynamics in §2.1.5. Le dinamiche proposte sia da Aspen Plus Dynamics che da DynSim sono quindi un primo ordine senza tempo morto con un guadagno simile, che presentano però alcune differenze riguardo alla costante di tempo della risposta, più rapida nel caso della simulazione di DynSim. Questa differenza è probabilmente da accreditarsi ai volumi definiti per le due apparecchiature, che sono calcolati manualmente in Aspen Plus Dynamics, mentre automaticamente in DynSim. Il valore del volume lato tubi e lato mantello inserito in Aspen Plus Dynamics vale rispettivamente  $0.13 \text{ m}^3$  e  $0.44 \text{ m}^3$ , dove quest'ultimo valore è derivato dalla differenza in Tabella A.2 in riga 55 tra il valore della massa del mantello vuoto e pieno d'acqua. I valori proposti da DynSim sono invece pari a  $0.11$  e  $0.27 \text{ m}^3$ . Se la differenza tra il volume lato tubi tra i due simulatori non è così evidente lo è invece lato mantello. Né DynSim né Aspen Plus Dynamics riportano però la procedura di calcolo dei volumi.

## 2.2 Simulazioni di processo: Scambiatore con bypass

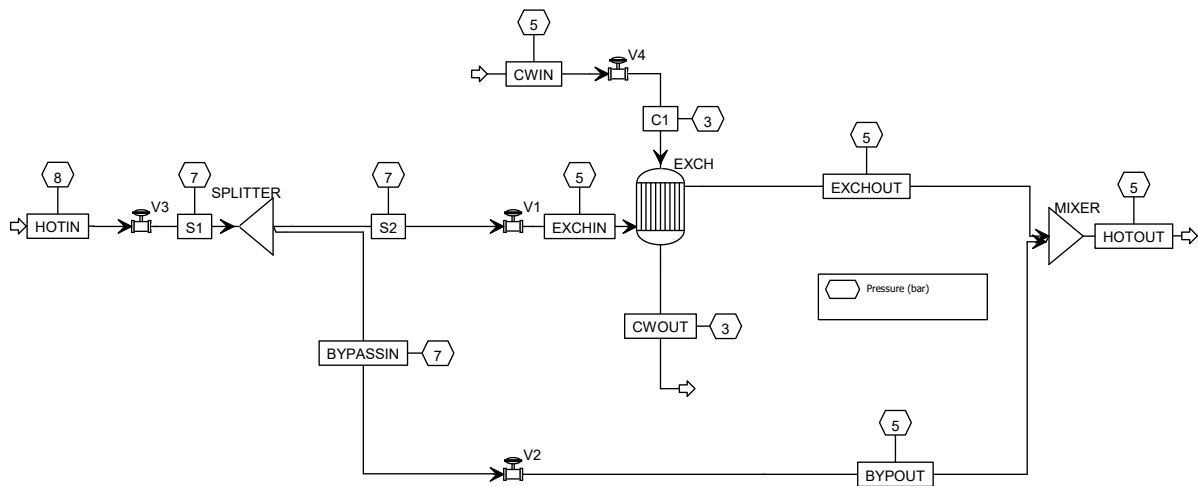
Conclusa l'analisi dinamica del raffreddatore, si è passati a costruire la simulazione dinamica riguardante le tre configurazioni dimensionate di scambiatore con *bypass*. I passi seguiti sono molto simili a quanto fatto per i tre raffreddatori. Prodotta una prima simulazione stazionaria su Aspen Plus in cui si è dimensionato il recuperatore, si esportata la simulazione su Aspen Plus Dynamics al fine di analizzare la struttura della risposta dinamica dello schema nel suo complesso. A differenza di quanto fatto per i raffreddatori in questo secondo caso è proposto anche una modellazione teorica sistema, al fine di semplificare il più possibile la procedura di identificazione della dinamica del sistema per un'eventuale azienda che volesse utilizzare una simile configurazione ed avesse a disposizione le dinamiche dei singoli elementi che costituiscono lo schema di impianto. In ultimo si è costruito un sistema di controllo adatto a gestire questa configurazione, preoccupandosi anche di ottenere il metodo di riduzione di modello più efficace.

### 2.2.1 Configurazione Aspen Plus

Per ciascuna delle tre configurazioni dimensionate in §1.2.2 si è quindi prodotta in primo luogo una simulazione dinamica. La procedura di inizializzazione di Aspen Plus è sostanzialmente identica a quella proposta in §2.1.1, con alcune necessarie differenze. In primo luogo lo schema di processo è differente, e ricalca quanto proposto in Figura 1.14. Le uniche differenze tra lo schema di processo reale e quello in Aspen Plus sono costituite dalla presenza di V3 e V4. Entrambe queste valvole sono necessarie in primo luogo per poter rendere la simulazione dinamica, mentre V3 sarà anche usata per garantire che la portata di benzene sia mantenuta al valore nominale. Esattamente come in §2.1.1, il benzene sarà alimentato lato tubi allo scambiatore, lo schema mostra il contrario per un limite del blocco HeatX utilizzato in Aspen Plus che costringe sempre ad alimentare lato mantello il fluido caldo.

### 2.2.2 Dimensionamento in dettaglio del recuperatore con bypass

Il passo successivo è il dimensionamento in dettaglio dei tre recuperatori in esame, ottenuto sfruttando lo strumento integrato in Aspen Plus. Come nel caso dei raffreddatori, il benzene (fluido caldo) è fatto passare lato tubi, mentre l'acqua (fluido di processo freddo) lato mantello. Anche in questo secondo dimensionamento, come nel caso dei raffreddatori, le geometrie scelte per i tre scambiatori nella configurazione con *bypass* sono tra loro molto simili, così da rendere confrontabili i risultati ottenuti. Il dimensionamento in dettaglio è riportato in Appendice B, in particolare i tre recuperatori con *bypass* sono presenti in Tabelle B.3, B.2 e B.1. In tutti e tre gli scambiatori  $U$  risulta maggiore del valore pari a  $570 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$  preso come riferimento. Questo risultato, aggiunto a quanto ottenuto per i raffreddatori, permette di concludere che il valore usato nei modelli stazionari sia particolarmente conservativo. Il risultato è che la



**Figura 2.11.** Schema di processo scambiatore di calore con bypass.

superficie di scambio di tutti e tre le apparecchiature risulta minore di quanto ottenuto in Tabella 1.4.

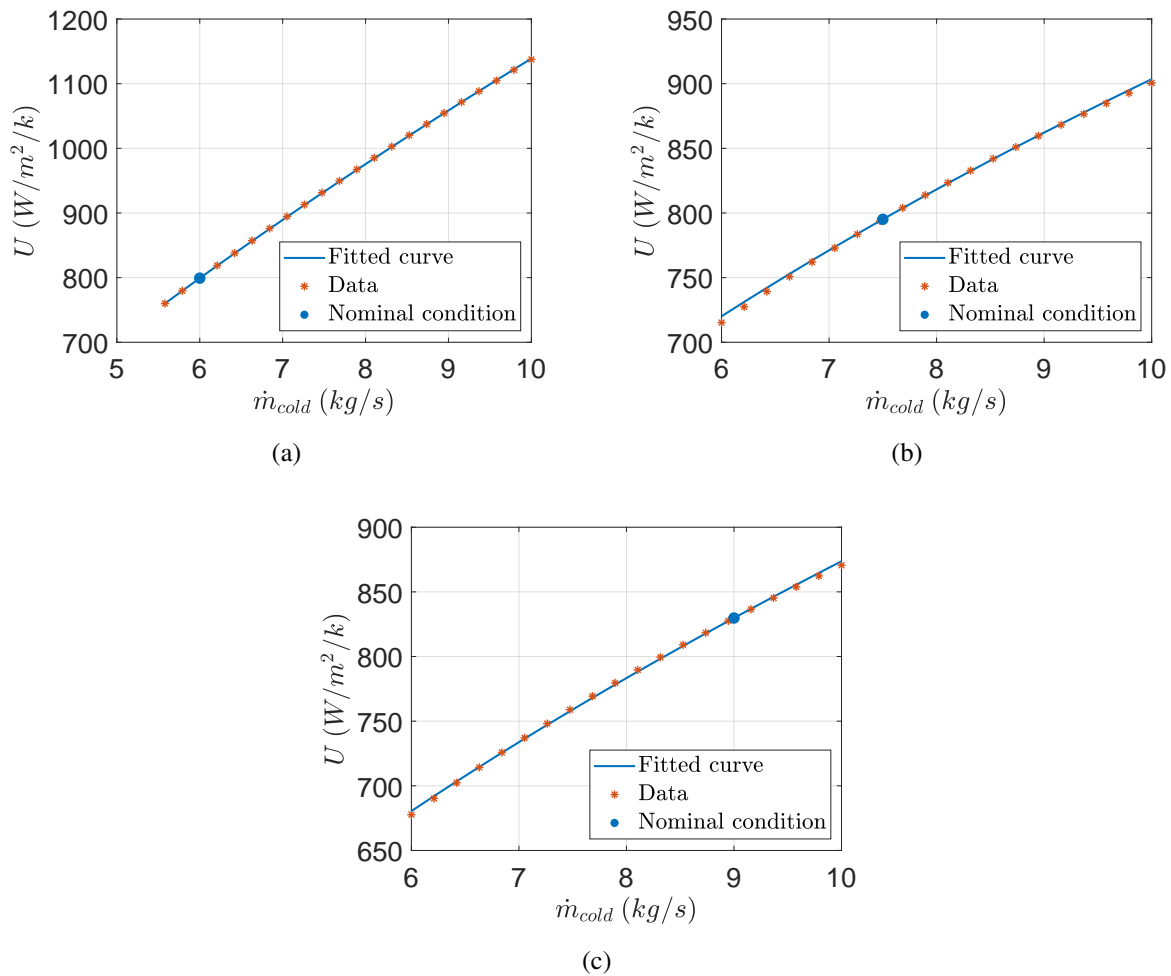
Così come fatto per i tre raffreddatori, anche in questo caso si è ottenuto il parametro  $n$  della (2.1), così da poter poi rendere il coefficiente globale di scambio globale dinamico all'interno della simulazione in Aspen Plus Dynamics. Il procedimento è lo stesso che per i raffreddatori, con l'unica differenza che  $\dot{m}$  ed  $\dot{m}_{ref}$  ora sono riferiti alla portata calda di benzene, in quanto il funzionamento dello schema si basa sul poter far variare quest'ultima portata, mentre quella di acqua resterà costante. I tre dataset ottenuti sono riportati insieme alla funzione fittata in Figure 2.12(c), 2.12(b) e 2.12(a), mentre il valore di  $n$  assieme all'indice  $R^2$  in Tabella 2.9. I nomi assegnati alle tre configurazioni coincidono con quanto fatto in §1.2.2.

**Tabella 2.9.** Risultati del fitting del parametro  $n$  per le tre configurazioni di scambiatore con bypass in esame.

Configuration	$\dot{m}_{ref}$ (kg s <sup>-1</sup> )	$n$ (-)	$R^2$
①	6	0.69	1.0
②	7.5	0.44	0.999
③	9	0.49	0.999

Se si confrontano i risultati ottenuti in Tabella 2.2 con quanto visibile in Tabella 2.9 si osserva come, nonostante i risultati del fitting siano molto buoni in entrambi i casi, l'esponente  $n$  differisca tra il raffreddatore e il recuperatore con *bypass* di più un ordine di grandezza. È quindi necessaria una verifica di questi valori, per capire da cosa dipenda questa differenza. Per farlo si è cercato di ottenere il valore di  $n$  per via analitica. La definizione di  $U$  per uno scambiatore a fascio tubiero è data da:

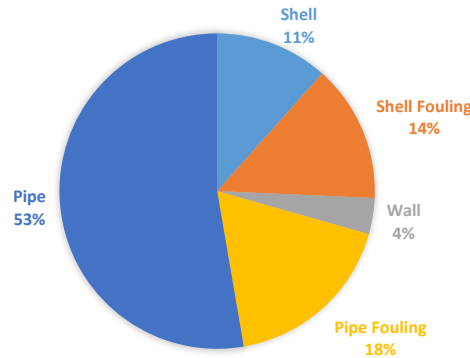
$$\frac{1}{U} = \frac{d_{p,e}}{d_{p,i}} \frac{1}{h_p} + \frac{1}{h_s} + \frac{d_{p,e}}{d_{p,i}} \frac{1}{h_{p,f}} + \frac{1}{h_{s,f}} + \frac{d_{p,e} \ln \frac{d_{p,e}}{d_{p,i}}}{2k_w}, \quad (2.16)$$



**Figura 2.12.** Risultato grafico del processo di fitting del parametro  $n$  necessario al calcolo del coefficiente globale di scambio per uno scambiatore con bypass: (a) configurazione ①; (b) configurazione ②; (c) configurazione ③.

con  $h_p$  ( $W m^{-2} K^{-1}$ ) e  $h_s$  ( $W m^{-2} K^{-1}$ ) i coefficienti di scambio lato tubo e lato mantello,  $h_{p,f}$  ( $W m^{-2} K^{-1}$ ) e  $h_{s,f}$  ( $W m^{-2} K^{-1}$ ) il coefficiente di scambio dello sporco lato tubo e mantello,  $k_w$  ( $W m^{-1} K^{-1}$ ) la conducibilità termica dei tubi, e  $d_{p,e}$  (m) e  $d_{p,i}$  (m) il diametro esterno ed interno dei tubi. Solo  $h_p$  ed  $h_s$  dipendono dalla portata alimentata nel recuperatore, ed in particolare  $h_p$  solo da quella alimentata lato tubi ed  $h_s$  da quella lato mantello. Per quanto riguarda il trasporto di calore per via convettiva lato tubi, l'equazione più comunemente utilizzata è la correlazione di Dittus-Boelter riportata in (2.12), mentre per descrivere il comportamento lato mantello si può utilizzare la (2.13), seppur sia una correlazione semplificata. Dato che la sezione dei tubi è costante, la dipendenza di  $h$  dalla portata può essere fatta coincidere in prima approssimazione con quella dal numero di Reynolds. È quindi evidente che già solo osservando le due equazioni ci si aspetti una relazione diversa tra  $U$  e le portate nei due casi, in quanto l'esponente in (2.12) è maggiore che nella controparte lato mantello (2.13). Nessuno dei due esponenti è però rappresentativo del valore ottenuto di  $n$ ; questo è dovuto al fatto che in (2.16) siano presenti svariati coefficienti di scambio, e quindi uno di questi contribuisca solo in parte

alla resistenza totale presente nello scambiatore. Nel raffreddatore, come già spiegato, si sta variando la portata lato mantello, mentre nello scambiatore con *bypass* la portata lato tubi. Ci si concentra inizialmente sul raffreddatore, in particolare quello in configurazione ②. In questa apparecchiatura la distribuzione delle resistenze è come in Figura 2.13, dove si osserva che la resistenza lato mantello è solo l'11% di quella complessiva.



**Figura 2.13.** Rappresentazione grafica della distribuzione delle resistenze allo scambio termico nel raffreddatore in configurazione ②.

In questo caso  $U = 784.5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ,  $h_s$ , unico coefficiente variabile è  $6771 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , mentre l'inverso della somma di tutti gli altri coefficienti, valore costante, è  $887.3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Se la portata lato tubi è aumentata a  $11 \text{ kg s}^{-1}$ , il nuovo valore teorico di  $h_s$  sarebbe:

$$h_{s,2} = 6771 \left( \frac{11}{7} \right)^{0.55} = 8682 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}. \quad (2.17)$$

Da cui  $U$  diventerebbe teoricamente:

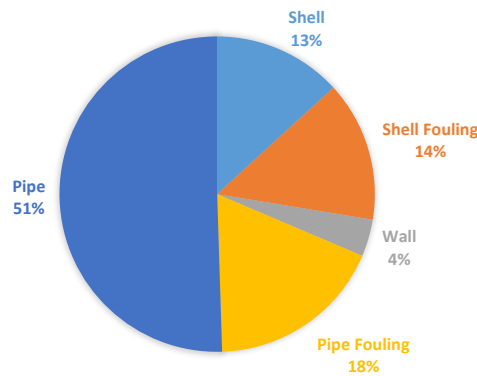
$$U_2 = \left( \frac{1}{1738} + \frac{1}{1735} \right)^{-1} = 864.9 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}. \quad (2.18)$$

Il nuovo valore di  $U$  proposto da Aspen Plus era  $798 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Il parametro  $n$  è quindi ottenibile risolvendo:

$$805.0 = 784.5 \left( \frac{11}{7} \right)^n, \quad (2.19)$$

da cui risulta  $n = 0.057$ . Il valore ottenuto di  $n$  differisce dal valore proposto in Tabella 2.2, ma come già detto la (2.13) è una approssimazione della reale dipendenza di  $h_{shell}$  dalla portata. In secondo luogo il valore tabulato di  $n$  deriva dal fitting di svariate misurazioni, mentre qui ne è presente una soltanto. È invece di maggiore interesse il fatto che l'ordine di grandezza sia lo stesso tra il valore ottenuto e quello di Tabella 2.2, in quanto questo è indice del fatto che la distribuzione delle resistenze sia la causa principale della differenza tra i valori di  $n$  fittati per i raffreddatori e lo scambiatore con *bypass*. Per averne la conferma si è calcolato  $n$  analiticamente anche per lo scambiatore con *bypass*, in particolare nella configurazione con





**Figura 2.14.** Rappresentazione grafica della distribuzione delle resistenze allo scambio termico nel recuperatore con bypass in configurazione ②.

$7.5 \text{ kg s}^{-1}$ . La distribuzione delle resistenze, riportata in Figura 2.14, è molto simile al caso del raffreddatore.

In questa apparecchiatura lato tubi si concentra più del 50% della resistenza totale, a causa del fatto che il composto all'interno dei tubi è un organico. Per quanto riguarda i valori nominali poi:  $U = 828.6 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ ,  $h_{tube}$  vale  $1598 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , mentre l'inverso della somma degli altri coefficienti è pari a  $1735 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ . Se la portata lato tubi è aumentata a  $10 \text{ kg s}^{-1}$ , il nuovo valore teorico di  $h_{tube}$  sarebbe:

$$h_{t,2} = 1598 \left( \frac{10}{9} \right)^{0.8} = 1738 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}, \quad (2.20)$$

da cui,  $U$  diventa:

$$U_2 = \left( \frac{1}{1738} + \frac{1}{1735} \right)^{-1} = 864.9 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}. \quad (2.21)$$

Il valore proposto da Aspen Plus è pari a 870.6, il che è sicuramente un risultato confrontabile. In particolare risolvendo in funzione di  $n$  l'equazione:

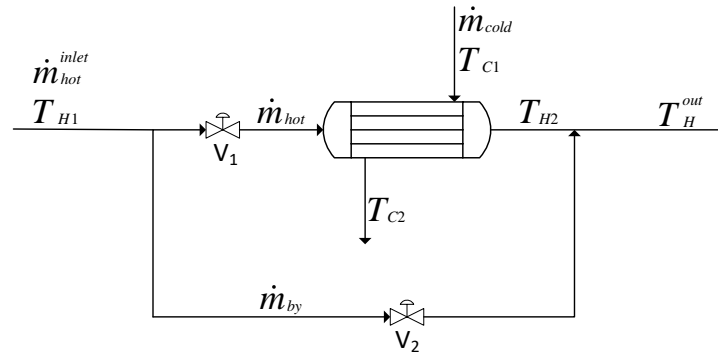
$$864.9 = 828.6 \left( \frac{10}{9} \right)^n, \quad (2.22)$$

si ottiene  $n = 0.46$ , mentre come da Tabella 2.9, il parametro fittato è pari a 0.49. In questo secondo esempio, il valore di  $n$  è estremamente simile tra fitting e calcolo analitico, a ulteriore riprova che il diverso impatto che ha variare la portata lato tubi o lato mantello sul valore di  $U$  o è da accreditarsi a quando ciascuna delle due resistenze contribuisca a quella complessiva.

### 2.2.3 Dimensionamento delle valvole di regolazione

Dimensionati in dettaglio gli scambiatori, gli ultimi elementi che richiedevano un ulteriore raffinamento prima di poter essere inclusi all'interno della simulazione dinamica sono le valvole di regolazione. Le relazioni utilizzate per il dimensionamento delle valvole di regolazione sono

le stesse mostrate in §2.1.3, ma il procedimento in sé risulta leggermente diverso. Nello scambiatore con *bypass* infatti la portata totale  $\dot{q}_{max}$  che la valvola deve essere in grado di far fluire è nota a priori essendo la portata di benzene nominale alimentata al processo. In secondo luogo questa configurazione è caratterizzata dall'utilizzo di due valvole,  $V_1$  da ora in poi sarà la valvola in mandata allo scambiatore, mentre  $V_2$  quella di *bypass*, come visibile in Figura 2.15.



**Figura 2.15.** Nomenclatura valvole nello schema di processo del raffreddatore con bypass.

Il coefficiente di efflusso di  $V_1$  e  $V_2$  sarà lo stesso, perché entrambe dovranno garantire di poter far fluire  $\dot{q}_{max}$ , mentre l'azione sarà opposta. Per motivi di sicurezza,  $V_1$  sarà aria-chiude, così in caso di guasti il calore asportato dallo scambiatore sarà maggiore di quello previsto; di conseguenza  $V_2$  sarà aria-apre. Una seconda differenza riguarda la dinamica delle valvole, posta pari ad un primo ordine con tempo caratteristico di 5 s. Nel raffreddatore questa non era stata inserita poiché lo scopo era quello di individuare la dinamica del solo scambiatore, mentre qui si è interessati a valutare la dinamica dell'intera configurazione. Il valore del coefficiente di efflusso delle valvole per ciascuna delle tre configurazioni è presente in Tabella 2.10.

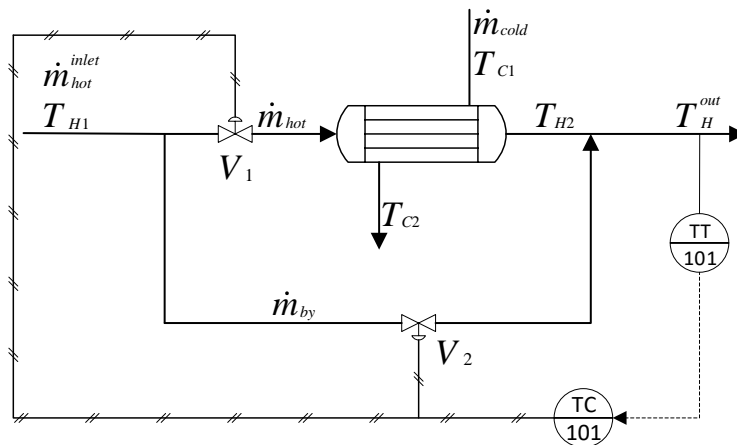
**Tabella 2.10.** Parametri usati nel dimensionamento valvole nel raffreddatore con bypass.

Configuration	$\dot{m}_{hot}$ (kg s <sup>-1</sup> )	$\dot{q}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\Delta P_{he}$ (bar)	$\dot{q}^{max}$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> )	$\Delta P_{he}^{max}$ (bar)	$\Delta P_v^{max}$ (bar)	$K_V$ (m <sup>3</sup> h <sup>-1</sup> bar <sup>-0.5</sup> )
①	6	28.4	0.25	47.4	0.7	1.3	36.2
②	7.5	35.5	0.31	47.4	0.55	1.45	34.6
③	9	42.6	0.17	47.4	0.21	1.79	30.8

## 2.2.4 Configurazione Aspen Plus Dynamics

Nella sezione riguardamene la configurazione di Aspen Plus Dynamics si è prima costruito lo schema di processo, e solo successivamente si è introdotto il sistema di controllo. In questo secondo caso, nel recuperatore con *bypass*, il sistema di controllo è introdotto da subito insieme allo schema di processo. Questa differenza è dovuta alla particolare gestione delle due valvole che caratterizzano lo schema di processo. Valvole  $V_1$  e  $V_2$  non sono infatti mai operate singolarmente, ma vengono azionate contemporaneamente da un solo regolatore, con lo scopo di

variare in maniera complementare la loro posizione reciproca, così da permettere di variare la portata alimentata allo scambiatore e quella invece che viene bypassata, mantenendo allo stesso tempo la loro somma costante. Questa tipologia di schema di controllo, che è schematizzata in Figura 2.16, assomiglia ad un controllo della tipologia *split-range*, con la sostanziale modifica che qui si regola costantemente l'apertura di entrambe le valvole, mentre in uno *split-range* convenzionale si modula sempre e solo l'apertura di una valvola alla volta.

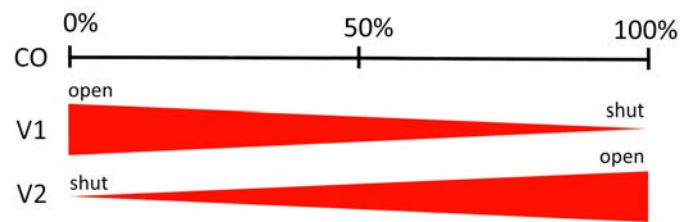


**Figura 2.16.** Schema di processo per un raffreddatore con bypass, comprensivo del sistema di controllo *split-range* complementare.

In letteratura si è trovato un solo esempio di questa configurazione, in Kuphaldt (2019, pag. 2164). Lo stesso autore specifica che in letteratura non viene dato un nome a questa configurazione, per cui ne assegna una lui stesso: "*complementary split-range control*". Di qui in avanti quindi questa particolare tecnica di controllo verrà definita come *split-range* complementare. Questo nome deriva da come la somma delle due posizioni degli steli delle valvole sia sempre pari al 100%. Poiché infatti le due valvole hanno azione opposta ma uguale guadagno, una variazione dell'output del regolatore comporta la parziale chiusura di una valvola e la parziale apertura dell'altra. La correlazione tra uscita del regolatore, posizione dello stelo di  $V_1$  e di  $V_2$  è riassunta in Tabella 2.11 per punti e graficamente in Figura 2.17.

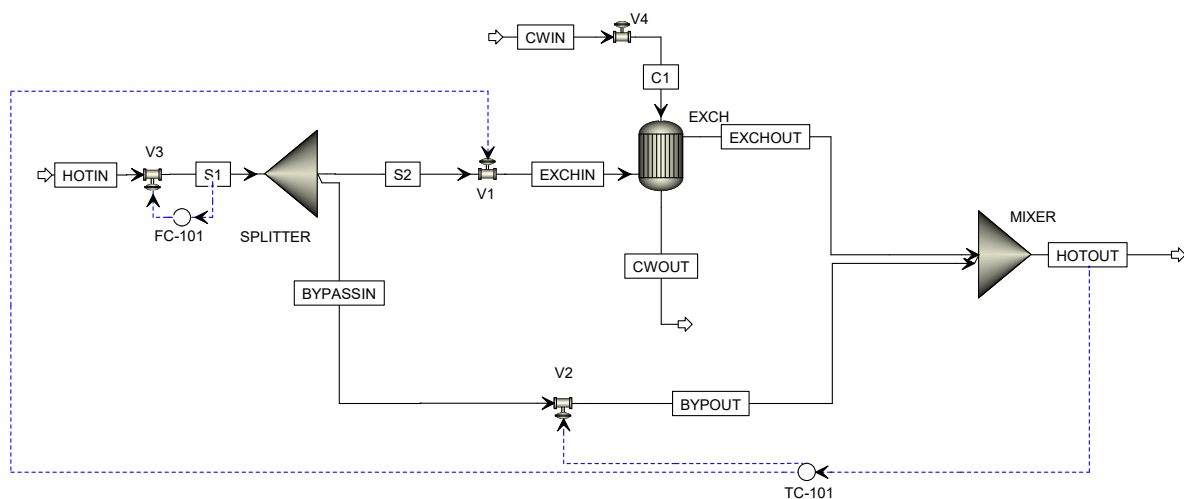
**Tabella 2.11.** Schema riassuntivo della relazione tra output del regolatore,  $CO$ , e posizione dello stelo delle valvole di  $V_1$  e  $V_2$  in un sistema di controllo *split-range* complementare in uno scambiatore in configurazione di bypass.

$CO$ (%)	$V_2$ stem (%)	$V_1$ stem (%)
0	0	100
25	25	75
50	50	50
75	75	25
100	100	0



**Figura 2.17.** Schema grafico della posizione delle due valvole nel sistema di controllo in split-range complementare in uno scambiatore con bypass.

Definito il funzionamento dello schema di controllo, si sono esportate le simulazioni ottenute in Aspen Plus su Aspen Plus Dynamics, aggiungendo subito il regolatore all'interno dello schema. Il risultato è mostrato in Figura 2.18.



**Figura 2.18.** Schema di processo comprensivo di sistema di controllo dello scambiatore di calore con bypass all'interno di Aspen Plus Dynamics.

Le modifiche apportate ad Aspen Plus Dynamics una volta importata la simulazione stazionaria sono ridotte: si introducono i coefficienti di efflusso, dinamiche e caratteristiche delle valvole  $V_1$  e  $V_2$ , lasciando invece nelle valvole  $V_3$  e  $V_4$  la configurazione di default di Aspen Plus Dynamics, in quanto non è di interesse avere la loro dinamica nella simulazione. Si introducono TC-101, FC-101 e i collegamenti necessari, si inizializzano i controllori affinché abbiano accesso ai valori stazionari della simulazione e li si imposta in modalità manuale. In ultimo si imposta l'unità di misurazione del tempo in secondi. Si sfrutta in ultimo lo strumento integrato in Aspen Plus Dynamics per calcolare il guadagno in percentuale di  $V_3$ . Questa valvola infatti non presenta dinamica, ed è sufficiente inserire un tempo di azione integrale ridotto (1 secondo) all'interno di FC insieme al reciproco del guadagno della valvola per ottenere un buon controllo sulla portata alimenta allo splitter. Non si sintonizza più dettagliatamente FC in quanto il suo unico scopo è quello di garantire la costanza della portata in ingresso.

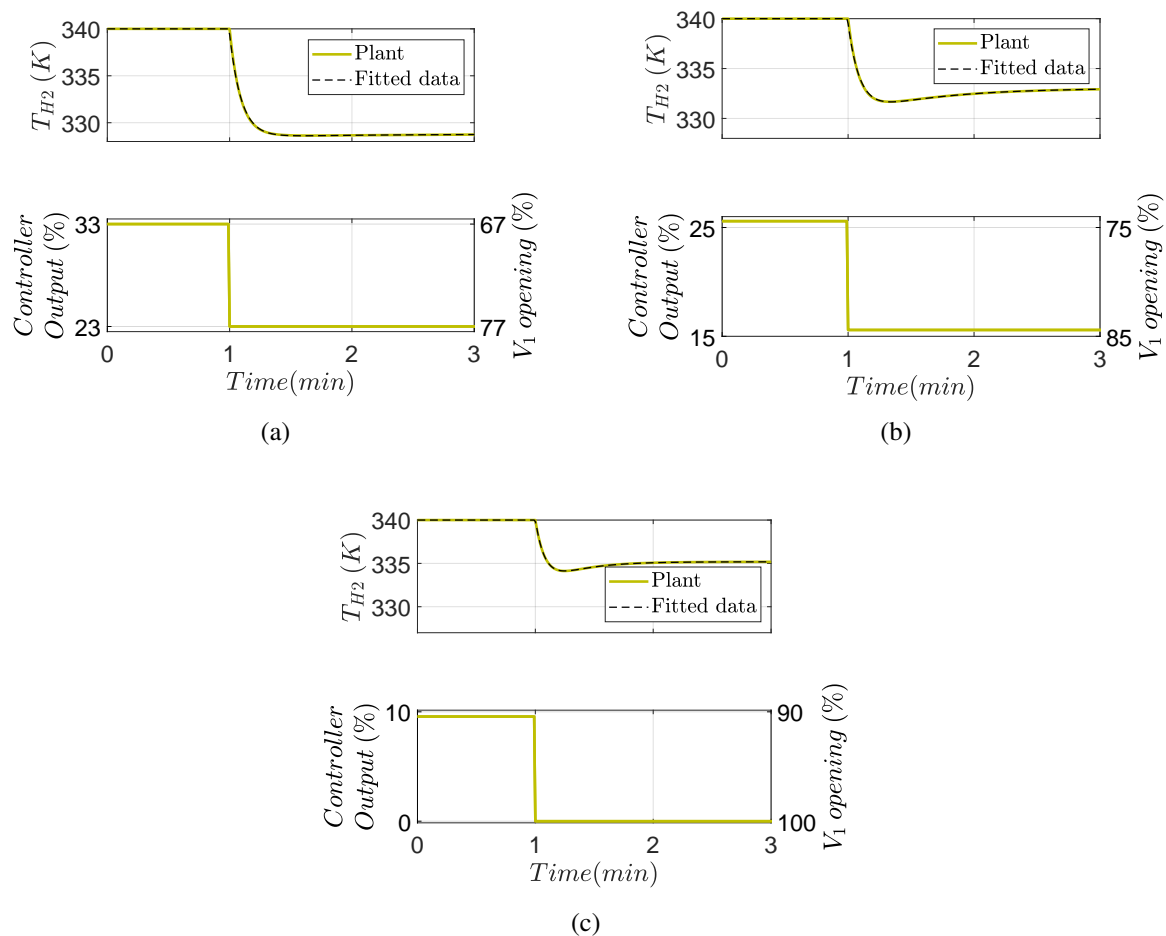
**Tabella 2.12.** *identificazione delle dinamiche in anello aperto dei recuperatori di calore con bypass.*

<i>Configuration</i>	$\dot{m}_{hot}$ (kg s <sup>-1</sup> )	<i>Modello</i>	$K^*$ (K %CO <sup>-1</sup> )	$R^2$ (-)
①	6	$\frac{1.12(53.2s + 1)}{(54.9s + 1)(5.4s + 1)}$	0.56	0.999
②	7.5	$\frac{0.70(50.3s + 1)}{(37.3s + 1)(5.7s + 1)}$	0.52	0.999
③	9	$\frac{0.50(26.1s + 1)}{(17.1s + 1)(5.0s + 1)}$	0.45	1.000

### 2.2.5 Risposta dinamica del recuperatore con bypass

Ottenuta quindi una simulazione funzionante per ciascuno dei tre scambiatori in esame, si identifica la risposta dinamica dello schema di processo dello scambiatore con *bypass*. L'obiettivo è quindi quello di capire come il sistema risponda ad una variazione dell'uscita del regolatore TC-101 di Figura 2.16, nel mentre FC-101 è impostato in modalità automatica in modo che la portata di benzene in ingresso allo splitter sia sempre pari a 10 kg s<sup>-1</sup>. Per ciascuna delle tre simulazioni si è introdotto una riduzione del 10% dell'uscita del regolatore. Questo implica, facendo riferimento alla Tabella 2.11, che valvola  $V_1$ , quella in ingresso allo scambiatore, subirà un aumento dell'apertura del 10%, mentre  $V_2$  sarà più chiusa del 10%. Ci si aspetta quindi, una volta raggiunto lo stato stazionario, una diminuzione della temperatura  $T_H^{out}$ , poiché più portata sarà fatta fluire attraverso lo scambiatore, e di conseguenza lì si starà scambiando una potenza termica maggiore. I risultati di queste tre simulazioni sono riportati in Figura 2.19 insieme al fitting delle risposte ottenuto con LoopPro. Sull'asse delle ascisse di sinistra si riporta la percentuale di uscita del regolatore, che coincide con la percentuale di apertura di  $V_2$ , mentre sull'asse di destra si riporta la percentuale di apertura di  $V_1$ . In Tabella 2.12 si riportano invece i risultati del fitting, comprensivi di modello della risposta dinamica, guadagno teorico,  $K^*$  ottenuto tramite modello stazionario e valore di  $R^2$ .

I risultati ottenuti mostrano che come prevedibile, ed in accordo con quanto ottenuto dalle simulazioni dinamiche riguardanti i raffreddatori, più piccolo è lo scambiatore e più velocemente sarà raggiunto il nuovo stato stazionario, come dimostrano i valori della costante di tempo dominante in 2.12. È però anche vero che minore superficie di scambio comporta anche un guadagno minore, il che implica eventualmente ridotte capacità di compensazione di disturbi in ingresso. Una seconda considerazione da fare riguarda il guadagno delle tre funzioni di trasferimento ottenute: si evidenzia infatti come il guadagno complessivo del sistema risulti sistematicamente maggiore rispetto a quanto ottenuto sfruttando il modello a stato stazionario, riassunto nella colonna  $K^*$ . Questo è dovuto al fatto che  $U$  è fortemente dipendente dalla portata di fluido caldo nello scambiatore, essendo la resistenza lato tubi quella dominante. L'assunzione quindi di un valore di  $U$  costante porta ad una sottostima del valore reale del guadagno del sistema, compen-



**Figura 2.19.** Risposta ad una variazione dell'output del regolatore TC-101 del 10% sulla temperatura in uscita dallo schema di processo nel recuperatore con bypass: (a) configurazione ①; (b) configurazione ②; (c) configurazione ③.

sando anche per la sovrastima del valore di  $\Delta T_{ML}$ , che non tiene conto della correzione legata alla geometria dello scambiatore. L'utilizzo quindi di un simulatore di processo consente in questo caso di evitare di commettere un errore sulla previsione della risposta a stato stazionario del sistema. Per quanto riguarda la dinamica del sistema il fitting ha risultati quasi perfetti nell'identificare come risposta un secondo ordine con tempo di anticipo, in cui l'effetto del tempo di anticipo sembrerebbe meno evidente all'aumentare delle dimensioni dello scambiatore.

### 2.2.6 Modellazione della risposta dinamica del recuperatore con bypass

Poiché l'ottenimento della funzione di trasferimento complessiva del sistema è fondamentale per la successiva sintonizzazione del sistema di controllo, si è deciso di svilupparne un modello per comprendere meglio a cosa sia dovuta questa particolare tipologia di risposta, e successivamente ottenere delle relazioni che consentano di riprodurla senza dover necessariamente avere a disposizione la configurazione con *bypass*, ma solo le dinamiche dello scambiatore e delle valvole. Questo permetterà di semplificare il processo di costruzione del sistema di controllo per un'eventuale utilizzatore di questo schema di impianto.

L'obiettivo è quindi quello di ottenere per via analitica la funzione di trasferimento,  $G_p$ , complessiva del sistema, che lega la percentuale di output,  $CO$ , del regolatore alla temperatura,  $T_H^{out}$ , della corrente in seguito al punto di mescolamento. Come visto nella sezione precedente questa funzione di trasferimento ha una forma del tipo:

$$G_p = K_p \frac{\tau_a s + 1}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)}. \quad (2.23)$$

Una risposta del secondo ordine con tempo di anticipo è tipicamente ottenuta quanto sono presenti risposte dinamiche in parallelo all'interno del sistema; poiché gli unici elementi dinamici presenti sono lo scambiatore di calore e le valvole, è evidente che questa risposta debba provenire da una particolare disposizione di questi elementi. Il primo importante passo è capire da quali variabili la temperatura in uscita  $T_H^{out}$  sia influenzata. In (1.24) è proposto il sistema che rappresenta il bilancio complessivo di energia attorno al sistema. In particolare, l'ultima equazione:

$$T_H^{out} = T_{H2} \frac{\dot{m}_{hot}}{\dot{m}_{hot}^{inlet}} + T_{H1} \frac{\dot{m}_{by}}{\dot{m}_{hot}^{inlet}}, \quad (2.24)$$

indica da quali parametri  $T_H^{out}$  dipenda. Ora, considerando  $T_{H1}$  costante, poiché l'interesse è derivare la funzione di trasferimento del processo, e non di un eventuale disturbo, sono presenti in (2.24) 2 parametri,  $T_{H1}$  e  $\dot{m}_{hot}^{inlet}$ , e tre variabili dipendenti dal tempo,  $\dot{m}_{hot}$ ,  $T_{H2}$  e  $\dot{m}_{by}$ . Si osservi come  $\dot{m}_{by}$  e  $T_{H2}$  siano moltiplicati tra loro, di conseguenza, la funzione:

$$\frac{dT_H^{out}}{dt} = f[\dot{m}_{hot}(t); T_{H2}(t); \dot{m}_{by}(t)], \quad (2.25)$$

non è un'equazione differenziale lineare, per cui per ottenere la funzione di trasferimento desiderata è necessario linearizzarla. Il risultato è:

$$T_H'^{out} = \left. \frac{T_{H2}}{\dot{m}_{hot}^{inlet}} \right|_{s.s.} \dot{m}'_{hot} + \left. \frac{\dot{m}_{hot}}{\dot{m}_{hot}^{inlet}} \right|_{s.s.} T_{H2}' + \left. \frac{T_{H1}}{\dot{m}_{hot}^{inlet}} \right|_{s.s.} \dot{m}'_{by}. \quad (2.26)$$

Si osservi che (2.26) rappresenta quindi l'effetto sulla temperatura in uscita di una variazione del  $CO$  quando il sistema si trova allo stato stazionario nominale. Poiché i fenomeni di mescolamento sono tipicamente molto più veloci dell'azione dinamica delle valvole e ancor più di quella dello scambiatore, li si considera come istantanei; e dunque li si modella attraverso i guadagni  $K_1$ ,  $K_2$  e  $K_3$ . In secondo luogo, la necessità di linearizzare la (2.25), in aggiunta al fatto che lo stesso scambiatore ha un comportamento nonlineare per quanto mostrato in §2.1.5, implica che qualsiasi diagramma a blocchi e funzione di trasferimento del sistema saranno sempre un'approssimazione della reale risposta del sistema; tanto più affidabile tanto meno le variabili si scosteranno dal loro valore nominale.

Si è quindi usato questo risultato per definire un possibile diagramma a blocchi del processo, proposto in Figura 2.20.

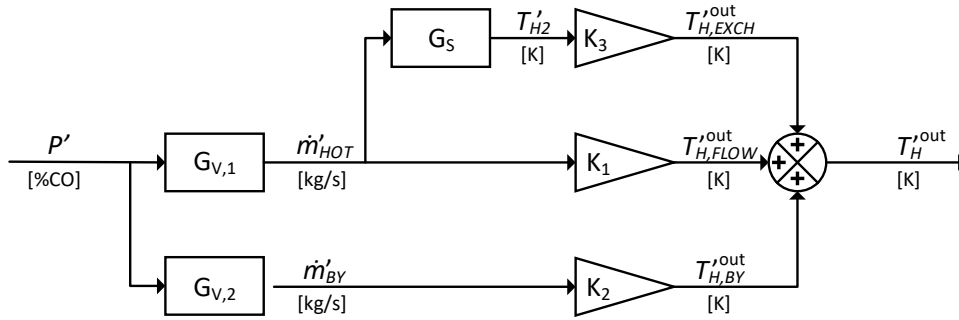


Figura 2.20. Schema a blocchi dello schema di un raffreddatore con bypass.

L'output,  $P$ , del regolatore è alimentato ad entrambe le valvole,  $V_1$  e  $V_2$ , che sono identiche a meno del segno del guadagno, in quanto  $V_2$  è aria-apre e quindi a guadagno positivo, mentre  $V_1$  è aria-chiude con guadagno negativo, ovvero:

$$G_{V,2} = -G_{V,1} = \frac{K_V}{\tau_{VS} + 1}. \quad (2.27)$$

La variazione dell'apertura della valvola di *bypass*  $V_2$  produce una variazione direttamente sulla temperatura in uscita, immediata in quanto dipende da un solo processo di mescolamento. Il guadagno che rappresenta questo fenomeno è:

$$K_2 = \frac{\partial T_H^{out}}{\partial \dot{m}'_{by}} = \frac{T_{H1}}{\dot{m}'_{hot}{}^{inlet}} \Bigg|_{s.s.}, \quad (2.28)$$

già ottenuto in (2.26). Nella linea dello scambiatore la risposta è invece più complessa. La variazione della portata in ingresso allo scambiatore dipende da due fenomeni paralleli. In primo luogo la variazione della portata esattamente come nella linea di *bypass* produce una variazione della temperatura in uscita,  $T_H^{out}$ , per variazione delle portate mescolate secondo:

$$K_1 = \frac{\partial T_H^{out}}{\partial \dot{m}'_{hot}} = \frac{T_{H2}}{\dot{m}'_{hot}{}^{inlet}} \Bigg|_{s.s.}, \quad (2.29)$$

anche questo ottenuto precedentemente in (2.26). In ultimo la variazione della portata alimentata allo scambiatore comporta una variazione della temperatura in uscita della corrente stessa. La variazione della temperatura in funzione della portata ha una dinamica al primo ordine:

$$G_S = \frac{\partial T_{H2}}{\partial \dot{m}'_{hot}} = \frac{K_S}{\tau_{Ss} + 1}, \quad (2.30)$$

coerentemente con quanto osservato nei raffreddatori, mentre l'impatto della temperatura in uscita dallo scambiatore ha effetto immediato sul punto di mescolamento, e come nei casi precedenti è rappresentato da un guadagno:

$$K_3 = \frac{\partial T_H^{out}}{\partial T_{H2}} = \frac{\dot{m}'_{hot}}{\dot{m}'_{hot}{}^{inlet}} \Bigg|_{s.s.}. \quad (2.31)$$



Per identificare quindi la risposta  $G_P(s)$  del sistema:

$$G_P = K_P \frac{\tau_a s + 1}{(\tau_1 s + 1)(\tau_2 s + 1)}, \quad (2.32)$$

è sufficiente conoscere le temperature in condizioni nominali del sistema, caratterizzare la risposta dinamica delle valvole ed infine fare uno step-test sul solo recuperatore, senza che si trovi in configurazione di *bypass*. Una volta fatto ciò, è possibile calcolare subito la funzione di trasferimento complessiva del sistema tramite le relazioni in Tabella 2.13, ottenute applicando l'algebra a blocchi al diagramma in Figura 2.20.

**Tabella 2.13.** Relazioni per il calcolo dei parametri della risposta dinamica complessiva dello scambiatore con *bypass*.

<i>Parameter</i>	<i>Relation</i>
$\tau_1$	$\tau_V$
$\tau_2$	$\tau_S$
$\tau_a$	$\frac{\tau_s(K_1 - K_2)}{(K_1 - K_2 - K_3 K_S)}$
$K_P$	$K_V(K_1 - K_2 - K_3 K_S)$

Al fine di verificare la bontà del risultato ottenuto si è applicato il nuovo procedimento allo scambiatore con *bypass* in configurazione ③. Le temperature nominali sono note per costruzione dello schema di impianto, il tempo caratteristico delle valvole è noto a priori in quanto inerito manualmente nel simulatore, ed è pari a 5 s, il guadagno delle valvole è noto grazie al dimensionamento, mentre per quanto riguarda lo scambiatore la dinamica è identificata tramite uno step-test sull'output del regolatore dal 10 al 20%, le funzioni di trasferimento necessarie sono quindi:

$$\begin{aligned} G_{V,2} &= \frac{0.106}{5s + 1} \left( \frac{\text{kg/s}}{\% \text{CO}} \right), \\ G_{V,1} &= \frac{-0.106}{5s + 1} \left( \frac{\text{kg/s}}{\% \text{CO}} \right), \\ G_S &= \frac{2.53}{17.1s + 1} \left( \frac{\text{K}}{\text{kg/s}} \right). \end{aligned} \quad (2.33)$$

Mentre i guadagni legati al mescolamento valgono:

$$\begin{aligned} K_1 &= 33.3 (K/K), \\ K_2 &= 40 (K/K), \\ K_3 &= 0.9 (K/K). \end{aligned} \quad (2.34)$$

Utilizzando quindi le relazioni di Tabella 2.13 quella globale diventa quindi:

$$G_P = 0.47 \frac{25.9s + 1}{(5s + 1)(17.1s + 1)}. \quad (2.35)$$

Se confrontata con quella ottenuta tramite identificazione:

$$G_p^{fit} = 0.50 \frac{26.1s + 1}{(17.1s + 1)(5s + 1)}, \quad (2.36)$$

si osserva come il risultato ottenuto sia sicuramente simile a quello fittato. Le differenze sono da accreditarsi al fatto che come già spiegato quella ottenuta è una linearizzazione della vera risposta dinamica del processo, e di conseguenza tanto più il valore finale di  $CO$  si scosterà da quello nominale, tanto meno il modello sarà rappresentativo della risposta reale del processo. Le equazioni ottenute sono comunque un ottimo punto di partenza per poter calcolare la risposta dinamica attesa del processo senza dover preoccuparsi di eseguire procedure di fitting.

### 2.2.7 Confronto tra diversi modelli di riduzione per la funzione di trasferimento del processo

La possibilità di calcolare la dinamica della risposta del sistema a partire dai singoli elementi dinamici che lo compongono ha una forte utilità nella sintonizzazione preliminare di TC-101. Quando è nota la dinamica del sistema è infatti possibile applicare le relazioni del metodo IMC per ottenere una prima sintonizzazione del regolatore. Le relazioni del metodo IMC per un secondo ordine con tempo di anticipo, ottenibili in Seborg et al. (2017, pag. 230), sono però presenti soltanto per un regolatore con azione derivativa, che potrebbe essere sconveniente per una misurazione disturbata come quella della temperatura. In secondo prevedono come valore numerico per la costante di tempo dell'azione integrale il valore:

$$\tau_I = \tau_1 + \tau_2 - \tau_a. \quad (2.37)$$

Si osservi che, però, per le risposte fittate in Tabella 2.12, vale:

$$\tau_a > \tau_1 + \tau_2; \quad (2.38)$$

applicare quindi queste relazioni così come sono porterebbe ad avere un tempo negativo per l'azione integrale del regolatore, il che non è fisicamente possibile. Per risolvere questo problema si è deciso di attuare una riduzione di modello sulla funzione di trasferimento del sistema, ed utilizzarla successivamente per ottenere la sintonizzazione del regolatore. Una riduzione di modello però può portare a diversi gradi di semplificazione, motivo per cui se ne sono scelte tre distinte, e si è analizzato come questa scelta impattasse sulla bontà della sintonizzazione ottenuta nel recuperatore di calore con *bypass* con portata nominale di benzene lato pari a  $7.5 \text{ kg s}^{-1}$  (configurazione ②), la cui funzione di trasferimento è:

$$G_p = \frac{0.70(50.3s + 1)}{(37.3s + 1)(5.7s + 1)}. \quad (2.39)$$

La prima prevede un modello di riduzione estremamente semplificato, in cui si cancella dalla risposta lo zero al numeratore e la costante di tempo più piccola al denominatore, per cui:

$$G_{p,1}^{red} = \frac{0.70}{(37.3s + 1)}. \quad (2.40)$$

La seconda prevede di ridurre il modello ad un primo ordine con tempo morto, ovvero:

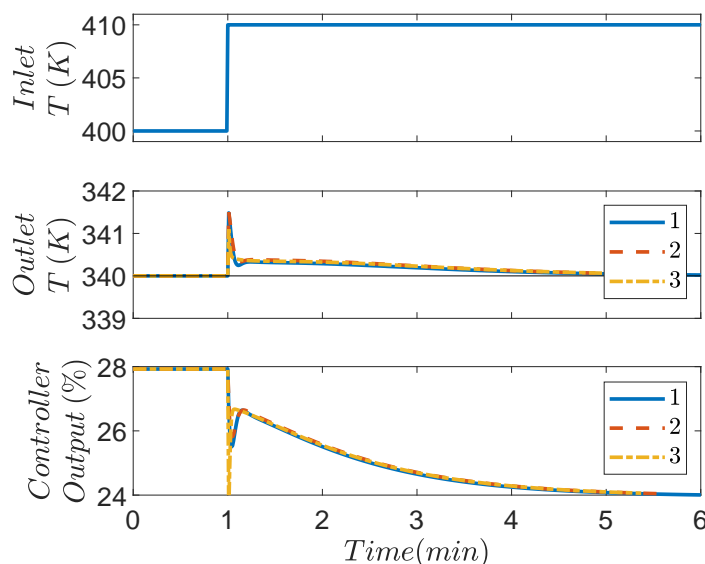
$$G_{p,2}^{red} = \frac{0.70 e^{5.7s}}{(37.3s + 1)} \tag{2.41}$$

La terza invece aggiunge nella sintonizzazione l'azione derivativa, mantenendo il modello di riduzione uguale al caso precedente. I risultati della sintonizzazione vengono riportati in Tabella 2.14

**Tabella 2.14.** Parametri di sintonizzazione del regolatore di temperatura nello schema di processo del recuperatore con bypass per ciascuno dei tre modelli di riduzione in esame.

Tuning	$\tau_C$ (s)	$K_C$ (%CO %TO <sup>-1</sup> )	$\tau_I$ (s)	$\tau_D$ (s)
1	$\tau/2 = 18.7$	4.83	37.3	0
2	$3\theta = 17.1$	3.99	37.3	0
3	$3\theta = 17.1$	4.86	43.0	2.7

Al fine di verificare le differenze tra le tre sintonizzazioni si è introdotto un disturbo pari a 10 K sulla temperatura del benzene e si sono confrontate le tre risposte del sistema in anello chiuso. Il risultato è riportato in Figura 2.21. Come visibile le tre sintonizzazioni portano sostanzialmente



**Figura 2.21.** Confronto tra le tre diverse sintonizzazioni proposte per il sistema di controllo per il recuperatore ②, al fine di verificarne l'impatto sulla dinamica della compensazione del disturbo.

allo stesso risultato. Per questo motivo si adotta il primo modello di riduzione, in quanto il più semplice tra quelli scelti. Ridurre un modello al secondo ordine con tempo di anticipo ad un primo ordine puro è sicuramente una scelta drastica. Questa decisione è però giustificata dal fatto che questa riduzione di modello serve esclusivamente come base per il calcolo dei

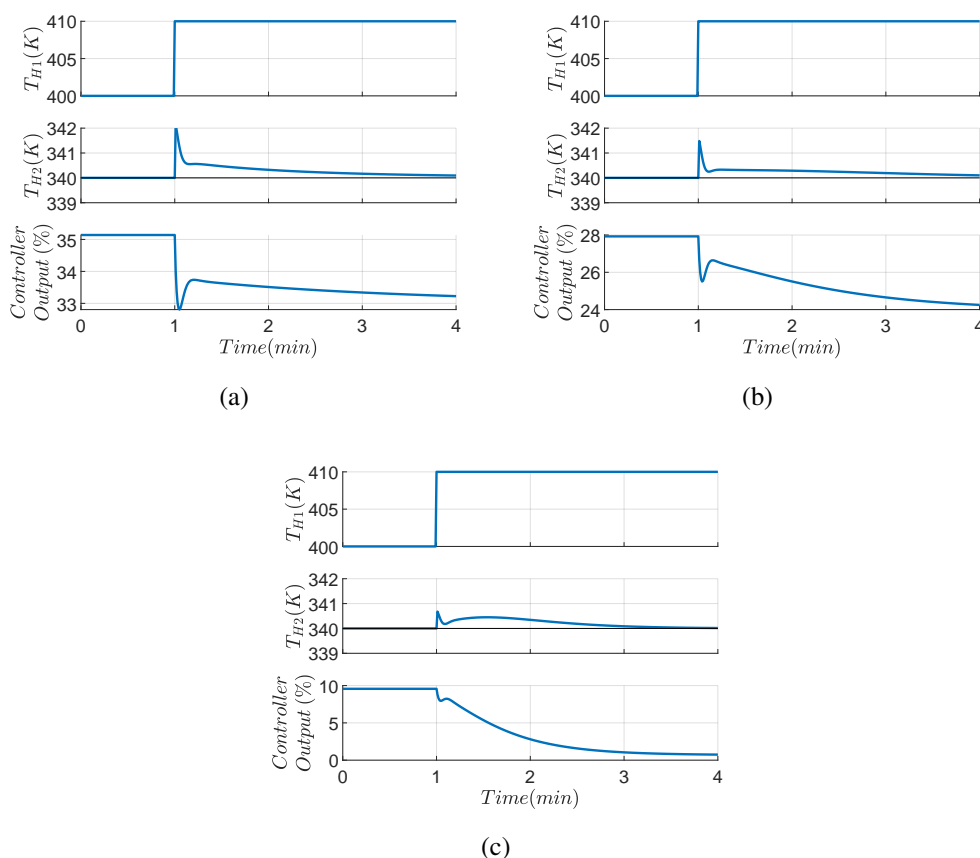
parametri del modello IMC, e la sintonizzazione ottenuta è comunque raffinata una volta che il regolatore è installato.

### 2.2.8 Analisi della risposta del sistema di controllo

Scelto il modello di riduzione di  $G_P$  ed il metodo di sintonizzazione di TC-101 si è quindi proseguito col confrontare le tre configurazioni di scambiatore con *bypass* analizzate. I tre regolatori sono sintonizzati con il metodo proposto nella sezione precedente ed è stato introdotto un disturbo a scalino pari a 10 K in ingresso sulla temperatura del benzene. I risultati della sintonizzazione sono presenti in Tabella 2.15, mentre le tre risposte in anello chiuso dei sistemi sono riportate in Figura 2.22.

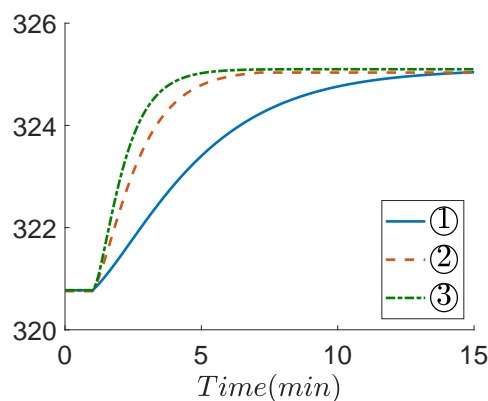
**Tabella 2.15.** Parametri della sintonizzazione del regolatore TC-101 nello schema di impianto con scambiatore in configurazione con *bypass*.

Configuration	$\dot{m}_{in}^{hot}$	TT-Span (K)	$K_C$ (%CO/%TO)	$\tau_I$ (s)
①	6	166	3.0	55
②	7.5	169	4.83	37.3
③	9	170	6.8	17.1



**Figura 2.22.** Risposta in anello chiuso di uno recuperatore in configurazione con *bypass*, all'introduzione di un disturbo a scalino pari a 10 K sulla temperatura in ingresso del benzene. (a) Configurazione ①; (b) configurazione ②; (c) configurazione ③.

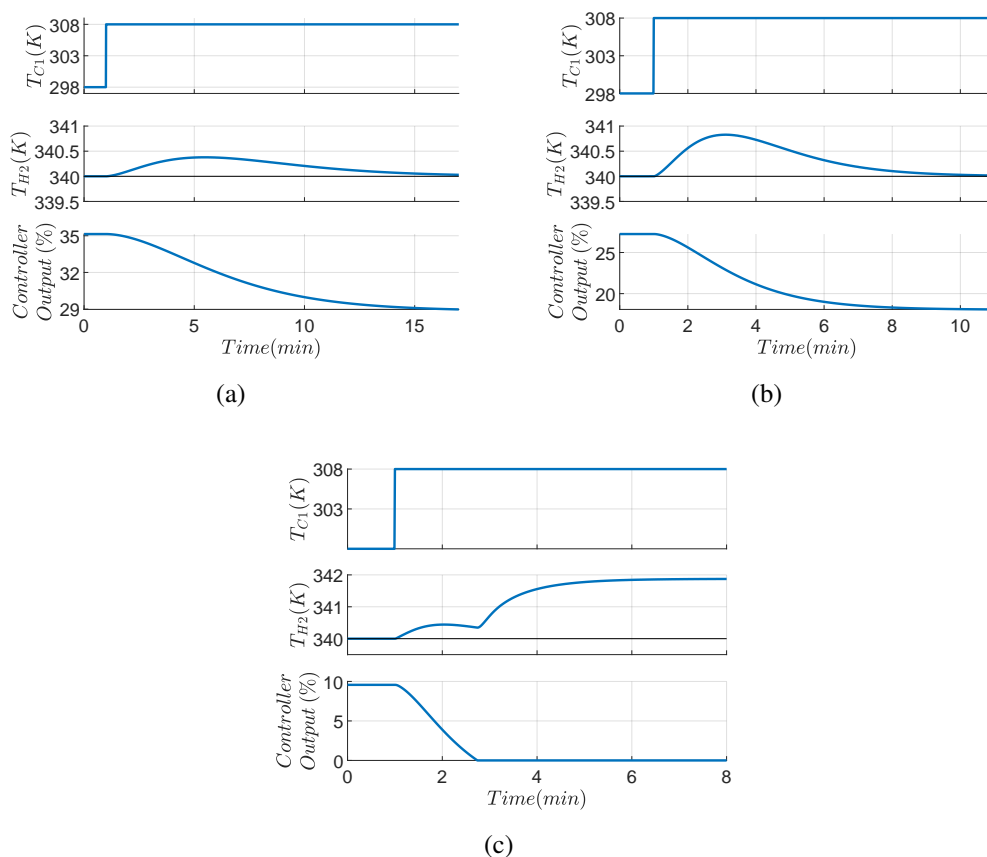
I risultati ottenuti mostrano come tanto maggiore sia la portata alimentata allo scambiatore in condizioni nominali (e quindi minore l'area dello scambiatore) tanto più rapida sarà la risposta del sistema di controllo. È però anche vero che le differenze tra le risposta dinamica in anello chiuso non sono particolarmente evidenti come nel caso dei raffreddatori. In secondo luogo, la configurazione ③ nominali alimentati allo scambiatore riesce sì a compensare il disturbo in ingresso, ma per farlo chiude quasi completamente la valvola di *bypass*, indice del fatto che probabilmente la frazione nominale bypassata è troppo ridotta. Questo significa che ulteriori disturbi si propagherebbero nel sistema senza possibilità di compensazione, cosa che non accade con le altre due configurazioni. Variare la posizione reciproca delle valvole del sistema consente come visto di ripristinare le condizioni nominali della corrente di benzene, ma ha come conseguenza la variazione della temperatura in uscita della portata di acqua di processo.



**Figura 2.23.** Confronto della variazione di  $T_{C2}$  causata dal disturbo in ingresso su  $T_{H1}$  sulle tre configurazioni esaminate.

In Figura 2.23 si riporta il confronto tra le dinamiche di propagazione del disturbo sulla temperatura in uscita dell'acqua. Il risultato ottenuto è che, diversamente dalle risposte lato benzene, la velocità di propagazione della variazione di temperatura sulla corrente di acqua in uscita è fortemente influenzata dalle dimensioni dello scambiatore; la configurazione ③ raggiunge infatti in pochi secondi lo stato stazionario, mentre lo scambiatore di maggiori dimensioni (configurazione ①) richiede quasi 15 minuti per raggiungere il nuovo stato stazionario. In conclusione, quindi, la frazione di *bypass* impatta notevolmente solo sulla risposta lato acqua, mentre il dimensionamento ha un effetto minore lato benzene grazie alla presenza del sistema di controllo. Di conseguenza la scelta della portata bypassata in condizioni nominali (e quindi la dimensione del reattore) dipenderà dalle entità dei disturbi attesi al sistema, piuttosto che dalla necessità di avere una risposta rapida.

Come ultima analisi sulla flessibilità e capacità di compensazione del recuperatore con *bypass*, se ne analizza la risposta dinamica ad un incremento di 10 K sulla temperatura di ingresso dell'acqua. I risultati dinamici sono riportati in Figura 2.24.



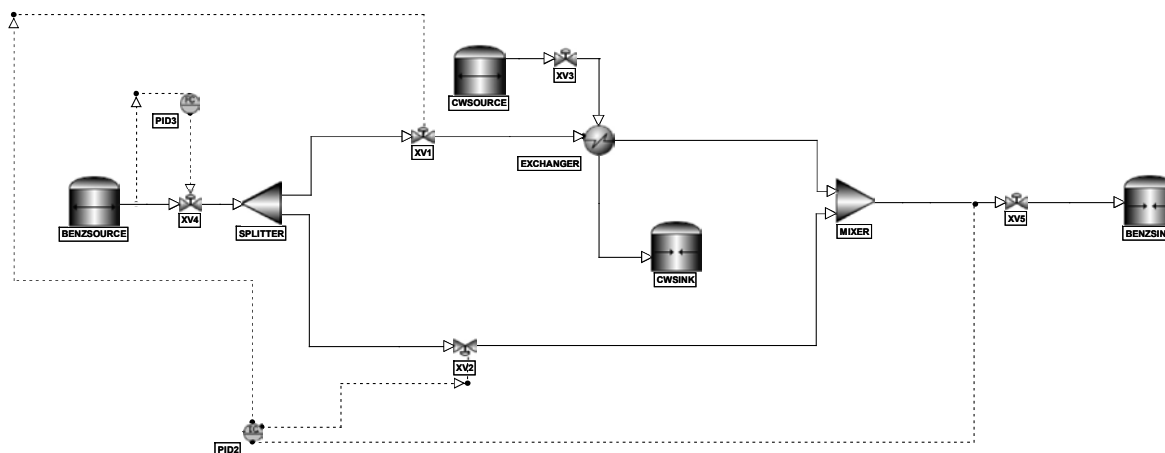
**Figura 2.24.** Risposta in anello chiuso del recuperatore con bypass ad un incremento di 10 K sulla temperatura in ingresso del fluido: (a) configurazione ①; (b) configurazione ②; (c) configurazione ③.

I risultati ottenuti confermano che sia la configurazione ① che la ② riescono a compensare il disturbo in ingresso. I tempi necessari alla compensazione del disturbo sono però ben maggiori di quelli ottenuti nel caso del disturbo sulla temperatura del benzene. Questo accade perché il disturbo deve prima propagarsi sulla temperatura  $T_{H2}$  prima di poter essere compensato, e ciò rallenta la risposta del sistema di controllo. Ad ogni modo, per quanto i tempi di risposta siano dilatati,  $T_{H2}$  si discosta sempre molto poco dal *set-point*, tanto che in un impianto reale l'effetto su  $T_{H2}$  sarebbe invisibile, visto il disturbo presente sui segnali di temperatura. Differente invece è la risposta della configurazione ①, un *bypass* nominale del 10 % risulta poco efficace anche in questa situazione, tanto che si satura nuovamente l'azione di valvola e  $T_{H2}$  presenta un *offset* di circa 2 K.

### 2.2.9 Confronto della risposta dinamica: Aspen Plus Dynamics e Dyn-Sim

Conclusa l'analisi della configurazione con *bypass*, si è riprodotta la configurazione ① anche nel simulatore di processo DynSim. La motivazione di questa ulteriore simulazione è quello di verificare se i risultati prodotti con questo secondo simulatore risultino confrontabili a quelli

ottenuti con Aspen Plus Dynamics.



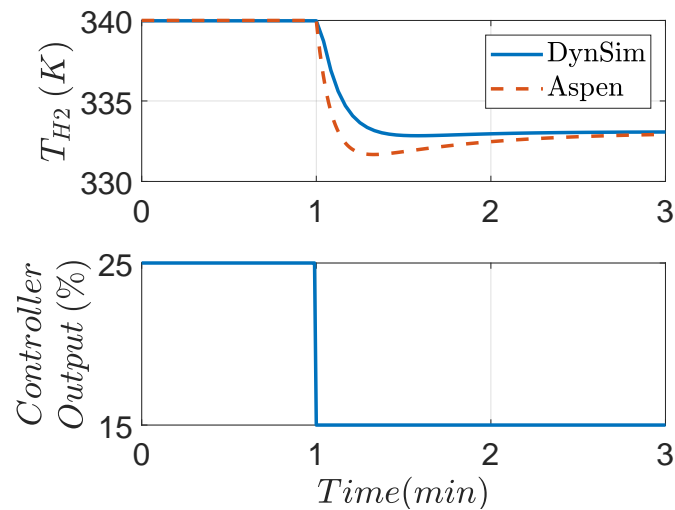
**Figura 2.25.** Schema di processo dello scambiatore con bypass all'interno di DynSim.

Lo schema di processo costruito in DynSim, riportato in Figura 2.25 non presenta differenze rilevanti rispetto a quello presentato in Figura 2.18, se non quelle legate alla struttura del simulatore e già riportate in §2.1.7. Similmente a quanto fatto per il raffreddatore, anche in questo caso valvole e scambiatore sono dimensionati allo stesso modo di quanto fatto in Aspen Plus Dynamics, e così come i due controllori sono sintonizzati usando uguali valori per i parametri. Per verificare eventuali differenze tra le due simulazioni si è quindi prodotta una variazione pari al 10% di uscita del regolatore della temperatura, mantenendo sempre in modalità automatica il regolatore di portata in ingresso al sistema. La risposta ottenuta è riportata in Figura 2.26 insieme al risultato ottenuto con Aspen Plus Dynamics per agevolare il confronto. Il fitting di entrambe le risposte è invece presente in Tabella 2.16.

**Tabella 2.16.** Confronto funzione di trasferimento dello scambiatore con bypass tra Aspen e DynSim.

<i>Simulatore</i>	<i>Modello</i>
Aspen	$\frac{0.70(50.3s + 1)}{(37.3s + 1)(5.7s + 1)}$
DynSim	$\frac{0.69(29.3s + 1)}{(25.8s + 1)(7.6s + 1)}$

Sono necessarie alcune osservazioni sui risultati ottenuti. In primo luogo il guadagno delle funzioni di trasferimento è sostanzialmente lo stesso, il che vuol dire che la simulazione, dal punto di vista stazionario, ha prodotto lo stesso risultato. Le differenze sono invece evidenti dal punto di vista della dinamica. Se la risposta presenta infatti la stessa struttura di un secondo ordine con tempo di anticipo, il valore delle costanti di tempo è invece molto differente dai risultati di Aspen Plus Dynamics. Secondo quanto ottenuto nella modellazione teorica in §2.2.6, la costante di tempo maggiore fra le due è quella dello scambiatore. Il fatto quindi che questo



**Figura 2.26.** Confronto della risposta dinamica in un uguale schema di processo tra Aspen Plus Dynamics e DynSim.

tempo caratteristico sia inferiore al valore proposto da Aspen Plus Dynamics è un risultato già discusso in §2.1.7 ed è legato ai diversi volumi calcolato per una stessa apparecchiatura tra i due simulatori. La costante di tempo più piccola, è invece quella legata alla dinamica della valvola, che è impostata manualmente all'interno di DynSim. Il fatto quindi che il fitting di questo parametro sia così differente dal valore atteso di 5 secondi è dovuto al tempo di campionamento all'interno del programma. In DynSim il tempo di campionamento scelto è pari a 2.5 secondi, molto più grande degli 0.4 secondi di Aspen Plus Dynamics. In Seborg et al. (2017, pag. 303) si propone come intervallo per il tempo di campionamento:

$$0.01 \leq \frac{\Delta t}{\tau_{dom}} \leq 0.05, \quad (2.42)$$

con  $\tau_{dom}$  la costante di tempo dominante del sistema.  $\Delta t/\tau_{dom}$  vale 0.012 in Aspen Plus Dynamics, mentre 0.097 in DynSim, il che vuol dire che il tempo di campionamento del secondo simulatore è troppo ampio, portando alla possibile perdita di informazioni, e questo ha effetto sul fitting della dinamica di scambiatore e valvola, da cui la differenza rispetto ai risultati attesi. È possibile ridurre il tempo di campionamento a 0.25 s, e questo risolverebbe il problema di perdita di dati riscontrato, ma DynSim limita a 240 il numero massimo di punti in memoria per un grafico. Questo implica che il grafico in Figura 2.26 potrebbe riprodurre al massimo un solo minuto di simulazione, non sufficiente a rappresentare completamente la dinamica della risposta. Non esistono scelte intermedie di campionamento tra quella a 2.5 s e quello a 0.25 s.

## 2.3 Conclusioni

Si riportano quindi in breve le considerazioni principali ottenute in questo Capitolo.



- Il modello dinamico di raffreddatore utilizzato nel simulatore di processo Aspen Plus Dynamics è del primo ordine senza tempo morto, e presenta un comportamento non lineare del guadagno al variare delle condizioni operative dovuto alle equazioni di scambio termico utilizzate per modellarlo. Il tempo caratteristico invece è invece costante.
- La risposta dinamica di un recuperatore con *bypass* è del secondo ordine con tempo di anticipo, ed è dovuta all'azione in parallelo di valvole e scambiatore, che presentano tempi caratteristici molto diversi fra loro.
- È possibile modellare la risposta dinamica di un recuperatore con *bypass* con uno schema a blocchi in cui sono presenti le dinamiche delle valvole e dello scambiatore. Non è quindi necessario disporre fisicamente della configurazione per prevederne il comportamento, nei limiti della linearizzazione necessaria ad ottenere il modello.
- Le risposte dinamiche ottenute con Aspen Plus Dynamics e DynSim sono confrontabili.



# Capitolo 3

## Simulazione dinamica del sistema di raffreddamento di un processo di idrogenazione

Questo Capitolo ha come scopo quello di mettere a confronto diversi sistemi di raffreddamento per un reattore in cui avviene una reazione esotermica di idrogenazione. Gli schemi in esame comprendono sia configurazioni utilizzate frequentemente nell'industria di processo, come *once-through* (con o meno presenza di riciclo) o configurazioni con uno scambiatore esterno al reattore, che altre, meno utilizzate, che facciano uso del recuperatore con *bypass* mostrato nei Capitoli precedenti. Lo scopo è quello di valutare i sistemi di raffreddamento dal punto di vista della loro efficacia, cioè la loro capacità di compensare un disturbo, la possibilità di incrementare la produttività di impianto e l'investimento annualizzato che ne caratterizza l'utilizzo.

### 3.1 Processo di idrogenazione

In questa sezione si caratterizza in dettaglio il reattore che dovrà essere raffreddato. A meno di lievi differenze dovute alla singola configurazione del sistema di raffreddamento (che saranno commentate nelle sezioni in cui sono descritte) il reattore e la reazione chimica sono le stesse per ogni configurazione, al fine di poterne confrontare la dinamica. La reazione chimica di interesse è l'idrogenazione dell'anilina a cicloesanolammina (*CHA*), che segue la stechiometria:



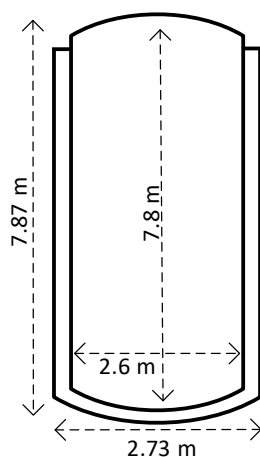
La reazione dal punto di vista cinetico è del secondo ordine ed irreversibile (Luyben (2011)). La velocità,  $\mathcal{R}$  ( $\text{kmol s}^{-1}$ ) di reazione è definita infatti come:

$$\mathcal{R} = V_R k C_A C_H, \quad (3.2)$$

in cui  $V_R$  ( $\text{m}^3$ ) è il volume del reattore,  $C_A$  e  $C_H$  ( $\text{kmol m}^{-3}$ ) la concentrazione di anilina ed idrogeno in fase liquida e  $k$  ( $\text{m}^3 \text{kmol}^{-1} \text{s}^{-1}$ ) la costante cinetica, che ha la struttura di una equazione di Arrhenius:

$$k = k_0 e^{-\frac{\Delta E}{RT}}, \quad (3.3)$$

con  $k_0$  fattore pre-esponenziale pari a  $2 \times 10^4 \text{ m}^3 \text{ kmol}^{-1} \text{ s}^{-1}$ ,  $\Delta E$  l'energia di attivazione, pari a  $11.111 \text{ kcal mol}^{-1}$ ,  $R$  ( $\text{kcal mol}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ) e  $T$  (K) la temperatura del reattore. Il processo prevede che vengano alimentate al reattore  $50 \text{ kmol h}^{-1}$  di anilina, insieme a  $200 \text{ kmol h}^{-1}$  di idrogeno, in eccesso al fine di mantenere alta la conversione; entrambe le correnti sono disponibili a 50 bar e 310 K. Per quanto riguarda il reattore si è adottata un'apparecchiatura simile a quanto proposto in letteratura (Luyben (2011, pag. 967)), definendola però in maggior dettaglio. Il reattore di idrogenazione scelto è un reattore continuo a serbatoio agitato, *CSTR* (*continuous-flow stirred-tank reactor*), dal volume di  $34 \text{ m}^3$ . La temperatura operativa è 400 K mentre la pressione è di 20 bar; in queste condizioni al fine di mantenere costante la temperatura è necessario asportare  $2170 \text{ kJ s}^{-1}$  dal reattore. Come evidenziato in Hall (2018, pag. 80), il rapporto tra altezza e diametro in reattori in cui è necessario mantenere alto il tempo di contatto tra gas e liquido è compreso tra 2 e 4. Allo stesso riferimento si propone di utilizzare come estremità del reattore coperture ellissoidali per le pressioni operative di utilizzo. Il reattore utilizzato è quindi un reattore alto 7.8 m con un diametro pari a 2.6 m, che sarà riempito nominalmente fino a 7 m. Buona parte delle configurazioni farà uso di una camicia di raffreddamento per garantire lo scambio termico richiesto; in McKetta (1992, pag. 414) viene proposto come valore tipico 6.5 cm per lo spessore della camicia di un reattore con diametro pari a 2.5 metri, molto simile alla geometria in uso. Assumendo quindi lo stesso spessore per la camicia utilizzata e calcolandone il volume,  $V_J$ , il risultato è pari ad  $8 \text{ m}^3$ . La superficie di scambio termico a disposizione della camicia, che comprende pareti laterali e fondo del reattore, è quindi pari a  $70 \text{ m}^2$ . Il riassunto della geometria del reattore è riportato in Figura 3.1 e Tabella 3.1.



**Figura 3.1.** Schema riassuntivo delle dimensioni del reattore.

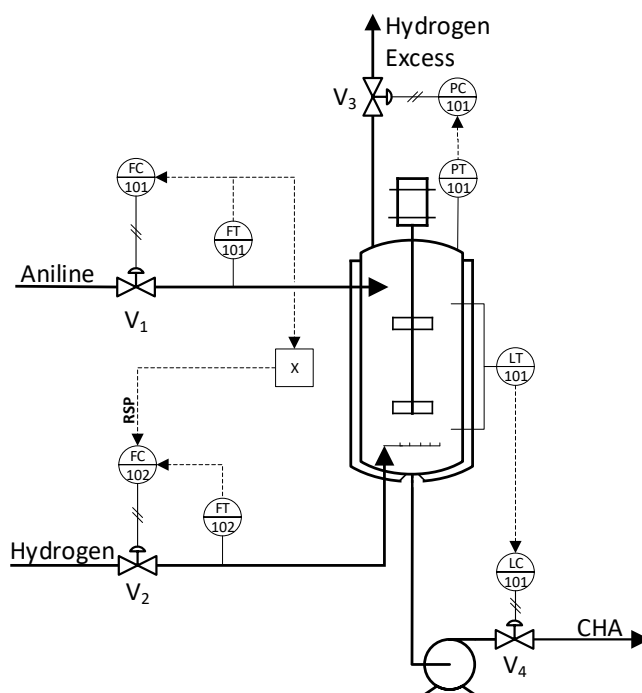
### 3.2 Regolatori comuni ai diversi sistemi di controllo

Come spiegato all'introduzione del Capitolo, l'analisi dinamica si concentra sul confronto tra sistemi di raffreddamento. Questo però non significa che non siano presenti altri regolatori nel

**Tabella 3.1.** Tabella riassuntiva delle caratteristiche del reattore.

Temperature	400 K
Pressure	20 bar
Volume	34 m <sup>3</sup>
Height	7.8 m
Diameter	2.6 m
Jacket gap	6.5 cm

reattore, in quanto il sistema di controllo decentralizzato dovrà eseguire altre operazioni rispetto alla sola regolazione della temperatura. È infatti necessario garantire che le portate alimentate al reattore siano costanti e che allo stesso tempo la pressione e il livello rimangano al valore di *setpoint*. Per fare questo si usano 4 regolatori che agiscono su altrettante valvole nello schema di processo riportato in Figura 3.2.

**Figura 3.2.** Regolatori dell'alimentazione, della pressione e del livello del reattore di idrogenazione.

FC-101, PC-101 e LC-101 sono comuni regolatori in cui il *setpoint* è impostato localmente ai valori nominali indicati in §3.1. Il segnale derivante da FT-101 è invece mandato ad un moltiplicatore, che ne quadruplica il valore ed entra come *setpoint* remoto in FC-102. Questo garantisce che nel caso in cui si desideri variare l'alimentazione di anilina al reattore, sarà comunque mantenuto automaticamente il corretto rapporto stechiometrico dei due reagenti.

Per quanto riguarda  $V_1$  e  $V_4$  sono valvole di regolazione per liquidi, quindi la procedura di dimensionamento è identica a quanto mostrato in §2.1.3. Per quanto riguarda  $V_2$  e  $V_3$  sono invece valvole di regolazione per gas. La procedura di dimensionamento è quella presente in

Emerson (2019, pag. 104), l'unica assunzione fatta è stato adottare il coefficiente,  $F_P$  (-), di geometria del tubo pari ad 1, in quanto nessuna tubazione è stata dimensionata. L'azione delle valvole è scelta in modo che, in caso di guasto, il reattore si svuoti e l'alimentazione venga bloccata. I coefficienti di efflusso delle valvole sono riportati in Tabella 3.2.

**Tabella 3.2.** Coefficienti di efflusso ed azione delle valvole di regolazione.

Valvola	$K_v \left( \frac{m^3}{h \text{bar}^{0.5}} \right)$	Azione
V <sub>1</sub>	2.08	AO
V <sub>2</sub>	3.0	AO
V <sub>3</sub>	4.65	AC
V <sub>4</sub>	7.67	AC

FC-101 ed FC-102 sono sintonizzati con il metodo IMC come fatto nel Capitolo precedente, in quanto la dinamica della valvola è nota, attivando sia l'azione proporzionale che integrale nel regolatore di flusso. Il regolatore di livello è stato invece sintonizzato per l'utilizzo della sola azione proporzionale usando la relazione mostrata in Marlin (2000, pag. 570), tenendo in considerazione che il livello nominale all'interno del reattore è mantenuto a 7 m, e si permette una variazione massima di 0.5 m, dovuta ad una variazione della portata in ingresso pari al 20% di quella totale. In ultimo, PC-101 è stato sintonizzato utilizzando il metodo ATV (*auto-tune variation*) insieme alle relazioni di Tyreus-Luyben. I risultati delle sintonizzazioni sono riportati in Tabella 3.3.

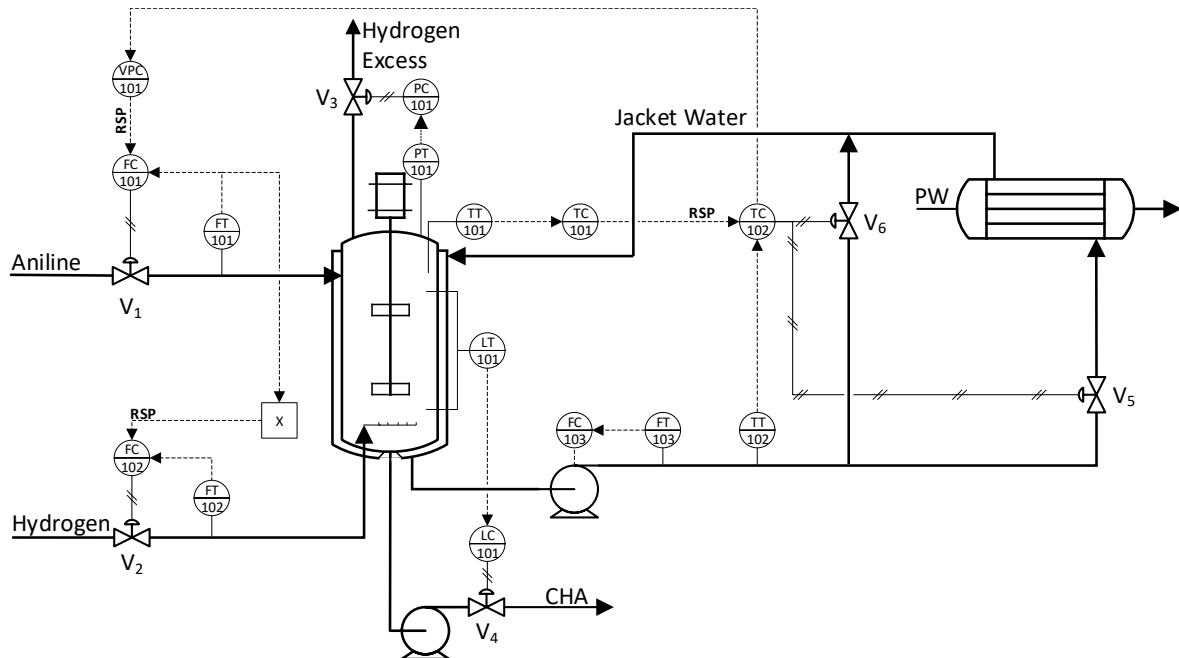
**Tabella 3.3.** Sintonizzazione regolatori di portata pressione e livello del reattore di idrogenazione.

Controller	Span	$K_C \left( \frac{\%}{\%} \right)$	$\tau_I$ (s)	Azione
FC-101	100 kmolh <sup>-1</sup>	1.1	5	Inversa
FC-102	400 kmolh <sup>-1</sup>	1.3	5	Inversa
PC-101	40 bar	20	30	Diretta
LC-101	7.8 m	3	-	Diretta

### 3.3 Sistema di raffreddamento con recuperatore con bypass

Definito in dettaglio lo schema di processo alla base dello studio si focalizza l'attenzione sulle analisi dinamiche delle configurazioni degli anelli di controllo della temperatura. Il primo ad essere considerato, poiché quello di maggiore interesse e metro di paragone per tutti gli altri, è lo schema di impianto che permette la regolazione della temperatura tramite un recuperatore di calore dotato di *bypass*. Lo schema di processo completo è presente in Figura 3.3. Il principio di funzionamento di questo schema è comparabile a quanto già descritto in §1.2. Il reattore è raffreddato tramite l'utilizzo di una camicia di raffreddamento, ed entrambi sono caratterizzati da una temperatura uniforme: il reattore per il sistema di mescolamento, la camicia per le alte

portate che vi circolano all'interno. L'acqua in uscita dalla camicia è alimentata ad un *bypass*: qui una parte è inviata ad un recuperatore di calore, dove è raffreddata da una corrente d'acqua la cui portata è costante, mentre la restante parte non viene raffreddata e viene solamente mescolata a quella in uscita dal recuperatore.



**Figura 3.3.** Schema del reattore di idrogenazione con configurazione del sistema di regolazione di temperatura composto da un recuperatore con bypass.

Il sistema è dimensionato perché il recuperatore scambi, in condizioni nominali, i  $2170 \text{ kJ s}^{-1}$  necessari a mantenere il reattore a  $400 \text{ K}$ . Variando la posizione reciproca delle valvole  $V_5$  e  $V_6$  è quindi possibile aumentare o diminuire la potenza termica estratta dal reattore. In condizioni nominali la pompa al fondo della camicia permette di ricircolare  $30 \text{ kg s}^{-1}$  all'interno della camicia di raffreddamento, dei quali  $11.5 \text{ kg s}^{-1}$  sono alimentati al recuperatore, mentre gli altri fluiscono nel *bypass*. La temperatura in ingresso alla camicia è pari a  $334 \text{ K}$ , mentre la temperatura della camicia stessa è pari a  $350 \text{ K}$ . Assumendo che la portata di calore,  $\dot{Q}_J$ , scambiata tra reattore e camicia possa essere definita tramite la relazione:

$$\dot{Q}_J = U_J A_J (T_R - T_J), \quad (3.4)$$

con  $U_J$  ed  $A_J$  coefficiente globale di scambio e superficie di scambio termico della camicia,  $T_R$  temperatura del reattore e  $T_J$  temperatura della camicia, per scambiare i  $2170 \text{ kJ s}^{-1}$  nominali questo implica che  $U=620 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , che rientra nel range proposto sia da Shilling et al. (2007, pag. 11-29) che in Couper et al. (2012, pag. 638). Il recuperatore di calore è alimentato con  $48 \text{ kg s}^{-1}$  d'acqua,  $PW$ , di processo lato tubi che nominalmente è scaldata da  $305 \text{ K}$  a  $315 \text{ K}$ . Lato mantello invece l'acqua di ricircolo passa da  $350 \text{ K}$  a  $308 \text{ K}$  così che, una volta mescolata a quella di *bypass*, raggiunga i  $334 \text{ K}$ .

Il sistema di controllo completo mostrato in Figura 3.3 necessita di altri tre regolatori per garantire il controllo della temperatura. Il primo regolatore è FC-103, che garantisce che la portata che fluisce all'interno della camicia sia sempre quella impostata come *setpoint* cambiando i giri della pompa di ricircolo; si agisce sul numero di giri della pompa piuttosto che su di una valvola a monte della pompa per allinearsi con quanto fatto da Luyben (2011). La regolazione della temperatura avviene invece attraverso le  $V_5$  e  $V_6$ , che sono operate in un controllo di tipo *split-range* complementare. TC-102 è il regolatore di temperatura interno che si occupa di mantenere la temperatura dell'acqua in uscita alla camicia al *setpoint* che viene fissato dal regolatore TC-101, che controlla la temperatura del reattore. Questa struttura di controllo in cascata è necessaria a garantire che la risposta sia la più rapida possibile. VPC-101, invece, ha lo scopo di garantire, quando necessario, che la posizione della valvola di *bypass* sia aperta ad una determinata percentuale. Questo serve quando si vuole aumentare la produttività del sistema, e per questo durante l'operazione ordinaria, VPC-101 è disattivato. Per agevolare il confronto tra questa e le successive configurazioni, si riportano in Tabella 3.4 tutte i principali parametri di progettazione delle varie configurazioni.

**Tabella 3.4.** Tabella riassuntiva dei principali parametri di progettazione di ciascuna delle configurazioni che verranno introdotte

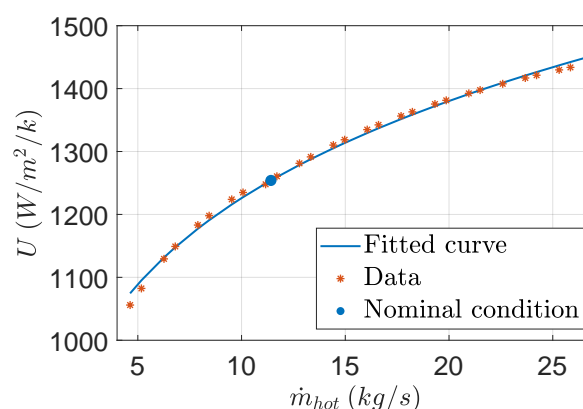
<i>Proprietà</i>	<i>Bypass</i>	<i>Once-Through</i>	<i>Once-Through con riciclo</i>	<i>Diretto</i>	<i>Raffreddatore</i>
Temperatura acqua ingresso camicia (K)	334	298	343	/	334
Temperatura acqua uscita camicia (K)	350	349	359	/	350
Temperatura acqua uscita scambiatore (K)	315	/	/	322	315
Temperatura CHA ingresso scambiatore (K)	/	/	/	400	/
Temperatura CHA uscita scambiatore (K)	/	/	/	355	/
Portata ingresso alla camicia ( $\text{kg s}^{-1}$ )	30	10	30	/	30
Portata acqua bypassata ( $\text{kg s}^{-1}$ )	13	/	/	/	/
Portata fluido di servizio ( $\text{kg s}^{-1}$ )	/	11.5	11.5	23.5	31
Portata acqua di processo ( $\text{kg s}^{-1}$ )	48	/	/	/	/
Portata CHA di ricircolo ( $\text{kg s}^{-1}$ )	/	/	/	21.5	/
Superficie scambiatore ( $\text{m}^2$ )	142	/	/	62	46



### 3.3.1 Configurazione dei simulatori di processo

Definite le condizioni stazionarie dello schema di processo, si riproduce lo schema all'interno di Aspen Plus, lo si esporta in Aspen Plus Dynamics e si analizza la dinamica della risposta del sistema in anello chiuso. Sono necessari alcuni commenti su come è possibile riprodurre lo schema di processo all'intero di Aspen Plus, che è riportato integralmente insieme alla tabelle delle portate in Appendice C, Figura C.1 e Tabella C.2. In primo luogo, la *suite* di Aspen non permette di simulare efficacemente in maniera dinamica la camicia di raffreddamento di un reattore. Per questo motivo si modella la camicia combinando un processo di *flash* (che garantisce che la temperatura della camicia sia uniforme) con una corrente termica in uscita dal reattore. Proprio perché la camicia è modellata come un processo di flash è necessario introdurre una corrente di vapore in uscita dalla stessa. Una volta che la simulazione è esportata in formato dinamico la valvola in testa alla camicia viene chiusa e la camicia si comporta correttamente senza produrre una uscita in fase vapore. A stato stazionario la corrente termica è unidirezionale, cioè il valore di potenza termica scambiata è definito a priori impostandolo nel reattore, e non dipende dalla differenza di temperatura tra flash e reattore. Questa limitazione è rimossa nella simulazione dinamica. In secondo luogo per far convergere l'anello chiuso composto dall'acqua di ricircolo, è necessario prevedere un *tear stream*, corrente 19 in Figura C.1; anche in questo caso, esportata la simulazione in formato dinamico, è sufficiente chiudere la valvola in ingresso alla camicia per isolare il circuito di raffreddamento.

Aspen Plus permette di dimensionare in dettaglio il recuperatore di calore, le cui caratteristiche dimensionali sono riassunte in Tabella C.1, e di calcolare il parametro  $n$  della dipendenza del coefficiente di scambio termico dalla portata; il processo di *fitting* è riportato in Figura 3.4, i risultati numerici in Tabella 3.5.



**Figura 3.4.** Fitting del coefficiente globale di scambio termico al variare della portata di ricircolo all'interno del recuperatore di calore.

Il coefficiente globale di scambio termico come si vede assume valori particolarmente elevati. È però possibile giustificare questi dati tenendo conto delle alte portate in gioco e considerando che sia lato mantello che lato tubi si sta alimentando acqua. Si esporta quindi in formato dinami-

**Tabella 3.5.** Risultati del fitting del parametro  $n$  il recuperatore di calore con bypass del sistema di raffreddamento del reattore di idrogenazione.

$\dot{m}_{ref}$ (kg s <sup>-1</sup> )	$n$ (-)	$R^2$
11.5	0.1707	0.9967

co la simulazione. Le modifiche necessarie sono la modellazione dello scambio termico legato alla camicia di raffreddamento, il dimensionamento delle valvole, la creazione del sistema di controllo ed impostare il numero di giri nominale della pompa di ricircolo.

Per rendere dinamico il trasferimento di calore associato alla camicia di raffreddamento è necessario introdurre manualmente una nuova equazione nella simulazione dinamica, l'equazione di interesse è:

$$\dot{Q}_J = -\dot{Q}_R = U_J A_J (T_R - T_J), \quad (3.5)$$

Con  $\dot{Q}_J$  (kJ s<sup>-1</sup>) la potenza termica in ingresso alla camicia,  $\dot{Q}_R$  (kJ s<sup>-1</sup>) quella in uscita dal reattore,  $U_J$  (W m<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>) e  $A_J$  (m<sup>2</sup>) il coefficiente globale di scambio termico e la superficie di scambio associate alla camicia,  $T_R$  (K) la temperatura del reattore, uniforme per il modello di reattore scelto, e  $T_J$  (K) la temperatura della camicia di raffreddamento, anche questa costante per via dell'alta portata di fluido di raffreddamento. L'equazione è inserita nel compilatore Flowsheet di Aspen Plus Dynamics nella forma:

```
CONSTRAINTS
// Flowsheet variables and equations
Blocks("Jacket").Qr=3.6*0.001*(42.30*(BLOCKS("REACTOR").T-
BLOCKS("JACKET").T));
END
```

dove i coefficienti 3.6 e 0.001 servono a convertire la potenza termica in GJh<sup>-1</sup>, mentre 42.30 è il valore del prodotto  $U_J A_J$ . In particolare questa equazione rende il sistema sovradeterminato, in quanto il numero di incognite della simulazione è la stessa, mentre il numero di equazioni è aumentato di uno. È quindi necessario introdurre una nuova incognita, portando `Blocks("Reactor").Qr`, ovvero  $\dot{Q}_R$  da FIXED a FREE nel menù delle variabili del reattore. Così facendo la camicia si comporta correttamente. Si osservi che in seguito alla chiusura della valvola in testa alla camicia di raffreddamento, smette di essere asportato il calore dovuto all'evaporazione di acqua dalla camicia. Per questo motivo la portata di acqua che deve essere alimentata al *bypass*, nelle simulazioni dinamica passa da 11.5 kg s<sup>-1</sup> a quasi 13 kg s<sup>-1</sup>.

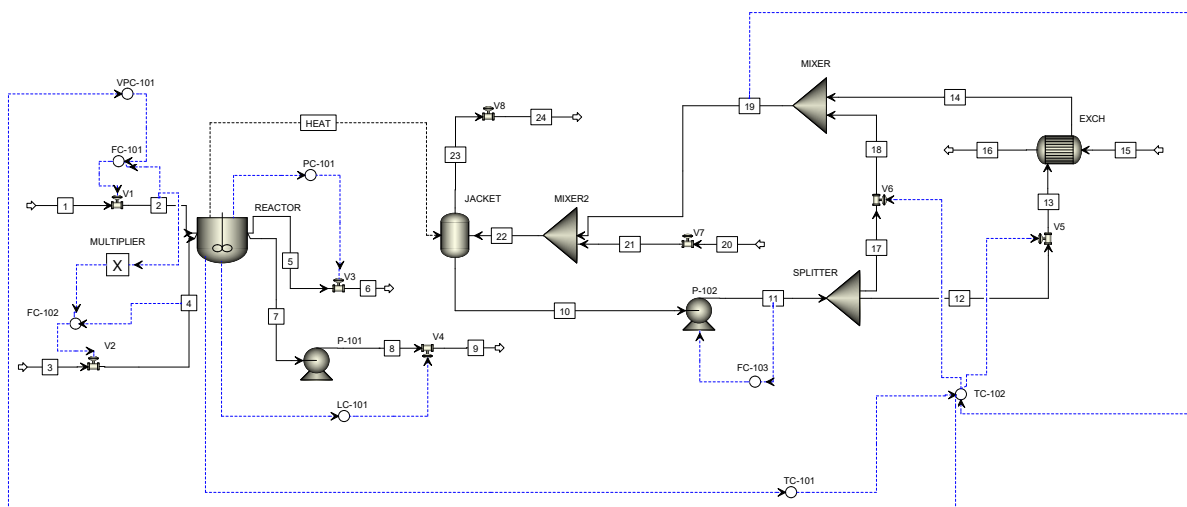
Il dimensionamento delle valvole segue quanto fatto in §2.2.3, il risultato è riportato in Tabella 3.6.

Per quanto riguarda il numero di giri della pompa Aspen Plus Dynamics li imposta nominalmente a 3600 RPM, ma questo significa che durante l'operazione delle valvole questo valore potrebbe aumentare ulteriormente. Al fine di risultare aderenti al range proposto in Boyce et

**Tabella 3.6.** Coefficienti di efflusso ed azione delle valvole di regolazione

Valvola	$K_v \left( \frac{m^3}{hbar^{0.5}} \right)$	Azione
V <sub>5</sub>	160.0	AC
V <sub>6</sub>	160.0	AO

al. (2007, pag. 10-34), si riduce il numero di giri nominali della pompa a 1500 RPM. Questa variazione non impatta in alcun modo la simulazione, serve solo per avere un numero di giri corretto. In ultimo si introduce il sistema di controllo, visibile in Figura 3.5.



**Figura 3.5.** Schema di processo in Aspen Plus Dynamics del reattore di idrogenazione con recuperatore con bypass.

TC-102 è sintonizzato usando le relazioni ottenute in Tabella 2.13, mentre TC-101 (insieme ad FC-103) è stato sintonizzato utilizzando il metodo *ATV* con le relazioni di Tyreus-Luyben, riducendo leggermente il guadagno per evitare una sintonizzazione troppo aggressiva. In ultimo per VPC-101 si è scelta una sintonizzazione molto conservativa. Il suo scopo è quello di aumentare lentamente la produttività (e quindi l’anilina alimentata) fino a che la valvola di bypass raggiunga una condizione limite di apertura del 10%. Per evitare quindi che sia influenzato da disturbi si riduce di molto il guadagno, al fine di rendere efficace quasi solo l’azione integrale del regolatore. I risultati della sintonizzazione sono riassunti in Tabella 3.7.

**Tabella 3.7.** Sintonizzazione regolatori legati al controllo di temperatura nello schema del reattore di idrogenazione con recuperatore con bypass.

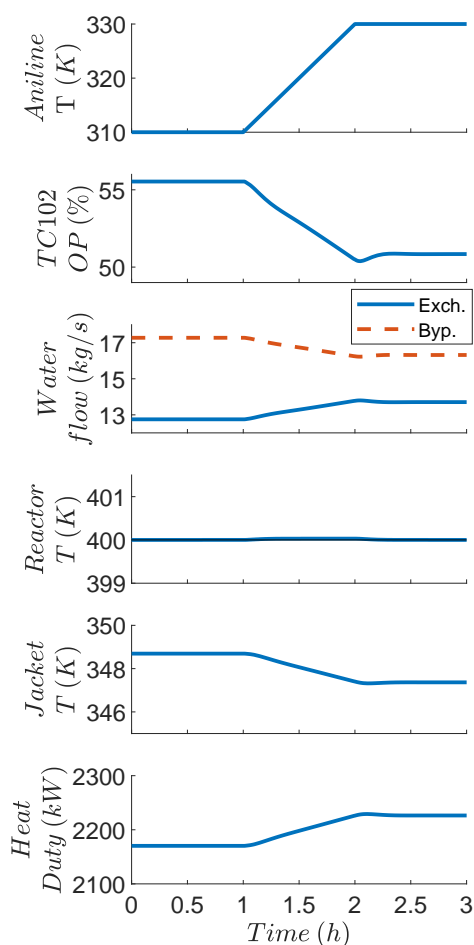
Controller	Span	$K_C \left( \frac{\%}{\%} \right)$	$\tau_I (s)$	Azione
FC-103	60 kg s <sup>-1</sup>	1	2.4	Inversa
TC-101	254 K	50	1200	Inversa
TC-102	100 K	9	50	Inversa
VPC-101	100 %	0.01	60	Diretta

### 3.3.2 Analisi della risposta dinamica

Si sfrutta quindi la simulazione dinamica per verificare le capacità di compensazione del sistema. Il primo disturbo introdotto è una variazione di temperatura dell'anilina, da 310 K a 330 K, distribuita in una variazione a rampa della durata di un'ora, per simulare un cambio di alimentazione. All'interno di Aspen Plus Dynamics è possibile creare questo disturbo tramite l'introduzione di un *task* nell'omonima sezione che presenti questa struttura:

```
Task RAMPT
// <Trigger>
RUNS WHEN TIME == 1.0
RAMP (STREAMS("1").T, 56.85, 1.0);
End
```

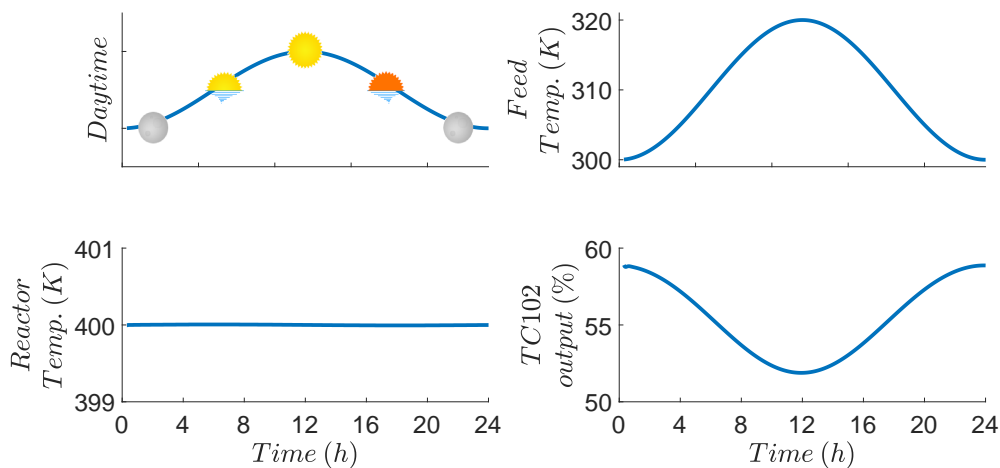
dove 56.85 è la temperatura finale in °C, equivalente a 330 K, mentre 1.0 è il tempo richiesto a raggiungere la temperatura finale. La risposta dinamica in anello chiuso al disturbo è riportata in Figura 3.6.



**Figura 3.6.** Risposta dinamica in anello chiuso del reattore raffreddato con recuperatore con bypass (Fig. 3.3) ad una variazione della temperatura in ingresso dell'anilina.

La simulazione prodotta consente di osservare come il sistema risponda molto bene all'ingresso del disturbo. Mentre la temperatura dell'anilina cresce, il sistema di regolazione di temperatura del reattore apre la valvola,  $V_5$ , del recuperatore e chiude quella di *bypass*,  $V_4$ , così facendo la temperatura della camicia cala, il calore scambiato nel sistema aumenta, e la temperatura del reattore viene mantenuta al *setpoint*.

Un secondo disturbo prodotto riguarda una semplice modellazione di un ciclo giorno notte. La temperatura di entrambe le portate in ingresso, in questo caso, subisce un'escursione di 20 K durante le 24 ore giornaliere, la risposta dinamica è presente in Figura 3.7.

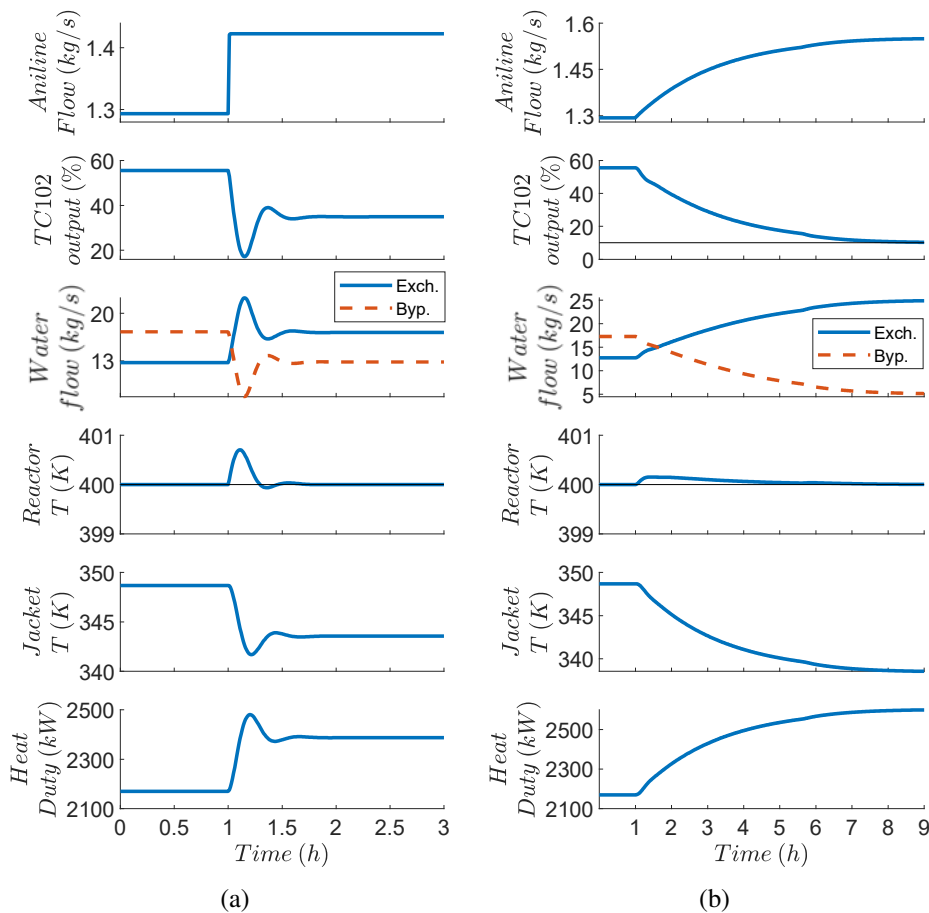


**Figura 3.7.** Risposta dinamica in anello chiuso del reattore raffreddato con recuperatore con *bypass* (Fig. 3.3) ad una simulazione dell'escursione termica durante il ciclo giorno-notte.

Anche in questo secondo esempio il disturbo prodotto non si rivela particolarmente complesso da compensare. Il sistema di regolazione della temperatura agisce sulla posizione reciproca delle valvole permettendo che il reattore si mantenga costantemente al *setpoint*.

Si è poi verificato quale fosse la risposta del sistema in caso di una richiesta di aumento di produttività del 20 %, introdotta come variazione a gradino della portata di anilina che passa da 50 a 55  $\text{kmol h}^{-1}$ , l'effetto sul sistema di controllo è riportato in Figura 3.8(a). La variazione del *setpoint* del regolatore di portata dell'anilina FC-101 causa un aumento del calore di reazione e di conseguenza il sistema di regolazione della temperatura deve intervenire affinché il reattore resti a 400 K.

Come si vede l'aumento della portata di anilina ha un impatto notevolmente maggiore sulle necessità di scambio termico di quanto non accadesse con gli incrementi di temperatura. In seguito all'aumento a gradino, la temperatura del reattore sale rapidamente, l'azione combinata di TC-101 e TC-102 aumenta allora la portata da far fluire nello scambiatore fino al ripristino della temperatura del reattore. La risposta di TC-102 è particolarmente aggressiva, ma questo è un risultato voluto; la presenza del controllo in cascata serve infatti a ridurre il più possibile il tempo necessario a ripristinare la temperatura del reattore, che si attesta intorno alla mezz'ora. Il fatto



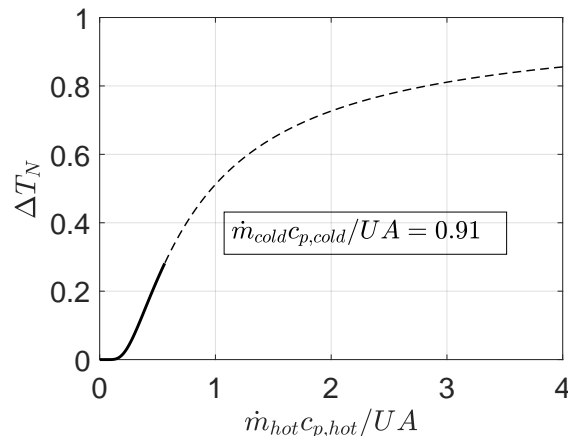
**Figura 3.8.** Risposta del sistema di controllo (Fig. 3.3) all'aumento della portata di anilina: (a) aumento a gradino del 10%; (b) attivazione VPC-101.

poi che TC-102 sia sintonizzato in maniera aggressiva non influenza la stabilità della risposta dell'anello di controllo. L'incremento necessario della potenza termica da scambiare è ottenuto riducendo tramite l'azione delle valvole la temperatura della camicia di raffreddamento di quasi 10 K. In conclusione, quindi, il sistema di controllo ha risposto in maniera soddisfacente alla richiesta di aumento di produttività.

In un secondo test si attiva VPC-101 affinché aumenti la portata di anilina fino a che la valvola in ingresso al recuperatore sarà aperta al 90% (e di conseguenza quella di *bypass* aperta al 10%). Questo consente di verificare quale sia la produttività massima del sistema. Si è deciso di impostare come limite di apertura della valvole del recuperatore al 90% e non il 100% perché chiudere completamente la valvola di *bypass* implica perdere le possibilità di regolazione della temperatura del reattore; operazione molto pericolosa che andrebbe sempre evitata. Il risultato di questo secondo test è visibile in Figura 3.8(b).

In questo secondo caso l'aumento della portata di anilina avviene molto più lentamente attraverso VPC-101 per non perdere il controllo sulla temperatura del reattore, che rimane infatti durante tutto il periodo di incremento al *setpoint* di 400 K. All'aumentare della portata di anilina, è necessario quindi scambiare più calore, e per questo motivo il regolatore di temperatura

indirizza sempre più acqua di raffreddamento allo scambiatore, fino al punto in cui la valvola di *bypass* è aperta al 10 % e a quel punto l'alimentazione è stabilizzata. In conclusione quindi il sistema consente un aumento di produttività del 20 %, un risultato buono, ma non sorprendente considerando il grande sovradimensionamento del recuperatore e l'alta frazione di *bypass* nominale. Le capacità di regolazione della temperatura possono quindi ritenersi soddisfacenti, e questo accade grazie anche all'andamento del guadagno stazionario del recuperatore di calore.



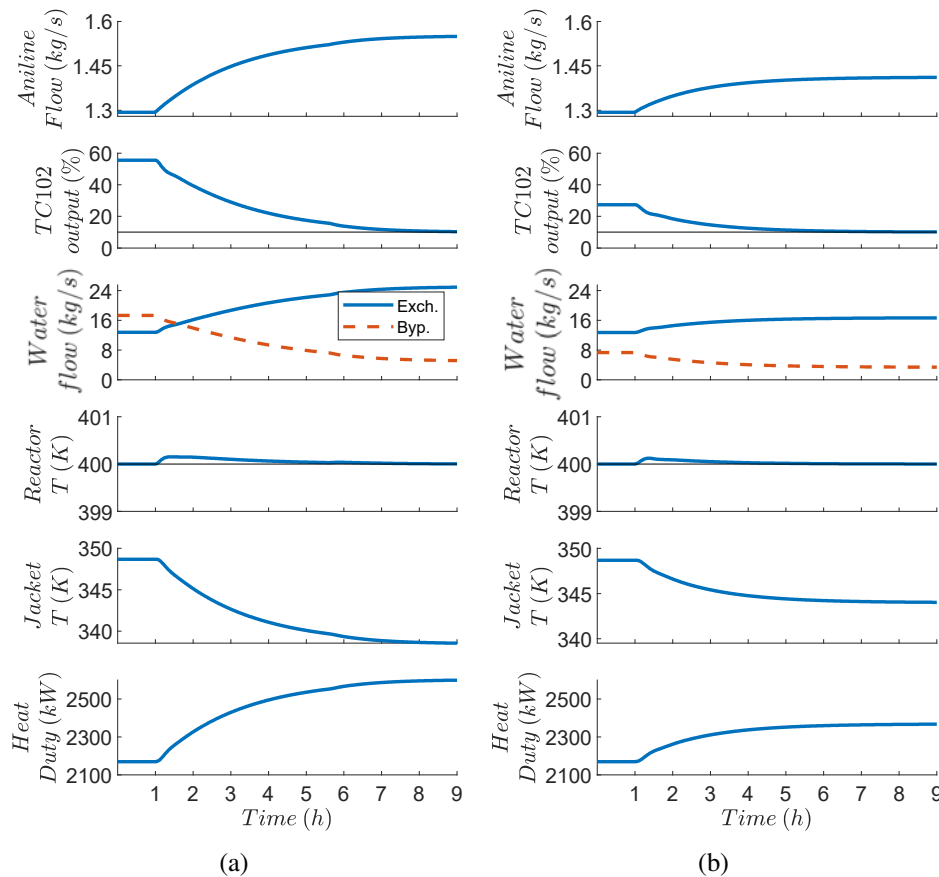
**Figura 3.9.** Andamento della temperatura adimensionale della corrente 14 al variare della portata di acqua calda alimentatavi. La variazione di portata calda tra  $0 \text{ kg s}^{-1}$  e  $30 \text{ kg s}^{-1}$  (che si ottiene variando l'uscita di TC-102 tra 0 % e 100 %) è evidenziata in neretto.

Grazie al sovra dimensionamento dello scambiatore, si sta operando nella zona a guadagno maggiore e con andamento più lineare, come visibile in Figura 3.9, che mostra come il recuperatore non solo operi nella zona in cui il guadagno (ovvero la pendenza della curva) assume i massimi valori, ma la curva presenta anche una certa linearità. La Figura 3.9 presenta sempre le assunzioni semplificative adottate al Capitolo 1, come la costanza di  $U$  e  $c_p$  ai valori nominali, e di conseguenza porta con sé anche i limiti di rappresentatività; il suo scopo è però quasi esclusivamente qualitativo, al fine di indicare quanto favorevole sia la zona in cui si opera il recuperatore dal punto di vista del guadagno stazionario. In conclusione, quindi, questo sistema di raffreddamento presenta la possibilità di poter scegliere la superficie del recuperatore in funzione delle capacità di compensazione necessarie, permettendo allo stesso tempo di garantire una risposta dinamica rapida grazie alla presenza del *bypass*, e grazie al ricircolo evita eventuali problemi di sporcamento e consente l'integrazione energetica. Per quanto la gestione di un simile sistema di raffreddamento possa sembrare complicata, l'utilizzo delle relazioni ottenute in §2.2.6 consente di prevedere le capacità del sistema prima di doverlo effettivamente installare e ne facilita di molto la sintonizzazione.

### 3.3.2.1 Effetto della portata ricircolata nella camicia

Come ultimo test si è analizzato cosa accade nel sistema riducendo a  $20 \text{ kg s}^{-1}$  il *setpoint* del regolatore FC-103 della portata in mandata alla pompa. Indipendentemente dalla portata ricir-

colata è necessario scambiare  $2170 \text{ kJ s}^{-1}$  all'interno della camicia per mantenere il reattore a  $400 \text{ K}$ ; la portata di acqua in ingresso al recuperatore è quindi uguale al caso con un riciclo pari a  $30 \text{ kg s}^{-1}$ , ciò che cambia è che la portata bypassata nominalmente è di conseguenza inferiore di  $10 \text{ kg s}^{-1}$ , il che ci si aspetta produca come effetto una limitata capacità di regolazione. Per verificare questo risultato si confrontano le risposte dinamiche del sistema all'attivazione di VPC-101 sia nel caso in cui il *setpoint* di FC-101 è  $30 \text{ kg s}^{-1}$  sia nel caso in cui questo vale  $20 \text{ kg s}^{-1}$ . I risultati sono confrontati in Figura 3.10.



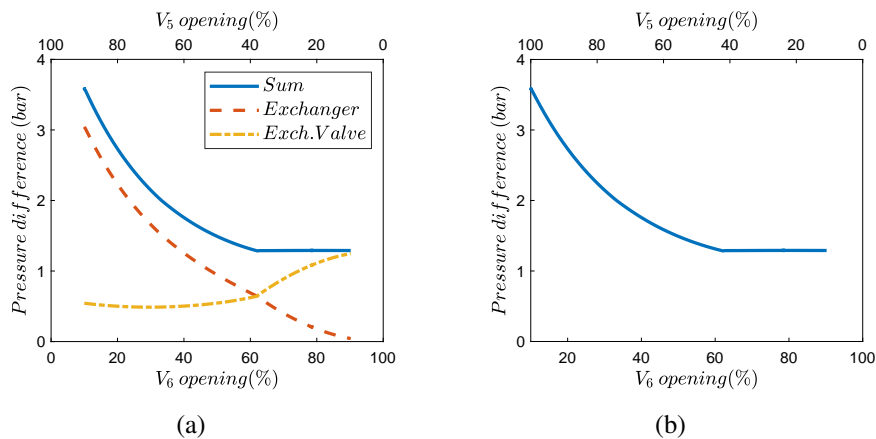
**Figura 3.10.** Risposta del sistema di controllo all'attivazione di VPC-101 (Fig. 3.3) quando la portata di acqua ricircolata è pari a : (a)  $30 \text{ kg s}^{-1}$  (b)  $20 \text{ kg s}^{-1}$ .

I risultati ottenuti sono in linea con quanto atteso. Le condizioni nominali della linea del recuperatore sono identiche tra le due simulazioni; ciò che invece cambia è la portata di acqua bypassata, inferiore di  $10 \text{ kg s}^{-1}$  in condizioni nominali. L'aumento massimo della portata di anilina si riduce al 10 %, dimezzandosi.

### 3.3.2.2 Andamento della pressione nel riciclo d'acqua

Un risultato interessante osservato in tutte le simulazioni dinamiche ottenute precedentemente è l'andamento della prevalenza della pompa al variare dell'output del regolatore di temperatura TC-102, mostrato in Figura 3.11.





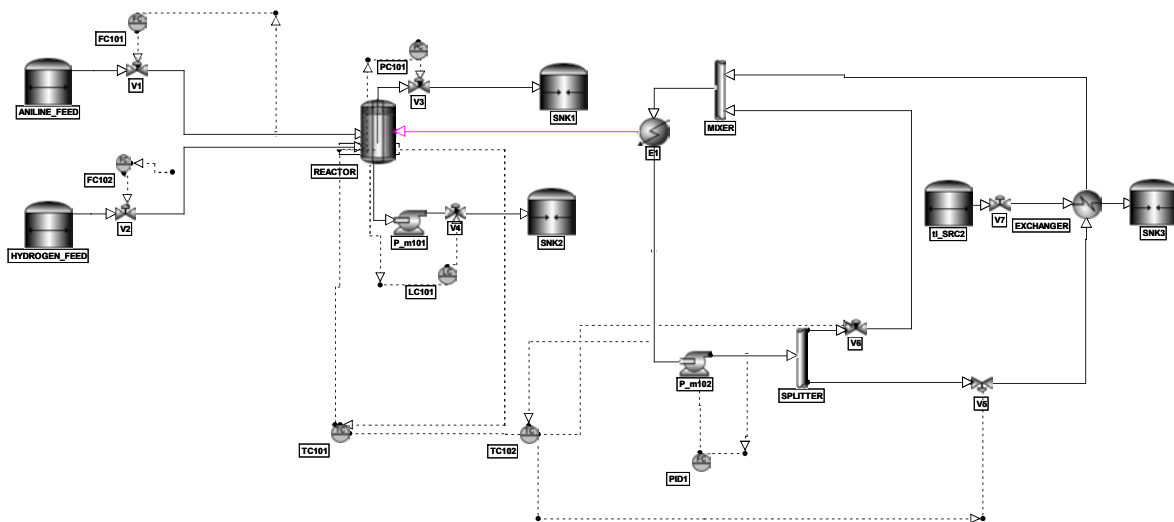
**Figura 3.11.** Andamento della differenza di pressione tra i due rami del circuito di raffreddamento di Figura 3.3. (a) Ramo scambiatore; (b) ramo bypass. La portata alimentata alla camicia è pari a  $30 \text{ kg s}^{-1}$

Quello che si può osservare è che innanzitutto le perdite di carico presenti nel ramo di *bypass* sono identiche a quelle lato recuperatore: questo è necessario in quanto l'acqua non si distribuirebbe tra le due tubature, ma fluirebbe solo in quella che presenta perdite di carico inferiori. In secondo luogo si osserva come la prevalenza fornita dalla pompa è costante fintantoché le perdite di carico legate allo scambiatore sono inferiori a quelle della valvola  $V_6$ , mentre aumentano quando l'uscita del regolatore TC-102 è inferiore 60% circa. È possibile ricondurre questo comportamento alla presenza dello scambiatore. Si immagina infatti che lo scambiatore non sia presente. Restano quindi due valvole,  $V_5$  e  $V_6$ , con lo stesso coefficiente di efflusso ma con azione opposta, in parallelo, e con la posizione dei due steli complementare. Di conseguenza variando l'uscita del regolatore per costruzione del sistema l'area di passaggio complessivamente a disposizione del fluido sarebbe costante, e di conseguenza lo sarebbero le perdite di carico. Introducendo invece lo scambiatore la risposta cambia. Se a basse portate le perdite di carico nello scambiatore sono ridotte, e di conseguenza le perdite di carico complessive restano costanti, all'aumentare della portata all'interno dello scambiatore (e quindi all'apertura di  $V_5$ ) le perdite di carico complessive aumentano.

### 3.3.3 Confronto tra i modelli dinamici di Aspen Plus Dynamics e DynSim

Come ultima analisi del sistema di raffreddamento creato si è prodotto lo stesso schema all'interno di DynSim. Differentemente da quanto fatto in §2.1.7 e §2.2.9, in questo caso, vista la complessità della simulazione, è stato necessario prima produrre una simulazione stazionaria in PRO/II, l'equivalente stazionario di DynSim. Si osservi che PRO/II non implementa le correnti di calore, per cui a stato stazionario il reattore ed il sistema di raffreddamento sono distaccati e non interagiscono. La simulazione stazionaria permette in primo luogo di definire in dettaglio la geometria dello scambiatore come riportata in Tabella C.1, ed in secondo luogo consente la convergenza del riciclo di acqua della camicia di raffreddamento. L'esportazione del file in for-

mato dinamico richiede però delle modifiche rispetto a quanto fatto con Aspen Plus Dynamics. Come già detto, le correnti di calore non sono implementate nella simulazione stazionaria, e per quanto lo siano invece nella simulazione dinamica, hanno delle limitazioni: non è possibile connettere due serbatoi con una corrente di calore, definendone il valore in funzione della differenza di temperatura. È necessario quindi utilizzare uno scambiatore di calore al posto della camicia come visibile in Figura 3.12, in cui si riporta lo schema di processo completo inserito all'interno di DynSim.

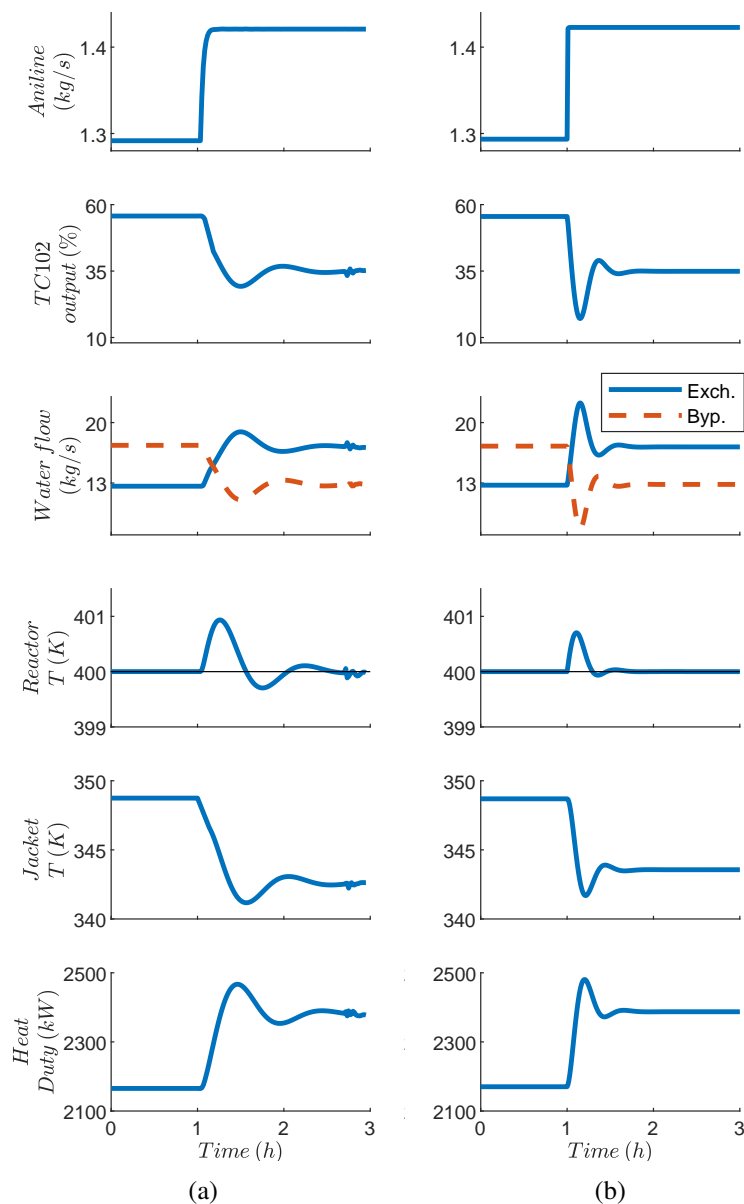


**Figura 3.12.** Schema di processo all'interno di DynSim del reattore di idrogenazione con schema di raffreddamento con recuperatore e bypass.

Per verificare eventuali differenze tra le risposte delle simulazioni, dopo aver sintonizzato i controllori e definito i coefficienti di efflusso delle valvole, si confronta la risposta dinamica ottenuta in condizioni di asservimento ad un aumento a gradino della produttività del 10 %.

La simulazione prodotta all'interno di DynSim si mostra relativamente instabile, e per ottenere il risultato mostrato in Figura 3.13(a) sono necessari alcuni accorgimenti, che vengono riportati. In primo luogo è necessario ridurre la velocità di calcolo. La simulazione in Aspen Plus Dynamics è ottenuta impostando la velocità del programma al 1000 % di quella reale, consentendo di ottenere la risposta del sistema in tempi relativamente brevi. In DynSim, invece, incrementare troppo la velocità rende instabile la simulazione, introducendo errori di convergenza che minano l'attendibilità dei risultati. Per ovviare a questo problema è necessario ridurre il tempo simulato al 150 % di quello reale, il che allunga di molto il tempo necessario ad ottenere i risultati. In secondo luogo è poi necessario ridurre anche il guadagno del regolatore TC-101, al fine di evitare una risposta eccessivamente oscillante.

Quello che si osserva confrontando le risposte dinamiche delle risposte in anello chiuso è che presentano delle evidenti differenze; in particolare la risposta in DynSim sembra più lenta di



**Figura 3.13.** Confronto tra le risposte dinamiche in seguito all'aumento a gradino del 10% della produttività del reattore con sistema di raffreddamento con recuperatore e bypass (Fig. 3.3): (a) DynSim (b) Aspen Plus Dynamics.

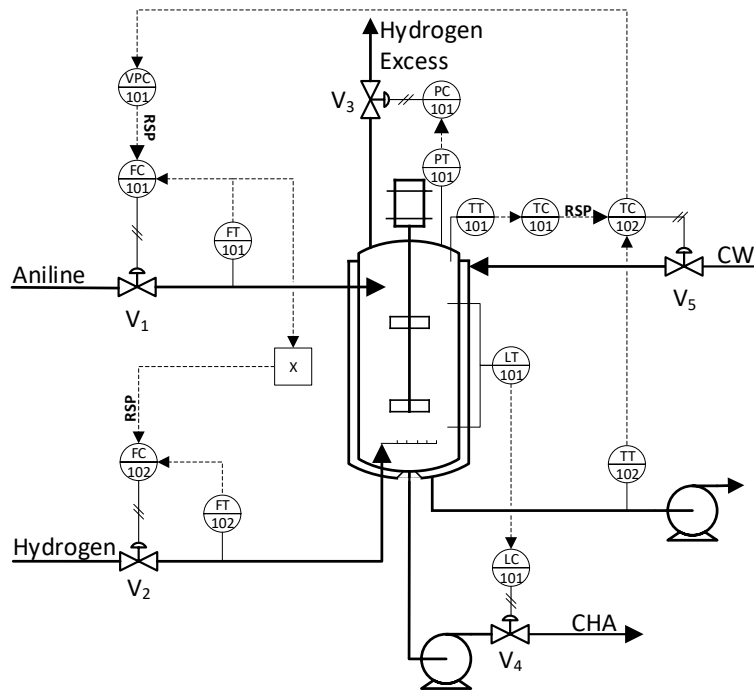
**Tabella 3.8.** Sintonizzazione del regolatore di temperatura primario all'interno della simulazione in DynSim.

Controllore	$K_C$ ( $\frac{\%}{\%}$ )	$\tau_I$ (s)
TC-101	15	1200

quanto ottenuto in Aspen Plus Dynamics. Questo è in parte dovuto alla presenza dello scambiatore al posto del processo di flash, ma anche al fatto che si è dovuto ridurre il guadagno del regolatore TC-101. In generale le risposte risultano comunque confrontabili, ma è necessario evidenziare la complessità del set-up della simulazione dinamica e l'instabilità di calcolo in DynSim.

### 3.4 Sistema di raffreddamento *once-through*

La seconda configurazione di raffreddamento analizzata è la configurazione *once-through*. Questa configurazione, particolarmente semplice, prevede l'immissione diretta di acqua di raffreddamento in camicia. La regolazione della temperatura in questo caso avviene manipolando la portata di acqua di raffreddamento da immettere nel sistema. Lo schema di impianto completo è riportato in Figura 3.14.

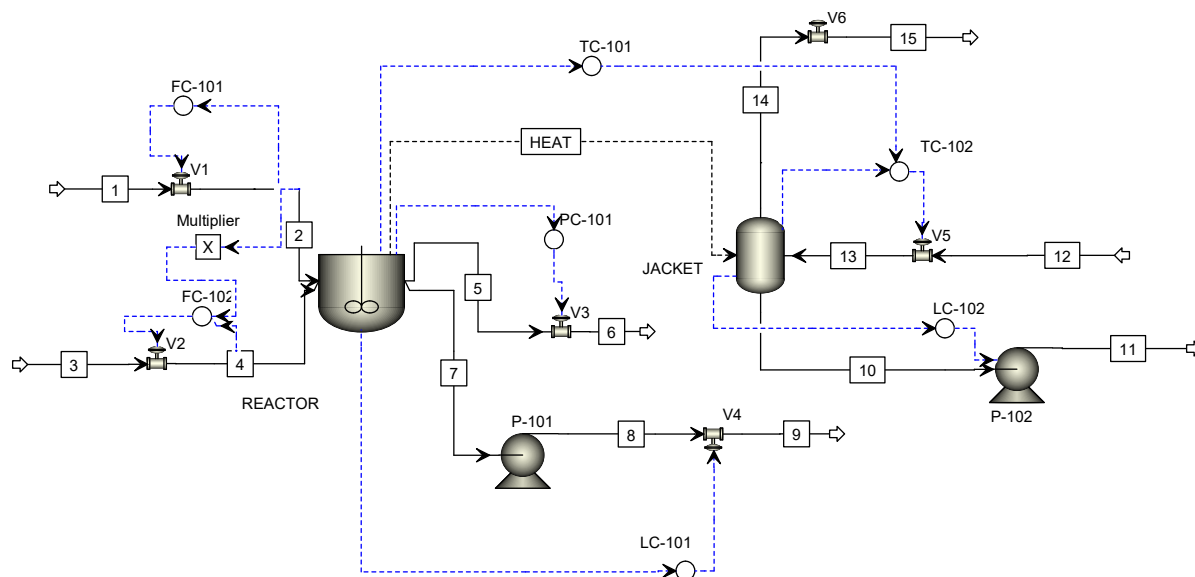


**Figura 3.14.** Schema reattore di idrogenazione raffreddato con acqua di torre alimentata direttamente alla camicia di raffreddamento.

Differentemente dalla configurazione con recuperatore con *bypass*, questa non è utilizzabile in caso di integrazione energetica in quanto la portata in ingresso alla camicia è manipolata direttamente. In secondo luogo la superficie di scambio a disposizione della camicia è fissata in quanto dipende dal volume del reattore, scelto a sua volta per garantire una conversione sufficiente. Per questo motivo, assumendo che il fluido di servizio sia disponibile alla temperatura ambiente (298 K), e che la temperatura della camicia debba rimanere fissata a 350 K per garantire che la potenza termica trasferita dal reattore alla camicia sia pari ai  $2170 \text{ kJ s}^{-1}$  nominali, la portata nominale di fluido di raffreddamento dovrà essere pari a  $10 \text{ kg s}^{-1}$ : un valore ridotto, pari ad  $1/3$  di quella alimentata alla camicia nel caso della configurazione con *bypass*. Per facilità di confronto, le principali scelte di progetto sono riassunte in Tabella 3.4 insieme a quelle delle altre configurazioni.

### 3.4.1 Configurazione dei simulatori di processo

La simulazione a stato stazionario introdotta segue lo stesso principio di funzionamento mostrato in §3.3.1, e le condizioni nominali del reattore sono le stesse. Lo schema di Aspen Plus è riportato insieme alla tabella delle correnti in Appendice D, Figura D.1 e Tabella D.1. Per quanto riguarda la simulazione dinamica, l'equazione di scambio termico per la camicia è la stessa, mentre ci sono delle differenze dal punto di vista del sistema di controllo. In Figura 3.15 è presente lo schema di processo così come strutturato in Aspen Plus Dynamics.



**Figura 3.15.** Schema di impianto all'interno di Aspen Plus Dynamics del reattore di idrogenazione con sistema di raffreddamento once-through.

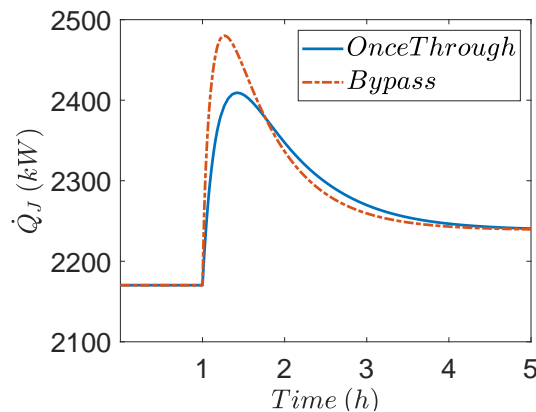
L'unica grande differenza risiede nella presenza di LC-102. Questo regolatore di livello serve a garantire che la camicia sia sempre completamente piena; infatti, diversamente dalla configurazione con *bypass*, questa ha il livello in camicia ora può variare al variare delle portate in ingresso ed uscita. Il regolatore TC-102 è sintonizzato sfruttando l'azione integrale e quella proporzionale proprio per mantenere il livello il più costante possibile. Si regola il numero di giri della pompa e non l'apertura di una valvola a valle di P-102 per allinearsi con quanto fatto in 3.3. Valvola  $V_5$  è dimensionata in modo che potesse raddoppiare la portata nominale di fluido di raffreddamento, il valore risultante di  $K_V$  è  $73 \text{ m}^3 \text{ h}^{-1} \text{ bar}^{-0.5}$ . TC-101 e TC-102 sono stati sintonizzati con metodo *ATV* e relazioni di Tyreus-Luyben, i cui guadagni sono stati ridotti manualmente al fine di avere una risposta in anello chiuso non troppo aggressiva. I risultati sono riportati in Tabella 3.9.

**Tabella 3.9.** Sintonizzazione regolatori schema di processo reattore di idrogenazione raffreddato in configurazione *once-through*.

<i>Controller</i>	<i>Span</i>	$K_C$ ( $\frac{\%}{\%}$ )	$\tau_I$ (s)	<i>Action</i>
LC-102	2.5 m	1	100	Diretta
TC-101	100 K	6	720	Inversa
TC-102	150 K	5	360	Inversa

### 3.4.2 Analisi della risposta dinamica

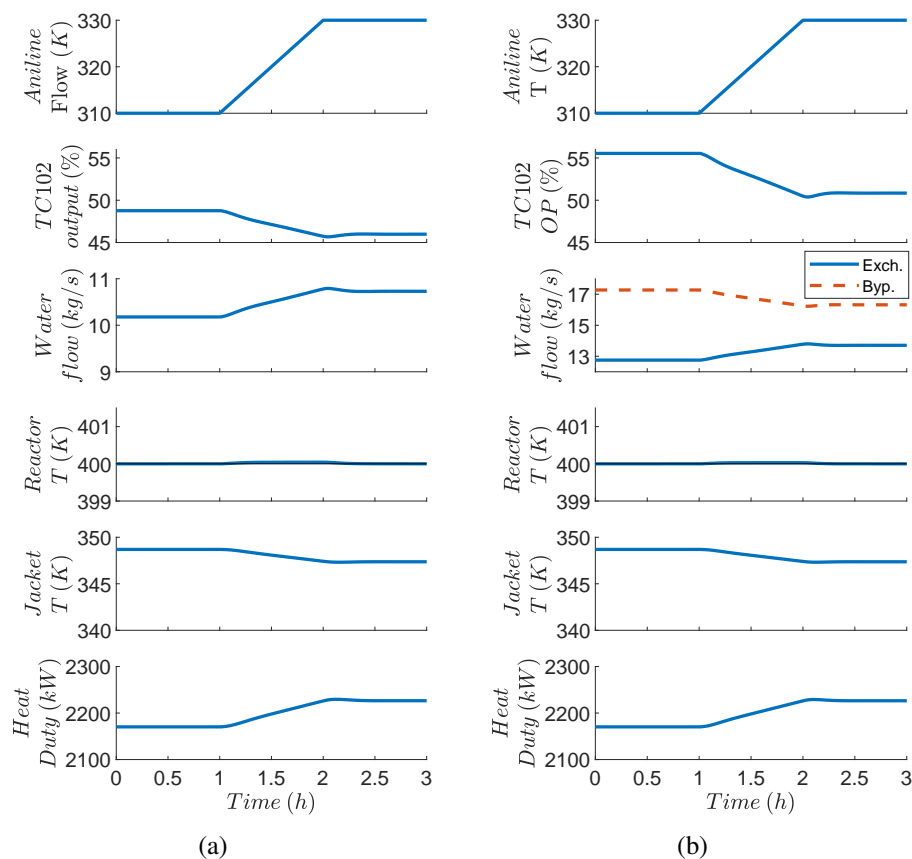
Al pari di quanto fatto nella sezione precedente si analizza quindi la risposta dinamica di questa configurazione, con l'obiettivo di confrontarla con quanto ottenuto per il *bypass*. La prima analisi dinamica fatta riguarda la dinamica del trasferimento di calore. A causa della limitata portata di fluido in alimentazione alla camicia (quasi un terzo di quello che invece circola nominalmente nel reattore raffreddato con *bypass*) si potrebbe ritenere che la dinamica della variazione del calore scambiato dal reattore sia diversa. Si è quindi variata da 10 a 16  $\text{kg s}^{-1}$  la portata di acqua di raffreddamento al reattore così che il calore scambiato dalla camicia passasse da 2170  $\text{kJ s}^{-1}$  a 2240  $\text{kJ s}^{-1}$ . La stessa variazione di  $\dot{Q}_J$  è ottenuta anche nel reattore con recuperatore con *bypass*. Il risultato è confrontato in Figura 3.16.



**Figura 3.16.** Andamento dinamico della portata di calore scambiato all'interno della camicia di raffreddamento per la configurazione con *bypass* e *once-through* quando la potenza termica scambiata in anello aperto viene fatta variare da 2170 a 2240  $\text{kJ s}^{-1}$  tramite l'azione delle valvole.

Si osserva come la configurazione *once-through*, a causa della ridotta portata alimentata alla camicia, ha una dinamica caratterizzata da una sovra-elongazione meno pronunciata e, seppur di poco, raggiunge lo stato stazionario in un tempo maggiore rispetto all'altra configurazione, il che significa che il carico termico durante il transitorio in seguito ad una variazione della posizione di valvola subirà una variazione più lenta nella configurazione *once-through*.

Si prende quindi in considerazione come primo disturbo la variazione da 310 K a 330 K della temperatura in ingresso dell'anilina durante il periodo di un'ora, per capire se e come que-



**Figura 3.17.** Risposta del sistema di controllo all'aumento della temperatura di ingresso dell'anilina nel sistema di raffreddamento: (a) *once-through* (Fig. 3.14);(b) recuperatore con *bypass* (Fig. 3.3).

sta differenza impatti sulla risposta in anello chiuso del sistema. Le risposte dinamiche sono confrontate in Figura 3.17.

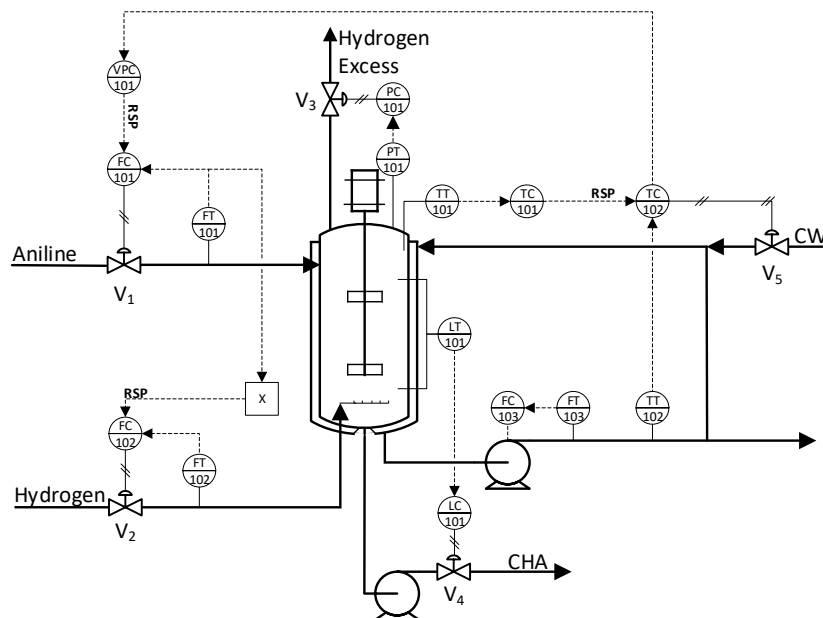
Quello che si osserva è che innanzitutto la configurazione con *once-through* è in grado di compensare il disturbo senza che si osservino variazioni sulla temperatura del reattore, ed in secondo luogo che la dinamica della risposta è molto simile a quella della configurazione con recuperatore con *bypass*. Quest'ultimo dato è interessante perché vuol dire che, nonostante la dinamica in anello aperto del sistema in *once-through* sia leggermente più lenta, è possibile compensare sintonizzando i regolatori TC-102 e TC-101 in maniera più aggressiva.

Si osservi però che, se dal punto di vista dinamico questa configurazione presenta una risposta ottima, permangono i problemi termici. Alimentare alla camicia acqua di raffreddamento da torre che viene scaldata fino a 350 K potrebbe portare a gravi problemi di precipitazione salina e sporcamento, problemi che invece la configurazione con *bypass* non presenta in quanto l'acqua di ricircolo, essendo una portata limitata, può essere trattata a dovere. In questa configurazione, poi, non sono disponibili parametri su cui agire per poter migliorare le condizioni operative, in quanto la superficie di scambio è definita a priori per la geometria del reattore. Oltre alle limitazioni geometriche di questa tipologia di schema di raffreddamento in letteratura (Seborg et al., 2003, pag. 236) vengono evidenziati problemi di non linearità intrinseci legati al suo

utilizzo. Al variare della portata di acqua alimentata alla camicia variano come conseguenza anche il tempo morto legato al sistema di controllo ed il coefficiente globale di scambio. Questo causa secondo gli autori oscillazioni nella risposta del sistema. Per questo motivo si modifica lo schema introducendo un riciclo dell'acqua di raffreddamento.

### 3.4.3 Introduzione del riciclo nella configurazione *once-through*

Nell'industria di processo, oltre alla configurazione *once-through* mostrata nella sezione precedente, ne esiste un'altra, molto utilizzata in ambito industriale, in cui si ricicla parte dell'acqua in uscita dalla camicia, così da poter ridurre il tempo medio di residenza nella camicia e di conseguenza la velocizzare la risposta dinamica. Lo schema di processo è presentato in Figura 3.18.

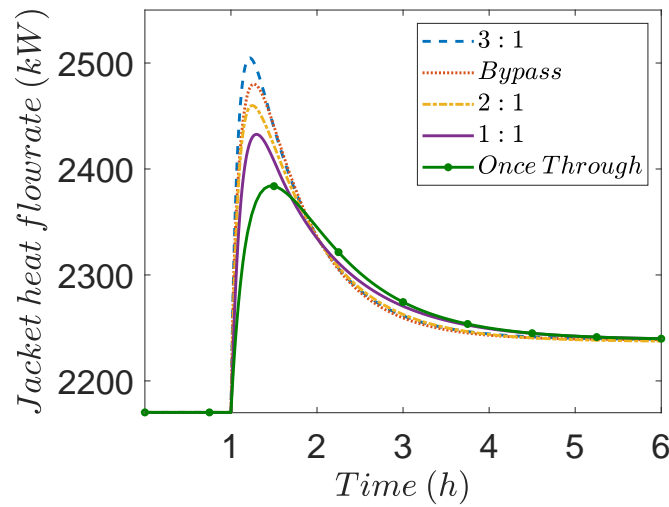


**Figura 3.18.** Schema di impianto del reattore con sistema di raffreddamento *once-through* e riciclo dell'acqua di raffreddamento.

Prevedere un parziale riciclo dell'acqua di raffreddamento garantisce che la portata d'acqua che circola nella camicia sia sempre la stessa, risolvendo i problemi di non linearità discussi nella sezione precedente. Questo schema introduce poi un nuovo grado di libertà nel dimensionamento del sistema, ovvero la portata di acqua riciclata. Si esegue quindi uno parametrico sugli effetti del riciclo d'acqua, variando il rapporto tra la portata di riciclo e quella estratta tra 1 e 3. Il risultato è mostrato in Figura 3.19.

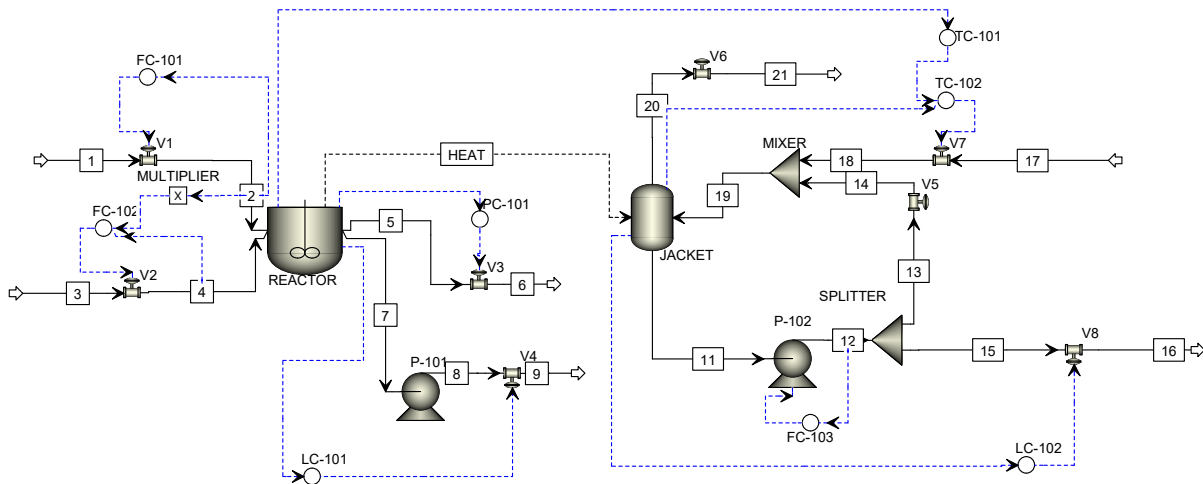
Come atteso, all'aumentare della portata riciclata si velocizza la dinamica della risposta in anello aperto dello scambio termico. Una portata di riciclo pari a tre volte quella in ingresso permette di ottenere una dinamica estremamente simile a quella della configurazione con recuperatore con *bypass*. Si sceglie quindi questo valore. Lo schema di processo creato su Aspen Plus è riportato insieme alla tabella delle correnti in Appendice D, Figura D.2 e Tabella D.2. Lo schema





**Figura 3.19.** Andamento dinamico del calore scambiato all'interno della camicia di raffreddamento per la configurazione con bypass e once-through al variare della portata di riciclo.

di processo dinamico è invece riportato in Figura 3.20. Si riporta in ultimo il riassunto delle caratteristiche più importanti della configurazione in Tabella 3.4.



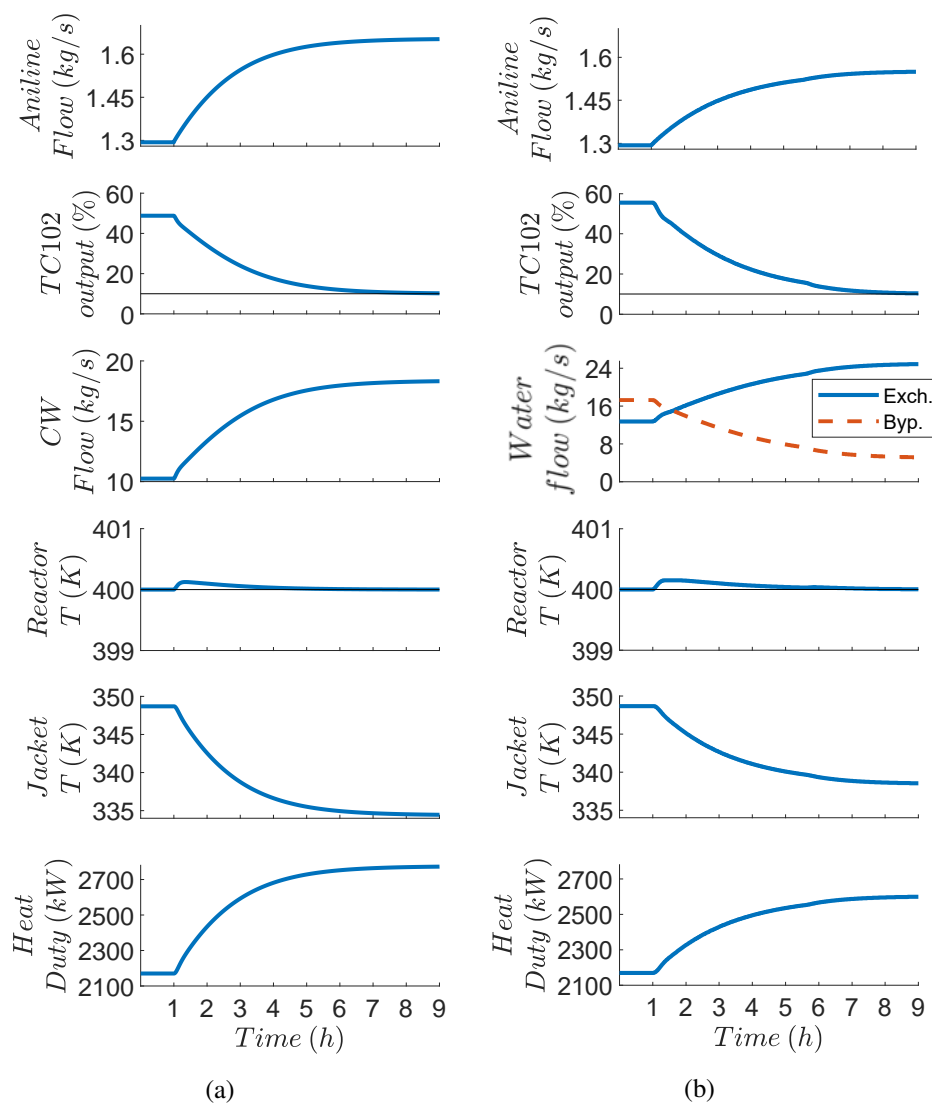
**Figura 3.20.** Schema di impianto all'interno di Aspen Plus Dynamics del reattore di idrogenazione con sistema di raffreddamento once-through e riciclo.

L'unica peculiarità di questo schema di impianto è la valvola  $V_5$ , necessaria a fornire delle perdite di carico localizzate per evitare accumuli di pressione, in quanto in nessuna delle correnti 13 14 e 15 sarebbero altrimenti presenti perdite di carico. La sintonizzazione del sistema di controllo è riportata in Tabella 3.10.

**Tabella 3.10.** Sintonizzazione regolatori schema reattore di idrogenazione raffreddato in configurazione once-through con riciclo.

Regolatore	Span	$K_C$ (%)	$\tau_I$ (s)	Azione
LC-102	2.5 m	4	300	Diretta
TC-101	100 K	12	480	Inversa
TC-102	150 K	13	360	Inversa
FC-103	$70 \text{ kg s}^{-1}$	1	2.4	Inversa
VPC-101	100 %	0.002	60	Diretta

Poiché già la configurazione senza riciclo è in grado di compensare il disturbo in ingresso sulla temperatura dell'anilina ottimamente, si propone solo il confronto tra le capacità di compensazione tra questo schema e quello con bypass in seguito all'attivazione di VPC-101, che vengono riportata in Figura 3.21.



**Figura 3.21.** Risposta del sistema di controllo all'aumento della portata di anilina nel reattore ottenuta tramite l'attivazione di VPC-101. Sistema di raffreddamento: (a) once-through con riciclo (Fig. 3.18) (b) recuperatore con bypass (Fig. 3.3).

Ciò che si osserva è che la configurazione *once-through* con riciclo è in grado di garantire una produttività maggiore della configurazione con *bypass*. In particolare, garantisce un aumento del 27.8 % contro il 20.0 % della configurazione con *bypass*. Anche la temperatura del reattore è mantenuta costantemente sotto controllo, mentre la temperatura della camicia cala fino a 335 K contro i 340 K della configurazione con *bypass*. Si noti però che, nonostante i buoni risultati garantiti da questa configurazione, i problemi legati allo sporcamento e alla precipitazione di sali non sono stati risolti, in quanto l'unico vantaggio legato alla presenza del riciclo risiede nella rapidità della risposta dinamica. Il vantaggio principale della configurazione *once-through* è quindi legata alla dinamica del sistema, mentre il grande svantaggio risiede nel fatto che, a differenza della configurazione con *bypass*, non è possibile agire sulla superficie di scambio per evitare fenomeni di sporcamento, in quanto le temperature nello schema sono definite a priori per le necessità del reattore.

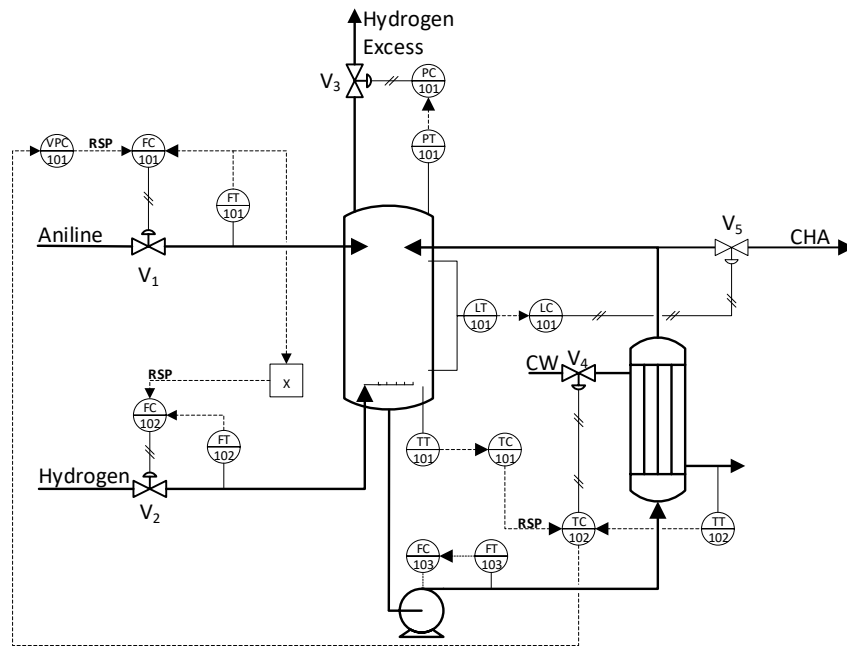
### 3.5 Sistema di raffreddamento diretto

Il secondo sistema di raffreddamento scelto come confronto prevede il raffreddamento diretto del contenuto del reattore. Si pompa quindi dal fondo del reattore una notevole portata di prodotto, che viene fatta circolare in uno scambiatore di calore, in cui circola acqua da torre di raffreddamento. Parte del prodotto è quindi estratta dal riciclo, mentre la restante parte è reimpressa nel reattore. L'immissione di prodotto freddo consente quindi la regolazione termica dell'apparecchiatura, senza la necessità di installare una camicia di scambio; di conseguenza all'interno dello schema di processo, riportato in Figura 3.22, non è presente né la camicia di scambio termico né un sistema di agitazione, non più necessario per via delle alte portate di ricircolo.

Sono necessari alcuni commenti sullo schema proposto. In primo luogo il controllo in cascata, necessario a rendere più favorevole per il controllo di temperatura del reattore, non può più sfruttare la temperatura della camicia. Per sopperire a questa mancanza il regolatore secondario di temperatura TC-102 è installato sulla corrente in uscita dallo scambiatore di calore. Non ci si aspetta che l'utilizzo della corrente in uscita dal raffreddatore velocizzi drasticamente la risposta dinamica del sistema, ma quantomeno consente di allinearsi con quanto fatto precedentemente. Allo stesso modo il regolatore di livello non può essere inserito direttamente al fondo del reattore quindi LC-101 è stato inserito sulla linea di uscita del prodotto liquido.

#### 3.5.1 Configurazione dei simulatori di processo

La simulazione stazionaria è riportata insieme allo schema di processo creato in Aspen Plus in Appendice E, Tabella E.2 e Figura E.1. Lo schema prodotto presenta una differenza sostanziale rispetto allo schema proposto in §3.22. È infatti necessario aggiungere un *flash* tra il reattore e lo scambiatore; questo perché il prodotto contiene una piccola frazione di idrogeno disciolto, che

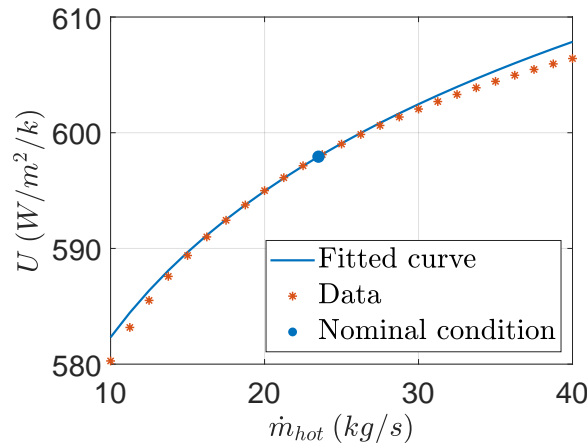


**Figura 3.22.** Schema di impianto del reattore con sistema di raffreddamento diretto.

non permette la convergenza dello scambiatore. Tramite la depressurizzazione della corrente in uscita si libera la ridottissima frazione di idrogeno presente e si garantisce al riciclo la possibilità di convergere. Nella simulazione dinamica questo problema non sussiste, e quindi il processo di *flash* è stato rimosso.

È necessaria poi una scelta di progettazione che influenza la risposta dinamica, ovvero le dimensioni dello scambiatore e la portata riciclata. Dal punto di vista della risposta dinamica, è necessario asportare dal reattore grandi portate di miscela di reazione per poter garantire un mescolamento efficace. Questo tipo di scelta è in accordo anche col fatto che rimuovere il calore necessario dal reattore usando una portata di prodotto ridotta implica raffreddare molto il prodotto, impattando notevolmente sull'economicità del processo. Si è scelto quindi di estrarre dal reattore nominalmente  $21.3 \text{ kg s}^{-1}$  di miscela, di cui  $20 \text{ kg s}^{-1}$  saranno reimmessi nel reattore; questo garantisce che la portata di prodotto raffreddato sia di gran lunga maggiore di quella di reagente alimentato. La portata d'acqua di raffreddamento dovrà essere a sua volta di grande entità per evitare i possibili problemi di sporcamento presentati nella sezione precedente. Il reattore dimensionato in dettaglio è quindi presente in Tabella E.1; il fluido di servizio passa da  $298 \text{ K}$  a  $322 \text{ K}$ , con una portata di  $23.5 \text{ kg s}^{-1}$ , mentre la superficie dell'apparecchiatura è pari a  $62 \text{ m}^2$ , meno della metà di quanto utilizzato nella configurazione con *bypass* e recuperatore. Si riportano anche in questo caso in Tabella 3.4 i principali parametri di progetto della configurazione per facilitarne il confronto con le altre. Questo risultato è ancora una volta il sintomo della necessità di trovare un compromesso tra progettazione e regolazione: una superficie relativamente ridotta e grandi portate alimentate allo scambiatore indicano la possibilità che questa apparecchiatura presenti scarse capacità di regolazione, per quanto visto in Capitolo

1. Una concausa di questo comportamento è da ricercarsi anche nel fitting della dipendenza del coefficiente globale di scambio dalle portate, mostrato in Figura 3.23 e Tabella 3.11, in cui si osserva come il coefficiente globale di scambio sia poco dipendente dalle portate di acqua di raffreddamento alimentate all'apparecchiatura.



**Figura 3.23.** Fitting del coefficiente globale di scambio termico al variare della portata di acqua di raffreddamento alimentata allo scambiatore di calore.

**Tabella 3.11.** Risultati del fitting del parametro  $n$  il recuperatore di calore con bypass del sistema di raffreddamento del reattore di idrogenazione.

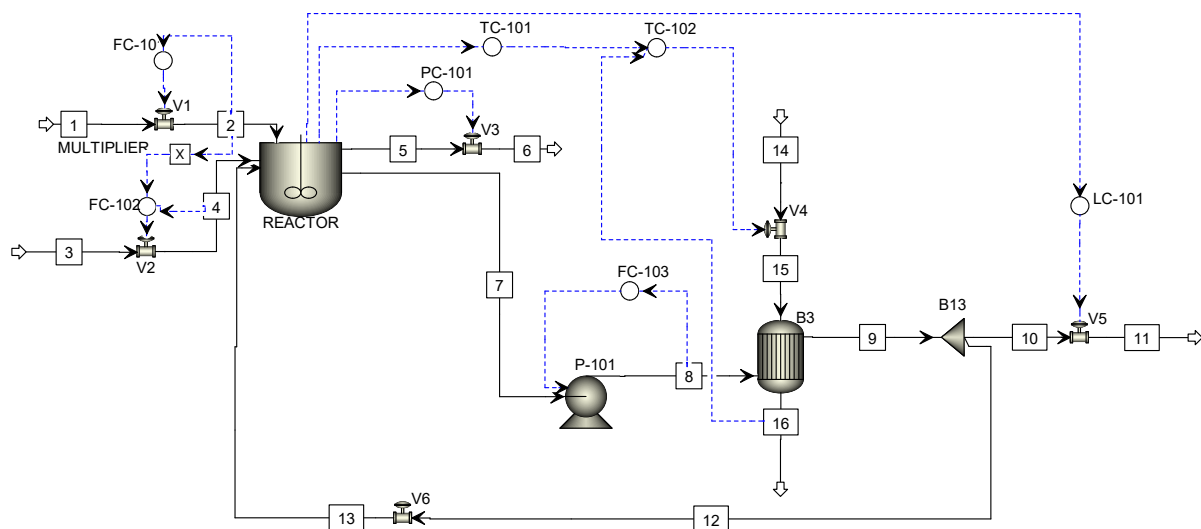
$\dot{m}_{ref}$ ( $kg\ s^{-1}$ )	$n$ (-)	$R^2$
27.5	0.0310	0.9886

Lo schema di processo esportato in Aspen Plus Dynamics è presentato in Figura 3.24. La valvola  $V_6$ , unica non presente nello schema di processo presentato in Figura 3.22, serve ad evitare accumuli di pressione e non è per questo dimensionata in dettaglio.  $V_5$  serve a permettere la regolazione del livello del reattore e  $V_4$  serve invece direttamente per la regolazione della temperatura, e garantisce la possibilità di raddoppiare la portata di fluido di servizio nominale.

**Tabella 3.12.** Coefficienti di efflusso ed azione delle valvole di regolazione

Valvola	$K_v \left( \frac{m^3}{h\ bar^{0.5}} \right)$	Azione
$V_5$	6.4	AC
$V_6$	191	AC

La sintonizzazione dei regolatori di temperatura è nuovamente eseguita utilizzando un metodo in anello chiuso, riducendo leggermente i guadagni proposti dal metodo Tyreus-Luyben per avere una risposta il più visivamente simile possibile a quanto ottenuto nelle due simulazioni precedenti. I risultati sono riportati in Tabella 3.13.



**Figura 3.24.** Schema di impianto all'interno di Aspen Plus Dynamics del reattore di idrogenazione con sistema di raffreddamento diretto.

**Tabella 3.13.** Sintonizzazione regolatori reattore di idrogenazione con idrogenazione con sistema di raffreddamento diretto.

Regolatore	Span	$K_C$ (%)	$\tau_I$ (s)	Azione
TC-101	252 K	15	600	Inversa
TC-102	100 K	10	300	Inversa
FC-103	$60 \text{ kg s}^{-1}$	1	2.4	Inversa
VPC-101	100 %	0.0005	70	Diretta

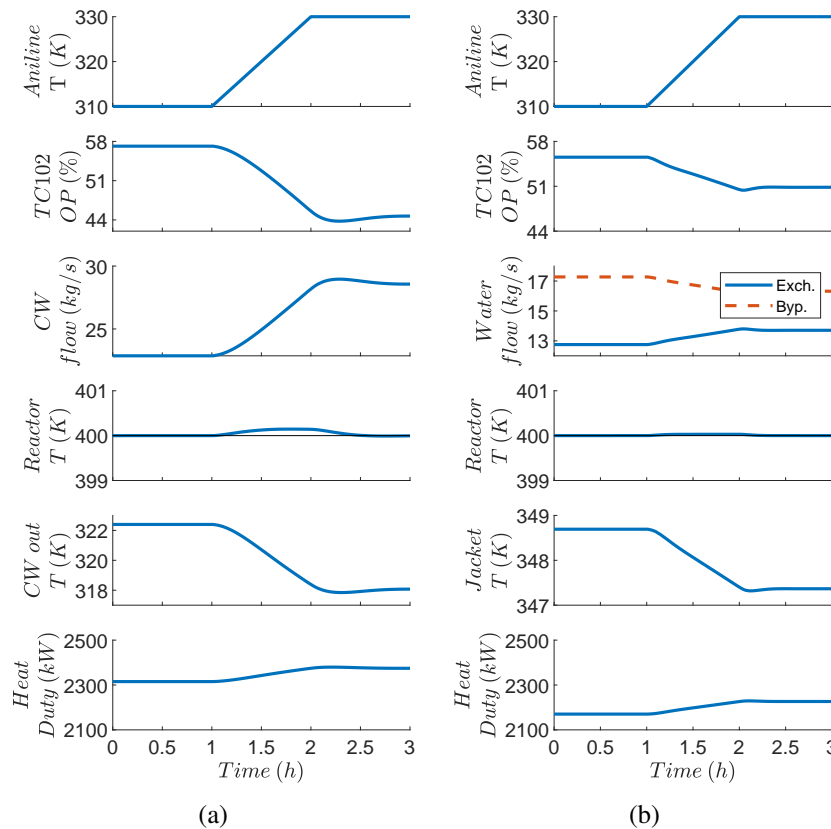
### 3.5.2 Analisi della risposta dinamica

Si presentano quindi la risposte dinamiche in anello chiuso del sistema, partendo da un disturbo che incrementa a rampa di 20 K la temperatura di ingresso dell'anilina durante il periodo di un'ora. La risposta dinamica è presentata in Figura 3.25 insieme a quella della configurazione con recuperatore con *bypass* per agevolare il confronto.

Sono necessarie alcune considerazioni sui risultati ottenuti. In primo luogo si osserva come il calore scambiato nominalmente nel sistema di raffreddamento diretto sia maggiore di quanto fatto per il *bypass*. Questo risultato non deve stupire, in quanto, per costruzione dello schema di impianto, si sta raffreddando anche il CHA in uscita come prodotto e non solo quello che verrà riciclato al reattore. Di conseguenza, il valore nominale di scambio termico aumenterà dai  $2170 \text{ kJ s}^{-1}$  a:

$$\dot{Q}_j^{nom} = 2170 \frac{21.3}{20} = 2310 \text{ kJ s}^{-1}. \quad (3.6)$$

In secondo luogo invece, l'incremento della portata di calore scambiato in seguito al disturbo è lo stesso, pari a  $56 \text{ kJ s}^{-1}$ , e coincide con il calore sensibile necessario per portare la portata



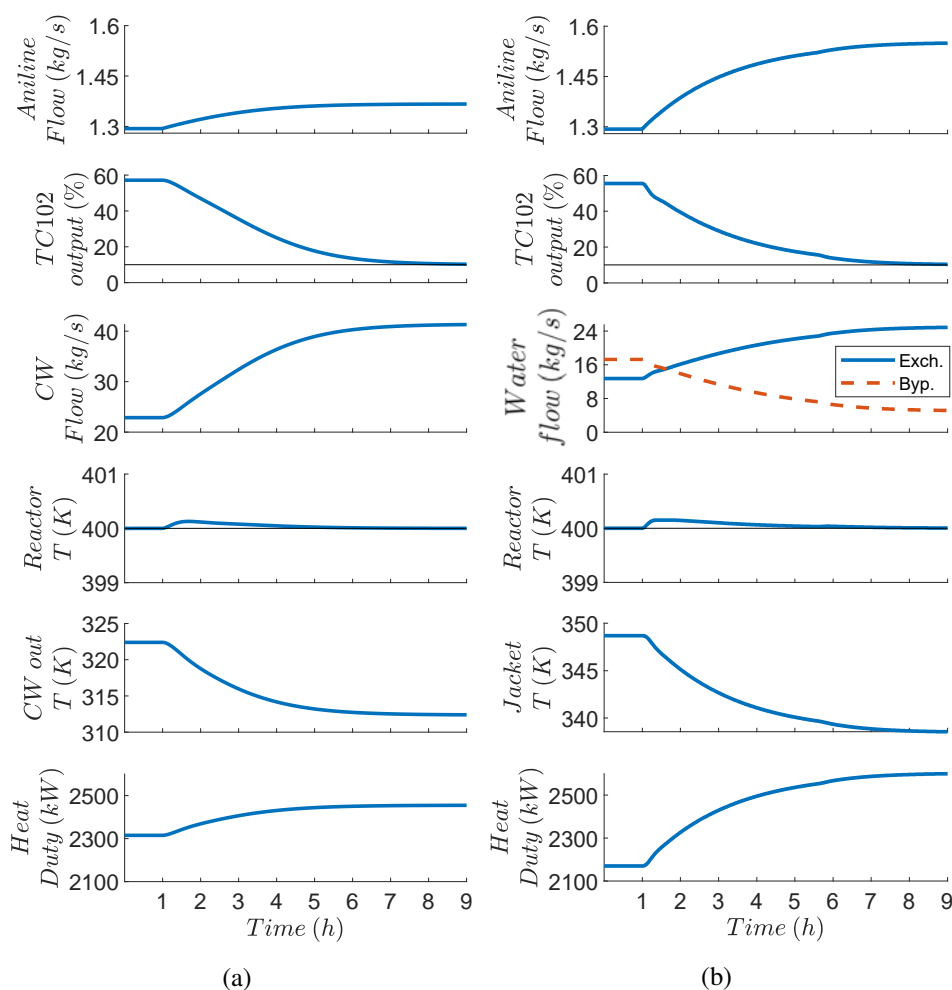
**Figura 3.25.** Risposta del sistema di controllo all'aumento della temperatura della portata di anilina alimentata al reattore. Sistema di raffreddamento: (a) diretto (3.22); (b) recuperatore con bypass (Fig. 3.3).

di anilina (pari a  $1.3 \text{ kg s}^{-1}$ , con  $c_p = 2.15 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ) dalla temperatura nominale di  $310 \text{ K}$  a  $330 \text{ K}$ :

$$\Delta \dot{Q}_R = (330 - 310) \times 1.3 \times 2.15 = 55.9 \text{ kJ.} \quad (3.7)$$

Dal punto di vista della risposta dinamica il raffreddamento diretto e quello con *bypass* e recuperatore sembrano essere molto simili, risultato atteso visto l'impatto limitato di questo disturbo. Le differenze sono invece evidenti nella capacità di incremento della produttività riscontrato all'attivazione di *VPC* – 101. La risposta dinamica è presentata in Figura 3.26.

Come si vede il sistema di raffreddamento diretto riesce a garantire un aumento della portata di anilina in ingresso del solo  $6\%$ . L'apertura di valvola  $V_5$  raggiunge infatti il massimo preposto, la portata di fluido di raffreddamento raddoppia, ma il calore scambiato aumenta di poco. Questo risultato non è da accreditarsi ad un possibile sottodimensionamento della valvola di regolazione. In primo luogo la valvola di regolazione è aperta nominalmente al  $50\%$  circa; ingrandirla ulteriormente significa sovradimensionarla e mantenerla poco aperta in condizioni di operazione nominale. Questo implica in impianto avere minor sensibilità sulla regolazione della temperatura per via dell'impatto della presenza di una zona morta nella valvola. In secondo luogo, sebbene si possa pensare di alimentare ancor più acqua allo scambiatore, il limite di questa configurazione rimarrebbe, in quanto relazionata al dimensionamento dello scambia-

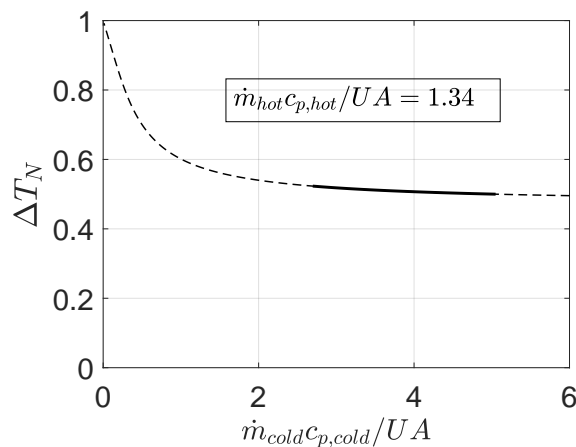


**Figura 3.26.** Risposta dinamica in anello chiuso all'attivazione di VPC-101 del reattore con sistema di raffreddamento (a) diretto (Fig. 3.22); (b) recuperatore con bypass (3.3).

tore. Per evitare i problemi di sporcamento legati ad un aumento eccessivo della temperatura dell'acqua presentati nella sezione precedente si è costretti ad alimentarne portate notevoli allo scambiatore. Lo stesso si deve fare con la CHA per velocizzare la risposta dinamica. Questo comporta che lo scambiatore lavora nella zona a minor guadagno presentata in Figura 1.7. Se si riproduce infatti il grafico della risposta adimensionale dello scambiatore relativo alle portate di interesse (Figura 3.27), si osserva come una variazione della portata di fluido di raffreddamento impatti molto poco sulla temperatura in uscita della CHA (basso guadagno), il che limita molto la regolazione del sistema. Per quanto il grafico ottenuto sia diverso da quello proposto in Figura 3.9 (poiché nella configurazione con *bypass* si varia la portata di fluido caldo in ingresso allo scambiatore) si osservi come in Figura 3.9 si stia sfruttando un alto guadagno dello scambiatore.

Questo risultato evidenzia indirettamente i vantaggi della configurazione con *bypass* e recuperatore. nella configurazione con raffreddatore, seppur sia possibile dimensionare lo scambiatore affinché abbia una maggior superficie e di conseguenza un guadagno maggiore, farlo comporta





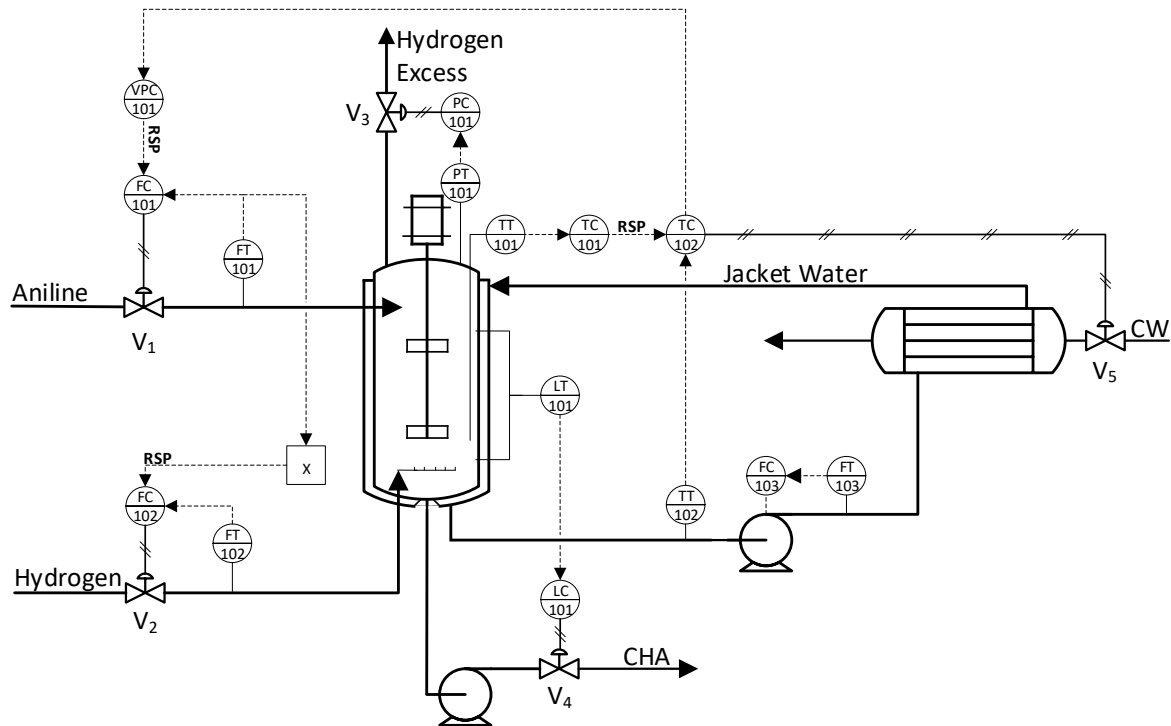
**Figura 3.27.** Andamento della temperatura adimensionale della corrente 9 nel raffreddatore con una variazione della portata di fluido di servizio tra 22 e 44 kg s<sup>-1</sup>, evidenziata in neretto.

il manifestarsi di altri problemi, come lo sporcamento a causa del conseguente aumento della temperatura di uscita del fluido di raffreddamento. Nella configurazione con *bypass* si può scegliere invece la frazione di *bypass* nominale (e quindi la dimensione dello scambiatore e di conseguenza le capacità di regolazione del sistema) liberamente, senza vincoli esterni legati alla gestione dell'apparecchiatura, grazie al fatto che l'acqua della camicia è in ciclo chiuso e può quindi essere trattata per evitare i fenomeni di sporcamento. È anche vero che, pur essendo carente dal punto di vista delle capacità di compensazione, la configurazione con raffreddatore configurazione è più utilizzata in ambito industriale quando c'è rischio di formazione di punti caldi (*hot spot*) nel *bulk* del reattore, in quanto l'introduzione del ricircolo permette un miglior mescolamento, e di conseguenza e quindi riduce il rischio della presenza di zone morte .

### 3.6 Sistema di raffreddamento con camicia e raffreddatore

La terza ed ultima configurazione di confronto prevede un sistema di raffreddamento che faccia uso del reattore con la camicia di raffreddamento in cui è presente acqua in circuito chiuso come nel caso della configurazione con recuperatore con *bypass*; la differenza sostanziale risiede nel fatto che la portata variabile sarà in questo caso invece quella del fluido di servizio alimentato al raffreddatore. Lo schema di processo comprensivo di sistema di controllo è riportato in Figura 3.28.

Lo scopo di questa configurazione è quella di avvantaggiarsi da un lato di una portata di acqua in costante ricircolo che evita problemi di sporcamento della camicia come nel *bypass*, e dall'altro lato di poter variare la portata di fluido di servizio, che semplifica la regolazione del sistema, il tutto facendo uso di due pompe invece che una come nella configurazione *once-through*. La portata ricircolata in camicia è pari a 30 kg s<sup>-1</sup>, al fine di garantire una dinamica della risposta



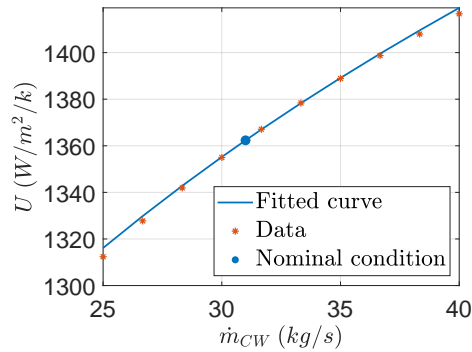
**Figura 3.28.** Schema di impianto reattore con sistema di raffreddamento con camicia e raffreddatore comprensivo di sistema controllo.

comparabile a quella della configurazione con *bypass*. L'acqua entra nella camicia a 334 K ed esce a 350 K come nel caso del *bypass* per garantire che vengano asportati i  $2170 \text{ kJ s}^{-1}$ . Il fluido di servizio è acqua proveniente da torre di raffreddamento ed è disponibile a 298 K, nominalmente vengono alimentati allo scambiatore  $31 \text{ kg s}^{-1}$ , al fine di garantire una temperatura di uscita pari a 315 K, compatibile con le torri di raffreddamento e che minimizza i fenomeni di sporcamento. I principali dati e parametri di progetto dello schema sono anche in quest'ultima configurazione riportati in tabella 3.4 per facilitarne il confronto con le altre.

### 3.6.1 Configurazione dei simulatori di processo

In Appendice F, Figura F.1 e Tabella F.2, è riportato lo schema di processo di Aspen Plus insieme alla tabella delle correnti. L'impostazione del simulatore di processo Aspen Plus non richiede particolari accorgimenti, se non la presenza della corrente 16 necessaria a permettere la convergenza del riciclo chiuso dell'acqua di raffreddamento. È necessario poi dimensionare in dettaglio il raffreddatore di calore e le valvole. Per quanto riguarda il raffreddatore, si è utilizzato lo strumento integrato in Aspen Plus, i cui risultati sono proposti in Tabella F.1. Lo scambio termico ottenuto è particolarmente efficiente, tanto che  $U$  supera i  $1000 \text{ kJ kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$ , risultato plausibile in quanto le correnti alimentate sia lato tubi che lato mantello sono notevoli e composte da acqua, per cui lo scambio termico è facilitato. Già ora, considerando le alte portate in gioco e la ridotta superficie di scambio dell'apparecchiatura ( $46 \text{ m}^2$ ), è possibile im-

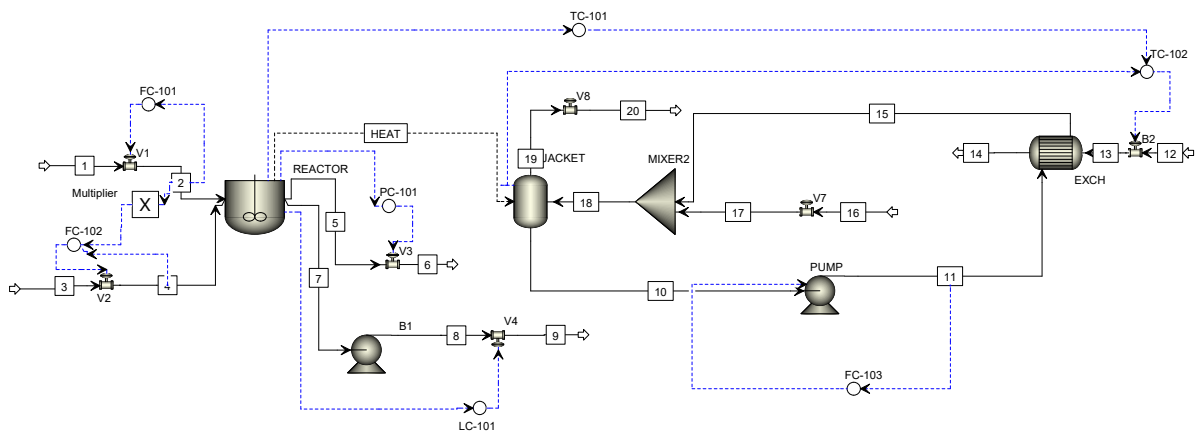
maginare una risposta simile a quella ottenuta nella sezione precedente. In questo caso, però, il fitting della dipendenza di  $U$  dalle portate (presenti in Figura 3.29 e Tabella 3.14) mostra come l'esponente  $n$  assuma buoni valori.



**Figura 3.29.** Fitting del coefficiente globale di scambio termico al variare della portata di acqua di raffreddamento alimentata allo scambiatore di calore.

**Tabella 3.14.** Risultati del fitting del parametro  $n$  il recuperatore di calore con bypass del sistema di raffreddamento del reattore di idrogenazione.

$\dot{m}_{ref}$ (kg s <sup>-1</sup> )	$n$ (-)	$R^2$
31	0.16040	0.9974



**Figura 3.30.** Schema di processo in Aspen Plus Dynamics del reattore raffreddato con camicia e raffreddatore.

Nello schema di processo presente all'interno di Aspen Plus Dynamics (riportato in Figura 3.30) le valvole  $V_7$  e  $V_8$  sono chiuse per garantire che il comportamento della camicia sia quello previsto e che non sia necessario immettere acqua di *make-up*; per questo motivo non è necessario dimensionarle. Valvola  $V_5$  è invece necessaria per la regolazione della temperatura e

**Tabella 3.15.** Coefficienti di efflusso ed azione delle valvole di regolazione

Valvola	$K_v \left( \frac{m^3}{h \text{ bar}^{0.5}} \right)$	Azione
V <sub>5</sub>	130	AC

deve anche in questo caso garantire la possibilità di raddoppiare la portata di acqua alimentata nominalmente, il risultato del dimensionamento è riportato in Tabella 3.15.

Il sistema di controllo non presenta peculiarità ed è sintonizzato sempre utilizzando sia per TC-101 che per TC-102 il metodo ATV con relazioni di Tyreus-Luyben. Il risultato della sintonizzazione è presente in Tabella 3.16.

**Tabella 3.16.** Sintonizzazione controllori schema reattore di idrogenazione raffreddato in configurazione reattore-raffreddatore.

Controllore	Span	$K_C \left( \frac{\%}{\%} \right)$	$\tau_I$ (s)	Azione
TC-101	150 K	9	900	Inversa
TC-102	100 K	13	600	Inversa
VPC-101	100 %	0.0008	70	Diretta

### 3.6.2 Analisi della risposta dinamica

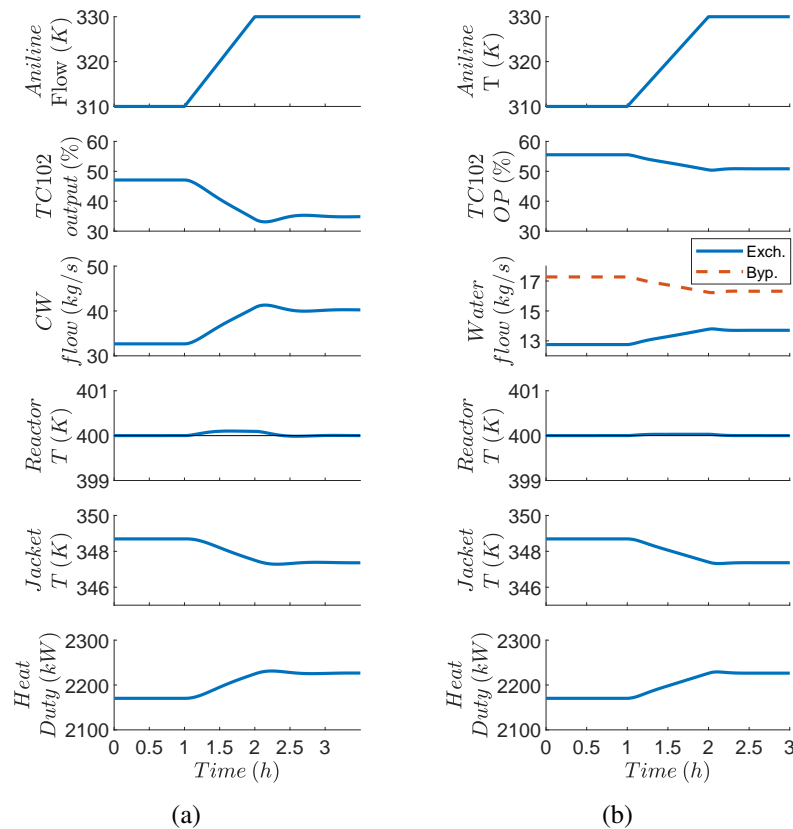
Il primo disturbo immesso nel sistema è come di consueto una variazione della temperatura in ingresso dell'anilina da 310 K a 330 K. La risposta dinamica del sistema è riportata a fianco di quella del sistema con *bypass* in Figura 3.31.

Il risultato del test mostra come il sistema di raffreddamento riesca a compensare il disturbo, mantenendo il reattore costantemente alla temperatura di *setpoint*. Per farlo però in Figura 3.31(b) si osserva come sia necessario aumentare la portata di fluido di raffreddamento del 50 %, nonostante il disturbo non sia particolarmente intenso come mostrato nelle Sezioni precedenti. Questo risultato è quindi sintomo del fatto che la CV non ha particolare effetto sulla MV.

Il secondo test fatto riguarda la risposta in asservimento del sistema all'attivazione di VPC-101, che viene riportato in Figura 3.32.

Come atteso, anche lo schema di raffreddamento con camicia e raffreddatore è caratterizzato da limitate capacità di compensazione. Il risultato è molto simile a quanto ottenuto in §3.5.2. Il raffreddatore, dimensionato nuovamente per garantire una risposta dinamica veloce e per evitare fenomeni di *scaling*, presenta come conseguenza scarse capacità di compensazione.

Se si produce infatti nuovamente il grafico della risposta stazionaria adimensionale del raffreddatore (Figura 3.33), si osserva come si stia operando nella zona con guadagno basso, il che impatta negativamente le possibilità di regolazione del sistema. Nonostante quindi l'elevata dipendenza evidenziata in Tabella 3.14 del coefficiente globale di scambio dalla portata in alimentazione di fluido di servizio, il sistema di raffreddamento non è comunque in grado di fornire prestazioni comparabili a quanto ottenuto nel caso del *bypass*, tanto che l'aumento mas-



**Figura 3.31.** Risposta del sistema di controllo all'aumento della temperatura della portata di anilina alimentata al reattore. Sistema di raffreddamento: (a) camicia e raffreddatore (Fig 3.28);(b) recuperatore con bypass (Fig. 3.3).

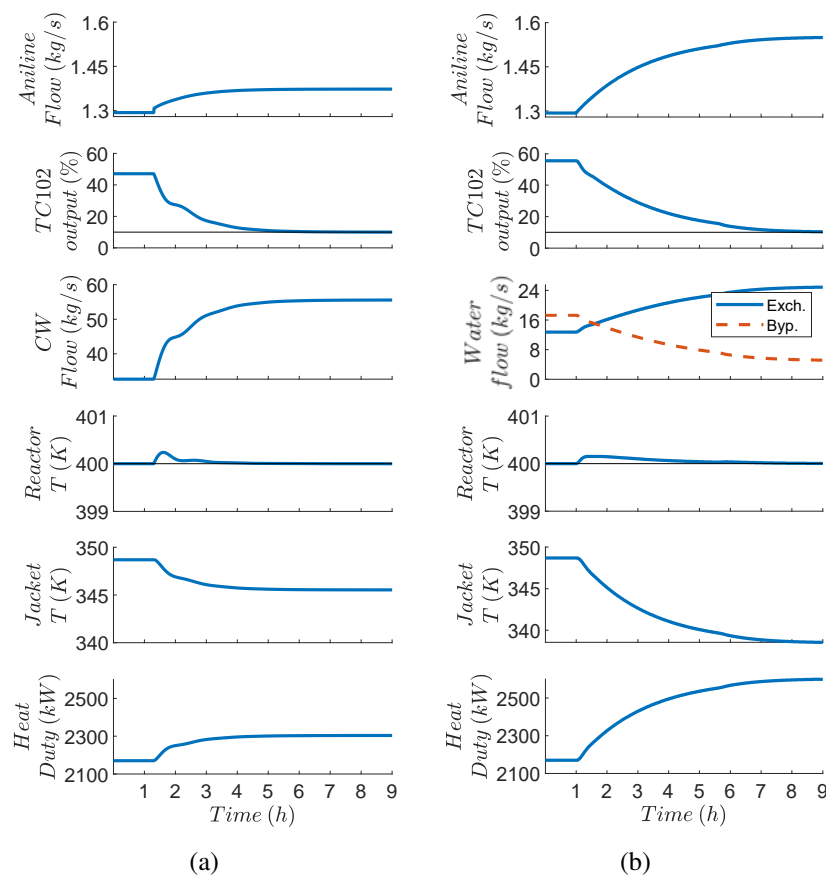
simo di produttività si attesta al 6.2 %, ben distante dal 20 % della configurazione con *bypass*. Si osservi che se anche il risultato fosse stato migliore, e agire sul coefficiente globale di scambio avesse portato benefici, sarebbe comunque una pratica rischiosa, in quanto  $U$  è soggetto ad un naturale deterioramento durante l'operazione, con la conseguenza che nel momento del bisogno il sistema potrebbe non essere in grado di fornire le stesse *performance* in termini di regolazione di quando è stato installato.

### 3.7 Confronto delle configurazioni

Oltre che all'analisi delle prestazioni in anello chiuso delle configurazioni analizzate ed alle loro dinamiche, si presenta un confronto economico degli investimenti necessari per ciascun sistema di raffreddamento. L'investimento annualizzato è ottenuto tramite la relazione:

$$AC = \frac{C_{BM}}{3} + \dot{C}_{CW} + \dot{C}_E, \quad (3.8)$$

in cui si tiene conto sia dell'investimento di capitale (tramite il valore  $C_{BM}$ ) che dei costi operativi delle configurazioni, ottenuti come somma del costo dell'acqua di raffreddamento ( $\dot{C}_{CW}$ ) e dell'elettricità ( $\dot{C}_E$ ). Per quanto riguarda il costo di pompe, reattore e scambiatore di calore (dove presente) è ottenuto tramite Turton et al. (2018, pag. 1283), e le relazioni ed i parametri

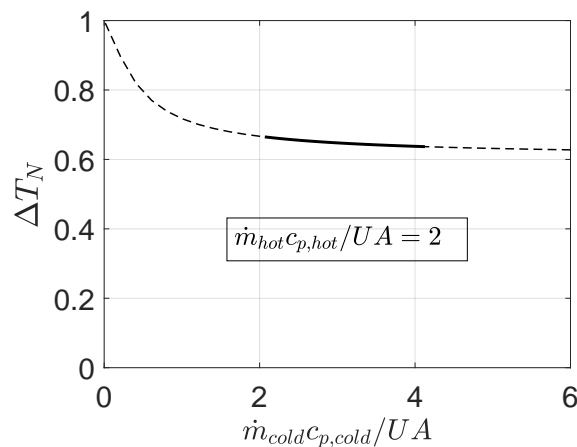


**Figura 3.32.** Risposta del sistema di controllo all'aumento della temperatura della portata di anilina alimentata al reattore. Sistema di raffreddamento: (a) con raffreddatore (Fig.3.28); (b) con recuperatore con bypass (Fig. 3.3).

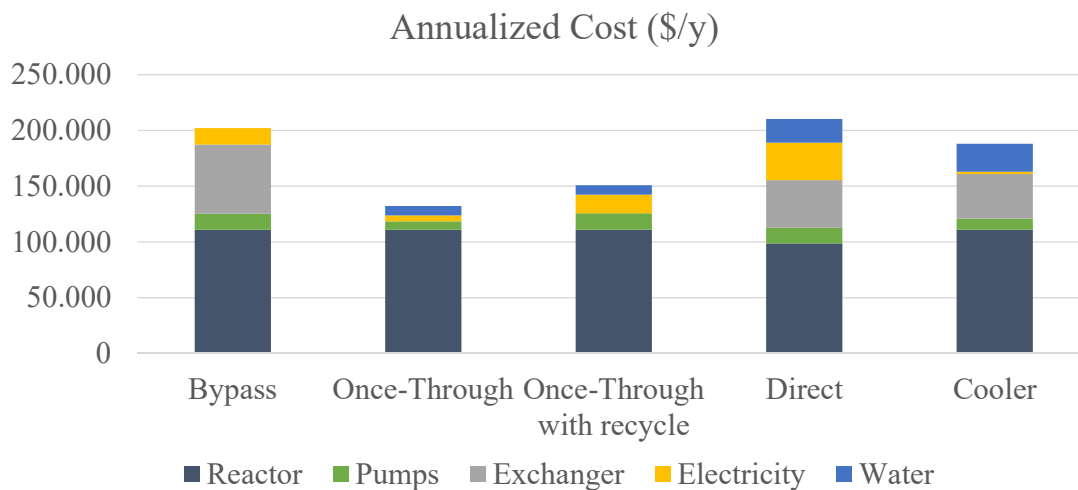
necessari alla stima del costo delle apparecchiature sono riportate in Appendice G. Non è necessario integrare nella stima economica il costo di valvole e regolatori, in quanto ne tengono già conto le relazioni utilizzate. Per quanto riguarda acqua e corrente elettrica, anche in questo caso i costi derivano dal Turton, che propone rispettivamente i valori di  $0.01571 \text{ \$/m}^3$  e  $0.0674 \text{ \$/kWh}$ . Il confronto dei valori ottenuti per ciascuna configurazione è riportato in Figura 3.34 e Tabella 3.17.

**Tabella 3.17.** Riassunto dei valori stimati delle singole apparecchiature utilizzate nelle varie configurazioni.

Cost	<i>Once-Through</i>				
	<i>Bypass</i>	<i>Once-Through</i>	<i>with recycle</i>	<i>Direct</i>	<i>Cooler</i>
Reactor (k\$)	332.7	332.7	332.7	295.7	332.7
Pumps (k\$)	43	22.8	44	43	29
Exchanger (k\$)	186	0	0	129	121
$C_{BM}$ (k\$)	561.7	355.7	361.7	467.7	482.7
$\dot{C}_{CW}$ (k\$yr <sup>-1</sup> )	0	8.4	8.4	21	25
$\dot{C}_E$ (k\$yr <sup>-1</sup> )	15	5.3	17	33	1.8
AC (k\$yr <sup>-1</sup> )	202.2	132.3	151.0	209.9	187.7



**Figura 3.33.** Andamento della temperatura adimensionale nel raffreddatore con una variazione della portata di fluido di servizio tra 31 e 62 kg s<sup>-1</sup>, evidenziata in neretto.



**Figura 3.34.** Stima dell'investimento annualizzato per ciascuno dei cinque schemi di processo esaminati.

Il primo risultato evidente è il ridotto investimento necessario alla gestione del reattore con sistema di raffreddamento *once-through*. È il più economico in quanto non prevede la presenza di un ricircolo né di uno scambiatore di calore, e di conseguenza l'investimento annualizzato è il minimo tra le configurazioni in analisi. Per lo stesso motivo la configurazione *once-through* con riciclo è poco più dispendiosa, in quanto la pompa di ricircolo è lievemente più grande e consuma di conseguenza più energia elettrica, ma l'investimento maggiore è conveniente per via della risposta dinamica più veloce e della rimozione delle oscillazioni non-lineari dovute alla variazione del tempo morto del sistema (Seborg et al., 2003, pag. 236). Questo risultato implica che l'introduzione di una ulteriore apparecchiatura non riesce ad essere compensata dall'assenza dei costi riguardanti l'acqua di raffreddamento (*bypass*) o dal ridotto consumo energetico dovuto ad una pompa di ricircolo che deve fornire alte portate piuttosto che alte

prevalenze (*cooler*). Questa lettura, per quanto corretta, presenta però delle limitazioni. In primo luogo il costo dell'acqua di raffreddamento, assunto pari a  $0.01571 \text{ \$/m}^3$ , come proposto in Turton et al. (2018), prevede che l'acqua ritorni alle torri di raffreddamento a  $45 \text{ }^\circ\text{C}$ , mentre sia nella configurazione di *once-through* semplice, che in quella con riciclo, la temperatura di uscita è pari a  $70 \text{ }^\circ\text{C}$ . Questa differenza in un impianto reale avrebbe due conseguenze. In primo luogo il costo del fluido di servizio sarebbe maggiore poiché si necessiterebbe di un ben più alto reintegro di acqua; in secondo luogo gli effetti dello sporco prevederebbero frequenti soste dell'impianto e costi di gestione maggiorati. Nessuno di questi due fenomeni viene preso in considerazione, il che rende sicuramente la differenza di costo annuale tra le configurazioni con e senza scambiatore sovrastimata.

Le configurazioni a raffreddamento diretto e con raffreddatore, invece, presentano un investimento annuale maggiore a causa della presenza dello scambiatore di calore, con il vantaggio di poter intervenire sul sistema tramite un parametro addizionale, ovvero la superficie dello scambiatore, ma con limitate capacità di regolazione.

Integrando quindi nel confronto anche capacità di controllo delle configurazioni, nel caso in cui l'obiettivo principale risulti legato esclusivamente alla compensazioni di disturbi in ingresso sulla temperatura dell'anilina, queste configurazioni possono essere sicuramente adottate, in quanto ogni configurazione proposta risulta in grado di compensare quel genere di disturbo, e presente vantaggi specifici, come il ridotto rischio di *hot-spot*, mentre se l'obiettivo del controllo integra anche necessità di incremento della produttività, queste due sembrerebbero essere le configurazioni meno indicate.

Per quanto riguarda la configurazione con *bypass*, invece, risulta quella più dispendiosa, ma come detto il risparmio reale è sicuramente inferiore ai  $70 \text{ k}\text{\$/yr}^{-1}$  ottenuti e presenta alcuni interessanti vantaggi: garantisce un aumento del 20% della produttività; è l'unica tra quelle proposte che consente l'integrazione energetica; presenta la possibilità di dimensionare la superficie dello scambiatore in funzione delle capacità di compensazione richieste, senza che questo parametro impatti le condizioni operative nominali; consente di evitare fenomeni di sporco e precipitazione di sali grazie alla presenza del riciclo con acqua trattata; la presenza del *bypass* consente in ultimo come mostrato in §2.2.8 di rendere la risposta dinamica praticamente indipendente dalle dimensioni dello scambiatore disaccoppiando di fatto le necessità di una risposta dinamica rapida dal dimensionamento dell'apparecchiatura di scambio termico, maggior limitazione delle altre configurazioni che fanno uso di scambiatori garantendo allo stesso tempo che il recuperatore operi sfruttando il maggior guadagno possibile, ottimizzandone il funzionamento.

In conclusione, quindi, è consigliato l'utilizzo della configurazione *once-through* con riciclo quando le temperature del reattore sono tali da non causare fenomeni di sporco, mentre nel caso in cui la differenza di temperatura sia sostenuta, l'utilizzo della configurazione con *bypass* si rivela un'ottima alternativa. In caso poi di un'interesse per l'adozione di questo sche-



ma di raffreddamento è possibile usare le relazioni ottenute in §2.2.6 per valutarne capacità e prestazioni senza la necessità costruire fisicamente il *bypass*. Tutte le peculiarità di ciascuna delle configurazioni analizzate vengono riportate quindi per semplificare il confronto in Figura 3.18.

**Tabella 3.18.** Tabella riassuntiva di vantaggi e svantaggi di ciascuna delle configurazioni di raffreddamento analizzate.

<i>Caratteristica</i>	<i>Bypass</i>	<i>Once-through</i>	<i>Once-through con riciclo</i>	<i>Diretto</i>	<i>Raffreddatore</i>
Area di scambio termico modulabile	✓	✗	✗	✓	✓
Evita fenomeni di sporramento	✓	✗	✗	✓	✓
Prevenzione di hot-spot	✗	✗	✗	✓	✗
Scambiatore con alto guadagno	✓	/	/	✗	✗
Compensazione disturbi di Temp.	✓	✓	✓	✓	✓
Alto incremento di produttività	✓	✓	✓	✗	✗
Integrazione energetica	✓	✗	✗	✗	✗

### 3.8 Conclusioni

In questa sezione sono riportate schematicamente alcune delle considerazioni riguardanti le caratteristiche degli schemi di processo confrontati.

- La configurazione *once-through* con riciclo è la migliore fra gli schemi di raffreddamento analizzati, per le ottime capacità di regolazione (tanto da garantire un aumento della produttività del 26 %) ed investimento economico necessario. Presenta dei limiti però nei casi in cui la temperatura di uscita del fluido di servizio debba essere elevata.
- Una configurazione di raffreddamento con *bypass* e recuperatore è un'ottima alternativa alla più comune *once-through* con riciclo, in quanto permette l'integrazione energetica, di limitare i fenomeni di sporramento dovuti alle alte temperature di uscita del fluido di servizio e garantire la regolazione del sistema. Allo stesso tempo le capacità di regolazione sono tali da consentire un aumento del 20 % della produttività.
- Le configurazioni con raffreddamento diretto o con camicia e raffreddatore hanno limiti nelle possibilità di regolazione, dovute alla necessità di operare nella zona a minor guadagno dello scambiatore per garantire il corretto raffreddamento del reattore.



# Conclusioni

Questa Tesi ha inteso verificare come il dimensionamento di un scambiatore di calore impatti sulle capacità di controllo di un processo. Questo risultato è stato ottenuto inizialmente attraverso lo studio della risposta stazionaria e dinamica degli scambiatori di calore come singole apparecchiature, suddividendo l'analisi tra raffreddatori (scambiatori che fanno uso di fluido di servizio) e recuperatori di calore (in cui invece i fluidi sono entrambi di processo). Successivamente lo studio è stato invece rivolto al confronto di diverse configurazioni di raffreddamento per un reattore CSTR.

Le analisi stazionarie sono alla base del Capitolo 1, e hanno consentito di verificare come dal punto di vista teorico il guadagno stazionario di uno scambiatore sia generalmente non costante e fortemente influenzato dal dimensionamento. In particolare, l'analisi dei raffreddatori ha evidenziato come all'aumentare della portata nominale di fluido di raffreddamento (e di conseguenza al ridursi della superficie di scambio) le capacità di controllo di queste apparecchiature calino drasticamente. Per quanto riguarda invece lo studio dei recuperatori con *bypass*, prevedere una frazione di *bypass* nominale alta comporta un sovradimensionamento del recuperatore e di conseguenza maggiori capacità di regolazione ed investimenti economici necessari.

All'interno del Capitolo 2 le analisi stazionarie sono state riprodotte in formato dinamico, tramite i simulatori di processo Aspen Plus Dynamics e DySim, per verificare se il dimensionamento degli scambiatori ne influenzi anche il transitorio delle risposte. Le prime simulazioni prodotte riguardano i raffreddatori, ed oltre a confermare come una maggiore superficie di scambio garantisca una maggior capacità di regolazione della temperatura, hanno permesso di concludere che la dinamica di uno scambiatore con superficie maggiore è però anche più lenta. L'analisi della dinamica dei recuperatori con *bypass* consente di identificare una risposta del secondo ordine con tempo di anticipo, causata all'azione parallela delle valvole e del recuperatore. Differentemente dai raffreddatori, la risposta dinamica in anello chiuso dei recuperatori è meno influenzata dalle dimensioni dell'apparecchiatura, in quanto la dinamica del mescolamento prevale su quella più lenta di scambio termico.

In ultimo, nel Capitolo 3 sono state prodotte diverse simulazioni dinamiche di un reattore in cui avviene il processo di idrogenazione dell'anilina, e sono stati comparati diversi sistemi di raffreddamento, al fine di verificare i vantaggi e gli svantaggi di ogni configurazione. Le configurazioni che sono state prese in considerazione sono una *once-through*, in cui si alimenta direttamente acqua di raffreddamento alla camicia, nella variante con e senza riciclo d'acqua; un'altra in cui si raffreddano direttamente i prodotti di reazione, garantendo la gestione termica del reattore senza l'ausilio della camicia di raffreddamento; e due in cui si sfrutta un riciclo d'acqua. Di queste ultime due, la prima sfrutta un fluido di servizio per variare la potenza termica nel raffreddatore utilizzato, nell'altra si utilizza un *bypass* accoppiato ad un recuperatore


di calore. Il sistema di raffreddamento che è risultato il miglior compromesso tra dinamica, controllabilità ed investimento economico è quello che prevede l'immissione *once-through* di acqua alla camicia, con un riciclo per garantire una rapida risposta dinamica. Pur essendo in grado di compensare disturbi in ingresso sulla temperatura dei reagenti e garantire un aumento del 27 % della produttività, presenta però anche dei problemi, in quanto la superficie di scambio della camicia e la temperatura del reattore sono fissati a priori e non è possibile intervenire per modificarle. La configurazione che fa uso del recuperatore con *bypass* si presenta invece come una buona alternativa, garantendo a un incremento del 20 % della produttività, mentre permette l'integrazione energetica ed un ridotto rischio di sporco grazie alla presenza di un riciclo chiuso di acqua trattata. Le ultime due configurazioni, quella con raffreddamento dei prodotti di reazione e quella che fa uso di una camicia e di un raffreddatore, presentano invece grosse limitazioni dal punto di vista della regolazione della temperatura del reattore, permettendo di compensare i disturbi in ingresso sulla temperatura ma garantendo uno scarso aumento di produttività (6 %). Entrambe fanno uso di un raffreddatore in cui devono fluire alte portate per garantire una dinamica rapida, e questo riduce di molto il guadagno dell'apparecchiatura e di conseguenza le capacità di regolazione della temperatura.

Le difficoltà principali legate al lavoro di analisi svolto risiedono soprattutto nell'utilizzo dei simulatori: un esempio è la necessità di utilizzare di un processo di flash al posto di una camicia di raffreddamento (per ovviare all'assenza di un modello compatibile con le simulazioni dinamiche per la camicia di raffreddamento). A questo si aggiunge l'instabilità dei simulatori in alcune condizioni, che portano ad arresti improvvisi con conseguente perdita dei dati, o le problematiche riscontrate nell'esportazione della simulazione del reattore con *bypass* da PRO/II a DynSim. In conclusione i dati dinamici ottenuti si ritengono soddisfacenti, ma possono sicuramente essere migliorati e verificati utilizzando dati sperimentali da impianti che sfruttino le configurazioni di raffreddamento utilizzate. In primo luogo si potrebbe infatti pensare di convalidare le relazioni fornite per il calcolo della dinamica del raffreddatore con *bypass*, calcolando le dinamiche di scambiatore e valvole direttamente tramite *step test* in un impianto. Si potrebbero poi convalidare i valori assunti per il coefficiente di scambio per la camicia di raffreddamento, ed eventualmente integrare la dipendenza di quest'ultimo coefficiente globale di scambio termico dalle portate e dalle condizioni operative del reattore all'interno della simulazione dinamica. In ultimo, come ulteriore grado di complicazione si potrebbe valutare la dinamica dello scambio termico camicia-reattore rimuovendo entrambe le ipotesi di temperatura costante, verificando se e quanto questo possa impattare sulla dinamica delle simulazioni ottenute.


# Appendice

## Appendice A - Raffreddatori

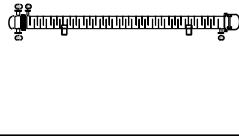
**Tabella A.1. Scheda TEMA riassuntiva del dimensionamento in dettaglio del raffreddatore con portata nominale di fluido di raffreddamento pari a  $15 \text{ kg s}^{-1}$  usato nella configurazione ①.**

1	Company:						
2	Location:						
3	Service of Unit:			Our Reference:			
4	Item No.:			Your Reference:			
5	Date:	Rev No.:	Job No.:				
6	Size:	307 - 4500	mm	Type:	BES Horizontal	Connected in: 1 parallel 1 series	
7	Surf/unit(eff.)	20,7	m <sup>2</sup>	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.) 20,7 m <sup>2</sup>	
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>						
9	Fluid allocation		Shell Side		Tube Side		
10	Fluid name		WATER		BENZENE		
11	Fluid quantity, Total		15		10		
12	Vapor (In/Out)		kg/s	0	0	0	
13	Liquid		kg/s	15	15	10	
14	Noncondensable		kg/s	0	0	0	
15							
16	Temperature (In/Out)		K	298,04	313,66	400,02 340,1	
17	Bubble / Dew point		K	/	/	/	
18	Density Vapor/Liquid		kg/m <sup>3</sup>	/ 994,06	/ 978,87	/ 760,15 / 828,75	
19	Viscosity		mPa-s	/ 0,9147	/ 0,6647	/ 0,2051 / 0,3675	
20	Molecular wt, Vap						
21	Molecular wt, NC						
22	Specific heat		kJ/(kg-K)	/ 4,235	/ 4,228	/ 2,064 / 1,762	
23	Thermal conductivity		W/(m-K)	/ 0,6062	/ 0,6265	/ 0,1101 / 0,1286	
24	Latent heat		kJ/kg				
25	Pressure (abs)		bar	2	1,19986	4 3,80294	
26	Velocity (Mean/Max)		m/s	0,71 / 0,82		1,68 / 1,79	
27	Pressure drop, allow./calc.		bar	1	0,80014	0,5 0,19706	
28	Fouling resistance (min)		m <sup>2</sup> -K/W	0,00018		0,00018 0,00023 Ao based	
29	Heat exchanged		1137,6	kW		MTD (corrected) 59,8 °C	
30	Transfer rate, Service		917,2	Dirty 920,3		Clean 1473,7 W/(m <sup>2</sup> -K)	
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>					<b>Sketch</b>	
32				Shell Side		Tube Side	
33	Design/Vacuum/test pressure		bar	3 / /	5 / /		
34	Design temperature / MDMT		°C	165 /	165 /		
35	Number passes per shell			1	2		
36	Corrosion allowance		mm	3,18	3,18		
37	Connections		In	mm 1 152,4 / -	1 76,2 / -		
38	Size/Rating		Out	1 88,9 / -	1 76,2 / -		
39	ID		Intermediate	/ -	/ -		
40	Tube #: 77		OD: 20	Tks. Average 2,11	mm		Length: 4500 mm Pitch: 25 mm Tube pattern: 30
41	Tube type: Plain		Insert: None		Fin#: #/m		Material: Carbon Steel
42	Shell Carbon Steel		ID 307,09	OD 323,85	mm	Shell cover Carbon Steel	
43	Channel or bonnet		Carbon Steel		Channel cover Carbon Steel		
44	Tubesheet-stationary		Carbon Steel		Tubesheet-floating Carbon Steel		
45	Floating head cover		Carbon Steel		Impingement protection None		
46	Baffle-cross		Carbon Steel	Type Single segmental	Cut(%d) 30,06	HorizSpacing: c/c 120 mm	
47	Baffle-long		-	Seal Type	Inlet	283,71 mm	
48	Supports-tube		U-bend	0	Type		
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')		
50	Expansion joint		-	Type None			
51	RhoV2-Inlet nozzle		652	Bundle entrance	422	Bundle exit 372 kg/(m-s <sup>2</sup> )	
52	Gaskets - Shell side		Flat Metal Jacket Fibe		Tube side	Flat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head		Flat Metal Jacket Fibe				
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class	R - refinery service	
55	Weight/Shell		975	Filled with water	1312,4	Bundle 409,8 kg	

**Tabella A.2.** Scheda TEMA riassuntiva del dimensionamento in dettaglio del raffreddatore con portata nominale di fluido di raffreddamento pari a  $7 \text{ kg s}^{-1}$  usato nella configurazione ②.

1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:					Our Reference:				
4	Item No.:					Your Reference:				
5	Date:		Rev No.:		Job No.:					
6	Size: 337 - 5000		mm		Type: BES Horizontal		Connected in: 1 parallel 1 series			
7	Surf/unit(eff.)		30,7		m <sup>2</sup>		Shells/unit 1		Surf/shell(eff.) 30,7 m <sup>2</sup>	
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>									
9	Fluid allocation				Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name				WATER			BENZENE		
11	Fluid quantity, Total				kg/s			7		
12	Vapor (In/Out)				kg/s			0 0 0 0		
13	Liquid				kg/s			7 7 10 10		
14	Noncondensable				kg/s			0 0 0 0		
15										
16	Temperature (In/Out)				K			298,04 331,98 400,02 339,92		
17	Bubble / Dew point				K			/ / / /		
18	Density Vapor/Liquid				kg/m <sup>3</sup>			/ 994,06 / 960,7 / 760,15 / 828,94		
19	Viscosity				mPa-s			/ 0,9147 / 0,4832 / 0,2051 / 0,3683		
20	Molecular wt, Vap									
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat				kJ/(kg-K)			/ 4,235 / 4,23 / 2,064 / 1,762		
23	Thermal conductivity				W/(m-K)			/ 0,6061 / 0,6465 / 0,1101 / 0,1287		
24	Latent heat				kJ/kg					
25	Pressure (abs)				bar			2 1,70419 4 3,85724		
26	Velocity (Mean/Max)				m/s			0,34 / 0,38 1,26 / 1,32		
27	Pressure drop, allow./calc.				bar			1,03 0,29581 0,48 0,14276		
28	Fouling resistance (min)				m <sup>2</sup> -K/W			0,00018 0,00018 0,00023 Ao based		
29	Heat exchanged		1147		kW		MTD (corrected)		47,62 °C	
30	Transfer rate, Service		785		Dirty		784,5		Clean 1154 W/(m <sup>2</sup> -K)	
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>					<b>Sketch</b>				
32					Shell Side		Tube Side			
33	Design/Vacuum/test pressure				bar		3 / / / 5 / / /			
34	Design temperature / MDMT				°C		165 / / / 165 / / /			
35	Number passes per shell						1 2			
36	Corrosion allowance				mm		3,18 3,18			
37	Connections		In		mm		1 77,93 / - 1 77,93 / -			
38	Size/Rating		Out				1 77,93 / - 1 77,93 / -			
39	ID		Intermediate				/ - / -			
40	Tube #: 102		OD: 20		Tks. Average 2,11		mm		Length: 5000 mm Pitch: 25 mm Tube pattern: 30	
41	Tube type: Plain		Insert: None		Fin#:		#/m		Material: Carbon Steel	
42	Shell Carbon Steel		ID 336,55		OD 355,6		mm		Shell cover Carbon Steel	
43	Channel or bonnet Carbon Steel								Channel cover Carbon Steel	
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel								Tubesheet-floating Carbon Steel	
45	Floating head cover Carbon Steel								Impingement protection None	
46	Baffle-cross Carbon Steel		Type Single segmental		Cut(%d)		25,37		Horiz Spacing: c/c 95 mm	
47	Baffle-long -		Seal Type						Inlet 256,21 mm	
48	Supports-tube		U-bend		0		Type			
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')					
50	Expansion joint -		Type None							
51	RhoV2-Inlet nozzle 2167		Bundle entrance 172		Bundle exit 178				kg/(m-s <sup>2</sup> )	
52	Gaskets - Shell side		Flat Metal Jacket Fibe		Tube side		Flat Metal Jacket Fibe			
53	Floating head		Flat Metal Jacket Fibe							
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class R - refinery service					
55	Weight/Shell		1248,9		Filled with water 1688,7		Bundle 594,1		kg	
56	Remarks									
57										
58										

**Tabella A.3.** Scheda TEMA riassuntiva del dimensionamento in dettaglio del raffreddatore con portata nominale di fluido di raffreddamento pari a  $3 \text{ kg s}^{-1}$  usato nella configurazione ③.

1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:					Our Reference:				
4	Item No.:					Your Reference:				
5	Date:	Rev No.:	Job No.:							
6	Size:	337 - 5700	mm	Type:	BES	Horizontal	Connected in:	1 parallel	2 series	
7	Surf/unit(eff.)	70,3	m <sup>2</sup>	Shells/unit	2	Surf/shell(eff.)	35,2	m <sup>2</sup>		
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>									
9	Fluid allocation				Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name				WATER			BENZENE		
11	Fluid quantity, Total				3			10		
12	Vapor (In/Out)				0			0		
13	Liquid				3			10		
14	Noncondensable				0			0		
15										
16	Temperature (In/Out)				298,04			379,9		
17	Bubble / Dew point				/			/		
18	Density Vapor/Liquid				/ 994,06			/ 911,09		
19	Viscosity				/ 0,9147			/ 0,2603		
20	Molecular wt, Vap									
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat				/ 4,235			/ 4,298		
23	Thermal conductivity				/ 0,6062			/ 0,6792		
24	Latent heat				kJ/kg					
25	Pressure (abs)				2			1,7718		
26	Velocity (Mean/Max)				0,18 / 0,2			1,26 / 1,32		
27	Pressure drop, allow./calc.				bar 1,03352			0,2282		
28	Fouling resistance (min)				m <sup>2</sup> -K/W 0,00018			0,00018 0,00023 Ao based		
29	Heat exchanged				1167,8 kW			MTD (corrected) 21,66 °C		
30	Transfer rate, Service				766,5 Dirty 768,9			Clean 1120,6 W/(m <sup>2</sup> -K)		
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>						<b>Sketch</b>			
32					Shell Side		Tube Side			
33	Design/Vacuum/test pressure				bar 3 / /		5 / /			
34	Design temperature / MDMT				°C 165 /		165 /			
35	Number passes per shell				1		2			
36	Corrosion allowance				mm 3,18		3,18			
37	Connections				In mm 1 50,8 / -		1 88,9 / -			
38	Size/Rating				Out 1 38,1 / -		1 76,2 / -			
39	ID				Intermediate 1 38,1 / -		1 76,2 / -			
40	Tube #: 102 OD: 20 Tks. Average 2,11 mm Length: 5700 mm Pitch: 25 mm Tube pattern: 30									
41	Tube type: Plain Insert: None Fin#: #/m Material: Carbon Steel									
42	Shell Carbon Steel ID 336,55 OD 355,6				mm		Shell cover		Carbon Steel	
43	Channel or bonnet Carbon Steel						Channel cover		Carbon Steel	
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel -						Tubesheet-floating		Carbon Steel	
45	Floating head cover Carbon Steel						Impingement protection		None	
46	Baffle-cross Carbon Steel				Type Single segmental Cut(%d) 25,37		Horiz Spacing: c/c 90		mm	
47	Baffle-long -				Seal Type		Inlet 178,71		mm	
48	Supports-tube U-bend				0		Type			
49	Bypass seal				Tube-tubesheet joint		Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')			
50	Expansion joint -				Type None					
51	RhoV2-Inlet nozzle 1932				Bundle entrance 65		Bundle exit 71		kg/(m <sup>2</sup> -s <sup>2</sup> )	
52	Gaskets - Shell side Flat Metal Jacket Fibe				Tube side		Flat Metal Jacket Fibe			
53	Floating head Flat Metal Jacket Fibe									
54	Code requirements ASME Code Sec VIII Div 1				TEMA class R - refinery service					
55	Weight/Shell 1393,1 Filled with water 1886,8				Bundle 676,9		kg			
56	Remarks									
57										
58										

## Appendice B - Recuperatori con bypass

**Tabella B.1.** Scheda TEMA riassuntiva del dimensionamento in dettaglio dello scambiatore con bypass con portata nominale benzene pari a  $6 \text{ kg s}^{-1}$  usato nella configurazione ①.

1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:					Our Reference:				
4	Item No.:					Your Reference:				
5	Date:	Rev No.:	Job No.:							
6	Size:	438 - 3900	mm	Type:	BES	Horizontal	Connected in:	1 parallel	2 series	
7	Surf/unit(eff.)	81,6	m <sup>2</sup>	Shells/unit	2		Surf/shell(eff.)	40,8	m <sup>2</sup>	
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>									
9	Fluid allocation					Shell Side			Tube Side	
10	Fluid name					WATER			BENZIN	
11	Fluid quantity, Total					10			6	
12	Vapor (In/Out)					0			0	
13	Liquid					10			6	
14	Noncondensable					0			0	
15										
16	Temperature (In/Out)					298,04			320,54	
17	Bubble / Dew point					/			/	
18	Density Vapor/Liquid					/ 994,06			/ 972,09	
19	Viscosity					/ 0,9147			/ 0,5858	
20	Molecular wt, Vap									
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat					/ 4,235			/ 4,227	
23	Thermal conductivity					/ 0,6062			/ 0,6346	
24	Latent heat					kJ/kg				
25	Pressure (abs)					3			2,77024	
26	Velocity (Mean/Max)					0,32 / 0,37			0,87 / 1,01	
27	Pressure drop, allow./calc.					0,48			0,22976	
28	Fouling resistance (min)					0			0	
29	Heat exchanged					1086,1			16,51	
30	Transfer rate, Service					806,8			799,2	
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>									
32						Shell Side			Tube Side	
33	Design/Vacuum/test pressure					4 / / /			6 / / /	
34	Design temperature / MDMT					165 / /			165 / /	
35	Number passes per shell					1			4	
36	Corrosion allowance					3,18			3,18	
37	Connections					In mm 1 102,26 / -			1 77,93 / -	
38	Size/Rating					Out 1 90,12 / -			1 77,93 / -	
39	ID					Intermediate 1 90,12 / -			1 77,93 / -	
40	Tube #: 176 OD: 20 Tks. Average 2,11 mm Length: 3900 mm Pitch: 25 mm Tube pattern: 30									
41	Tube type: Plain					Insert: None			Fin#: #/m Material: Carbon Steel	
42	Shell Carbon Steel					ID 438,15 OD 457,2 mm			Shell cover Carbon Steel	
43	Channel or bonnet Carbon Steel								Channel cover Carbon Steel	
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel					-			Tubesheet-floating Carbon Steel	
45	Floating head cover Carbon Steel								Impingement protection None	
46	Baffle-cross Carbon Steel					Type Single segmental Cut(%d) 31,93			Horiz Spacing: c/c 140 mm	
47	Baffle-long -					Seal Type			Inlet 233,71 mm	
48	Supports-tube					U-bend 0			Type	
49	Bypass seal					Tube-tubesheet joint			Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')	
50	Expansion joint					Type None				
51	RhoV2-Inlet nozzle 1491					Bundle entrance 135			Bundle exit 201 kg/(m-s <sup>2</sup> )	
52	Gaskets - Shell side					Flat Metal Jacket Fibe			Tube side Flat Metal Jacket Fibe	
53	Floating head					Flat Metal Jacket Fibe				
54	Code requirements					ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class R - refinery service	
55	Weight/Shell					1584,9 Filled with water 2205,9			Bundle 800,7 kg	
56	Remarks									
57										
58										





**Tabella B.2. Scheda TEMA riassuntiva del dimensionamento in dettaglio dello scambiatore con bypass con portata nominale benzene pari a  $7.5 \text{ kg s}^{-1}$  usato nella configurazione ②.**

1	Company:														
2	Location:														
3	Service of Unit:		Our Reference:												
4	Item No.:		Your Reference:												
5	Date:	Rev No.:	Job No.:												
6	Size:	387 - 5100	mm	Type:	BES Horizontal	Connected in:	1 parallel	1 series							
7	Surf/unit(eff.)	40,8	m <sup>2</sup>	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.)	40,8	m <sup>2</sup>							
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>														
9	Fluid allocation		Shell Side			Tube Side									
10	Fluid name		WATER			BENZENE									
11	Fluid quantity, Total		10			7,5									
12	Vapor (In/Out)		kg/s	0	0	0	0								
13	Liquid		kg/s	10	10	7,5	7,5								
14	Noncondensable		kg/s	0	0	0	0								
15															
16	Temperature (In/Out)		K	298,04	321,49	400,05	318,78								
17	Bubble / Dew point		K	/	/	/	/								
18	Density Vapor/Liquid		kg/m <sup>3</sup>	/ 994,06	/ 971,15	/ 760,11	/ 851,16								
19	Viscosity		mPa-s	/ 0,9147	/ 0,576	/ 0,2051	/ 0,4667								
20	Molecular wt, Vap														
21	Molecular wt, NC														
22	Specific heat		kJ/(kg-K)	/ 4,235	/ 4,227	/ 2,063	/ 1,667								
23	Thermal conductivity		W/(m-K)	/ 0,6062	/ 0,6356	/ 0,1101	/ 0,1356								
24	Latent heat		kJ/kg												
25	Pressure (abs)		bar	3	2,88179	5,30752	5								
26	Velocity (Mean/Max)		m/s	0,32 / 0,35		1,47 / 1,9									
27	Pressure drop, allow./calc.		bar	0,48	0,11821	0,48	0,30752								
28	Fouling resistance (min)		m <sup>2</sup> -K/W	0,00018		0,00018	0,00023 Ao based								
29	Heat exchanged		1132,2	kW		MTD (corrected)	34,86 °C								
30	Transfer rate, Service		795,2	Dirty	795,1	Clean	1177,1 W/(m <sup>2</sup> -K)								
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>						<b>Sketch</b>								
32			Shell Side			Tube Side									
33	Design/Vacuum/test pressure		bar	4 / / /	6 / / /										
34	Design temperature / MDMT		°C	165 / /	165 / /										
35	Number passes per shell			1	4										
36	Corrosion allowance		mm	3,18	3,18										
37	Connections		In	mm	1 102,26 / -				1 77,93 / -						
38	Size/Rating		Out	1 77,93 / -	1 77,93 / -										
39	ID		Intermediate	/ / -	/ / -										
40	Tube #:	133	OD:	20	Tks. Average	2,11	mm	Length:	5100	mm	Pitch:	25	mm	Tube pattern:	30
41	Tube type:		Plain	Insert:	None	Fin#:	#/m	Material:	Carbon Steel						
42	Shell		Carbon Steel	ID	387,35	OD	406,4	mm	Shell cover	Carbon Steel					
43	Channel or bonnet		Carbon Steel				Channel cover	Carbon Steel							
44	Tubesheet-stationary		Carbon Steel	-			Tubesheet-floating	Carbon Steel							
45	Floating head cover		Carbon Steel				Impingement protection	None							
46	Baffle-cross		Carbon Steel	Type	Single segmental	Cut(%d)	40,74	Hori:Spacing:	c/c 190	mm					
47	Baffle-long		-	Seal Type			Inlet	258,71	mm						
48	Supports-tube		U-bend	0			Type								
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint			Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')									
50	Expansion joint		-	Type			None								
51	RhoV2-Inlet nozzle		1491	Bundle entrance	186	Bundle exit	127	kg/(m-s <sup>2</sup> )							
52	Gaskets - Shell side		Flat Metal Jacket Fibe	Tube side			Flat Metal Jacket Fibe								
53	Floating head		Flat Metal Jacket Fibe												
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1			TEMA class R - refinery service									
55	Weight/Shell		1553,3	Filled with water	2156	Bundle	760,4	kg							
56	Remarks														
57															
58															

**Tabella B.3. Scheda TEMA riassuntiva del dimensionamento in dettaglio dello scambiatore con bypass con portata nominale benzene pari a  $9 \text{ kg s}^{-1}$  usato nella configurazione ③.**

1	Company:									
2	Location:									
3	Service of Unit:					Our Reference:				
4	Item No.:					Your Reference:				
5	Date:	Rev No.:	Job No.:							
6	Size:	307 - 5700	mm	Type:	BES Horizontal	Connected in:		1 parallel	1 series	
7	Surf/unit(eff.)	28,3	m <sup>2</sup>	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.)		28,3	m <sup>2</sup>	
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>									
9	Fluid allocation				Shell Side			Tube Side		
10	Fluid name				WATER			BENZENE		
11	Fluid quantity, Total				10			9		
12	Vapor (In/Out)				0			0		
13	Liquid				10			9		
14	Noncondensable				0			0		
15										
16	Temperature (In/Out)				298,04			321,8		
17	Bubble / Dew point				/			/		
18	Density Vapor/Liquid				/ 994,06			/ 970,85		
19	Viscosity				/ 0,9147			/ 0,5729		
20	Molecular wt, Vap									
21	Molecular wt, NC									
22	Specific heat				/ 4,235			/ 4,227		
23	Thermal conductivity				/ 0,6062			/ 0,636		
24	Latent heat				kJ/kg					
25	Pressure (abs)				3			2,79707		
26	Velocity (Mean/Max)				0,38 / 0,41			1,41 / 1,48		
27	Pressure drop, allow./calc.				0,69			0,20293		
28	Fouling resistance (min)				m <sup>2</sup> -K/W			0,00018		
29	Heat exchanged				1146,9			kW		
30	Transfer rate, Service				830			Dirty 829,8		
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>									
32					Shell Side			Tube Side		
33	Design/Vacuum/test pressure				bar			4 / / /		
34	Design temperature / MDMT				°C			165 / /		
35	Number passes per shell				1			2		
36	Corrosion allowance				mm			3,18		
37	Connections				In			mm		
38	Size/Rating				Out			mm		
39	ID				Intermediate			/ - / -		
40	Tube #: 82 OD: 20 Tks. Average 2,11 mm Length: 5700 mm Pitch: 25 mm Tube pattern: 30									
41	Tube type: Plain Insert: None Fin#: #/m Material: Carbon Steel									
42	Shell Carbon Steel ID 307,09 OD 323,85 mm Shell cover Carbon Steel									
43	Channel or bonnet Carbon Steel Channel cover Carbon Steel									
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel - Tubesheet-floating Carbon Steel									
45	Floating head cover Carbon Steel Impingement protection None									
46	Baffle-cross Carbon Steel Type Single segmental Cut(%d) 37,11 HorizSpacing: c/c 180 mm									
47	Baffle-long - Seal Type Inlet 313,71 mm									
48	Supports-tube U-bend 0 Type									
49	Bypass seal Tube-tubesheet joint Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')									
50	Expansion joint - Type None									
51	RhoV2-Inlet nozzle 1491 Bundle entrance 133 Bundle exit 136 kg/(m-s <sup>2</sup> )									
52	Gaskets - Shell side Flat Metal Jacket Fibe Tube side Flat Metal Jacket Fibe									
53	Floating head Flat Metal Jacket Fibe									
54	Code requirements ASME Code Sec VIII Div 1 TEMA class R - refinery service									
55	Weight/Shell 1174,7 Filled with water 1587,4 Bundle 517,8 kg									
56	Remarks									
57										
58										

## Appendice C - Sistema di raffreddamento recuperatore con bypass

**Tabella C.1. Tabella TEMA riassuntiva del dimensionamento in dettaglio del recuperatore nello schema di processo del reattore di idrogenazione.**

1	Company:															
2	Location:															
3	Service of Unit:					Our Reference:										
4	Item No.:					Your Reference:										
5	Date:	Rev No.:	Job No.:													
6	Size:	489 - 5250	mm	Type:	BES	Horizontal	Connected in:	1 parallel	2 series							
7	Surf/unit(eff.)	141,9	m <sup>2</sup>	Shells/unit	2		Surf/shell(eff.)	70,9	m <sup>2</sup>							
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>															
9	Fluid allocation					Shell Side		Tube Side								
10	Fluid name					WATER		WATER								
11	Fluid quantity, Total					11,4109		48,391								
12	Vapor (In/Out)					0		0								
13	Liquid					11,4109		48,391								
14	Noncondensable					0		0								
15																
16	Temperature (In/Out)					349,5		307,99								
17	Bubble / Dew point					/		/								
18	Density Vapor/Liquid					/ 942,93		/ 984,41								
19	Viscosity					/ 0,3732		/ 0,7424								
20	Molecular wt, Vap															
21	Molecular wt, NC															
22	Specific heat					/ 4,325		/ 4,146								
23	Thermal conductivity					/ 0,6618		/ 0,6195								
24	Latent heat					kJ/kg										
25	Pressure (abs)					1,41855		0,83263								
26	Velocity (Mean/Max)					0,37 / 0,4		1,94 / 1,95								
27	Pressure drop, allow./calc.					1,01325		0,58592								
28	Fouling resistance (min)					m <sup>2</sup> -K/W		0,00018								
29	Heat exchanged		2019,2	kW		MTD (corrected)		11,34 °C								
30	Transfer rate, Service		1255,5	Dirty		1256,3	Clean		2542,3 W/(m <sup>2</sup> -K)							
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>					<b>Sketch</b>										
32						Shell Side		Tube Side								
33	Design/Vacuum/test pressure					bar		3 / / /								
34	Design temperature / MDMT					K		388,15 / /								
35	Number passes per shell					1		2								
36	Corrosion allowance					mm		3,18								
37	Connections					In	mm	1	101,6 / -	1	152,4 / -					
38	Size/Rating					Out		1	76,2 / -	1	203,2 / -					
39	Nominal					Intermediate		1	76,2 / -	1	152,4 / -					
40	Tube #:	204	OD:	22	Tks. Average	2,11	mm	Length:	5250	mm	Pitch:	27,5	mm	Tube pattern:	30	
41	Tube type: Plain					Insert:None					Fin#: #/m Material:Carbon Steel					
42	Shell Carbon Steel					ID	488,95	OD	508	mm	Shell cover Carbon Steel					
43	Channel or bonnet Carbon Steel										Channel cover Carbon Steel					
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel					-					Tubesheet-floating Carbon Steel					
45	Floating head cover Carbon Steel										Impingement protection None					
46	Baffle-cross Carbon Steel					Type	Single segmental	Cut(%d)	21,77	HorizSpacing: c/c 100 mm						
47	Baffle-long -					Seal Type					Inlet 265,71 mm					
48	Supports-tube					U-bend	0					Type				
49	Bypass seal					Tube-tubesheet joint					Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')					
50	Expansion joint					-					Type None					
51	RhoV2-Inlet nozzle		2047	Bundle entrance		231	Bundle exit		221	kg/(m-s <sup>2</sup> )						
52	Gaskets - Shell side					Flat Metal Jacket Fibe					Tube side Flat Metal Jacket Fibe					
53	Floating head					Flat Metal Jacket Fibe										
54	Code requirements					ASME Code Sec VIII Div 1					TEMA class R - refinery service					
55	Weight/Shell		2449,2	Filled with water		3482,8	Bundle		1400	kg						
56	Remarks															
57																
58																

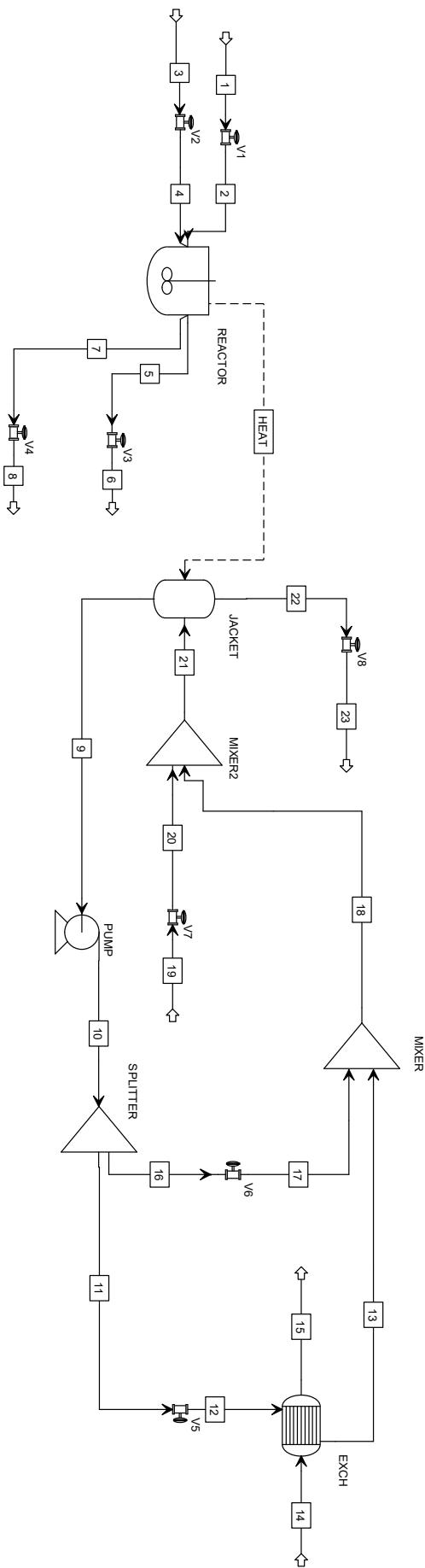
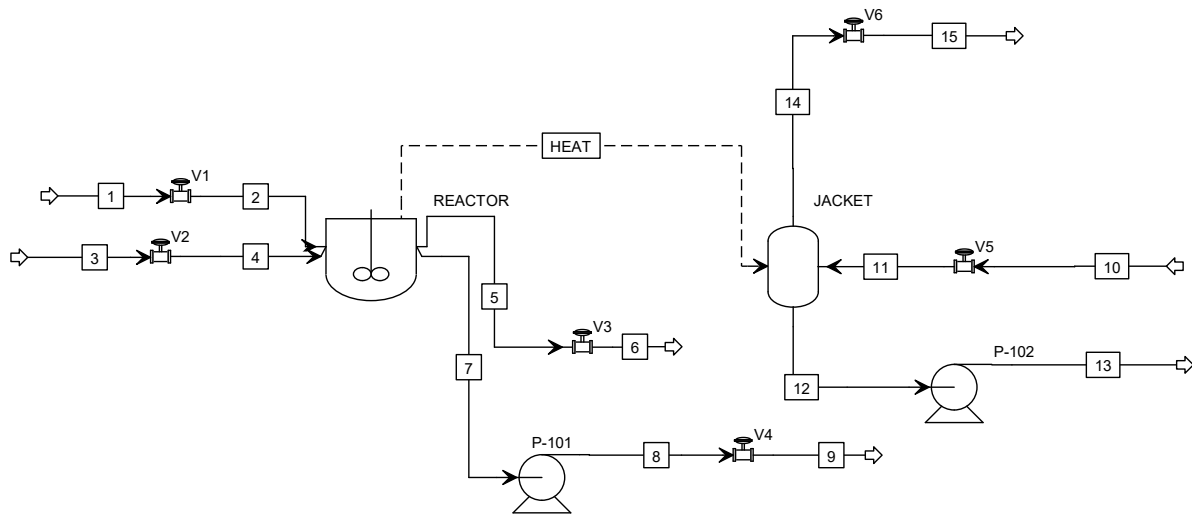


Figura C.1. Schema di processo reattore raffreddato

**Tabella C.2.** *Tabella delle correnti nello schema di processo con reattore raffreddato*

<i>Stream</i>	<i>Phase</i>	<i>T</i>	<i>P</i>	<i>Vap. Frac.</i>	<i>Liq. Frac.</i>	<i>Flow</i>	<i>H<sub>2</sub>O</i>	<i>H<sub>2</sub></i>	<i>Aniline</i>	<i>CHA</i>
Units		K	atm	-	-	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
1	L	310	50	0	1	1.293	0	0	1.293	0
2	L	311.1	20	0	1	1.293	0	0	1.293	0
3	V	310	50	1	0	0.112	0	0.112	0	0
4	V	311.2	20	1	0	0.112	0	0.112	0	0
5	V	400	20	1	0	0.093	0	0.028	0	0.064
6	V	400	18	1	0	0.093	0	0.028	0	0.064
7	L	400	20	0	1	1.313	0	0	0.003	1.31
8	L	400.1	18	0	1	1.313	0	0	0.003	1.31
9	L	349.3	0.4	0	1	29.962	29.962	0	0	0
10	L	349.4	5.4	0	1	29.96	29.96	0	0	0
11	L	349.4	5.4	0	1	11.42	11.42	0	0	0
12	L	349.5	1.4	0	1	11.42	11.42	0	0	0
13	L	307.4	0.4	0	1	11.42	11.42	0	0	0
14	L	305	2	0	1	48.39	48.39	0	0	0
15	L	315.2	0.1	0	1	48.391	48.391	0	0	0
16	L	349.4	5.4	0	1	18.55	18.55	0	0	0
17	L	349.3	0.4	0	1	18.55	18.55	0	0	0
18	L	333.7	0.4	0	1	29.96	29.96	0	0	0
19	L	333.7	0.6	0	1	0.064	0.064	0	0	0
20	L	333.7	0.4	0	1	0.064	0.064	0	0	0
21	L	333.7	0.4	0	1	30.03	30.03	0	0	0
22	V	349.3	0.4	1	0	0.064	0.064	0	0	0
23	V	349	0.2	1	0	0.064	0.064	0	0	0

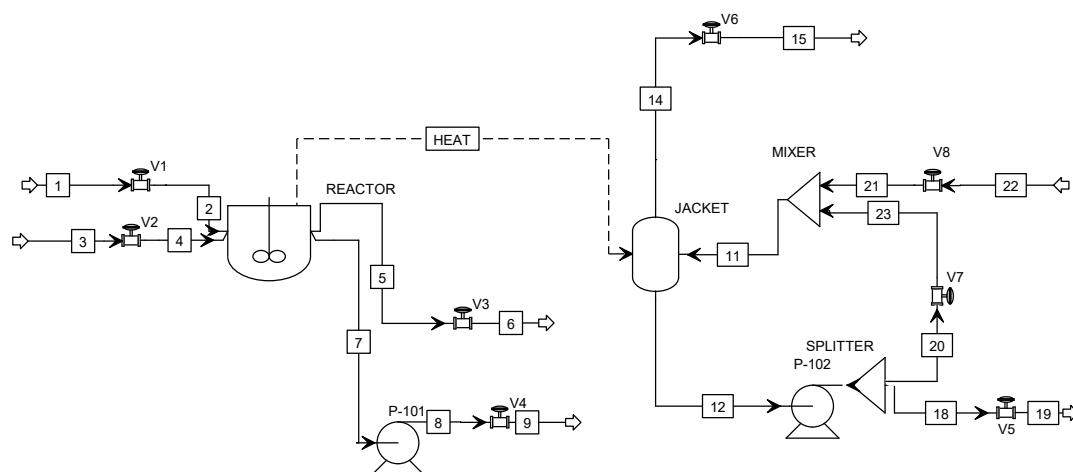
## Appendice D - Sistema di raffreddamento once-through



**Figura D.1.** Schema di processo reattore raffreddato in configurazione once-through.

**Tabella D.1.** Tabella delle correnti nello schema di processo con reattore raffreddato in configurazione once-through.

Stream	Phase	T	P	Vap. Frac.	Liq. Frac.	Flow	H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub>	Aniline	CHA
Units		K	atm	-	-	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
1	L	310	50	0	1	1.293	0.0	0.0	1.293	0.0
2	L	311	20	0	1	1.293	0.0	0.0	1.293	0.0
3	V	310	50	1	0	0.112	0.0	0.112	0.0	0.0
4	V	311.2	20	1	0	0.112	0.0	0.112	0.0	0.0
5	V	400	20	1	0	0.093	0.0	0.028	0.0	0.064
6	V	400	18	1	0	0.093	0.0	0.028	0.0	0.064
7	L	400	20	0	1	1.313	0.0	0.0	0.003	1.310
8	L	400.4	23	0	1	1.313	0.0	0.0	0.003	1.310
9	L	400.4	21	0	1	1.313	0.0	0.0	0.003	1.310
10	L	305	2	0	1	11.500	11.500	0.0	0.0	0.0
11	L	305	0.4	0	1	11.500	11.500	0.0	0.0	0.0
12	L	349.3	0.4	0	1	11.494	11.494	0.0	0.0	0.0
13	L	349.6	2	0	1	11.494	11.494	0.0	0.0	0.0
14	V	349.3	0.4	1	0	0.006	0.006	0.0	0.0	0.0
15	V	349	0.2	1	0	0.006	0.006	0.0	0.0	0.0




**Figura D.2.** Schema di processo reattore raffreddato in configurazione once-through con riciclo.

**Tabella D.2.** Tabella delle correnti nello schema di processo con reattore raffreddato in configurazione once-through con riciclo.

Stream	Phase	T	P	Vap. Frac.	Liq. Frac.	Flow	H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub>	Aniline	CHA
Units		K	atm	-	-	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
1	L	310.00	50.00	0.00	1.00	1.29	0.00	0.00	1.29	0.00
2	L	311.05	20.00	0.00	1.00	1.29	0.00	0.00	1.29	0.00
3	V	310.00	50.00	1.00	0.00	0.11	0.00	0.11	0.00	0.00
4	V	311.16	20.00	1.00	0.00	0.11	0.00	0.11	0.00	0.00
5	V	400.00	20.00	1.00	0.00	0.09	0.00	0.03	0.00	0.06
6	V	400.02	18.00	1.00	0.00	0.09	0.00	0.03	0.00	0.06
7	L	400.00	20.00	0.00	1.00	1.31	0.00	0.00	0.00	1.31
8	L	400.38	23.00	0.00	1.00	1.31	0.00	0.00	0.00	1.31
9	L	400.43	21.00	0.00	1.00	1.31	0.00	0.00	0.00	1.31
11	L	343.82	0.40	0.00	1.00	30.62	30.62	0.00	0.00	0.00
12	L	349.34	0.40	0.00	1.00	30.00	30.00	0.00	0.00	0.00
14	V	349.34	0.40	1.00	0.00	0.62	0.62	0.00	0.00	0.00
15	V	348.96	0.20	1.00	0.00	0.62	0.62	0.00	0.00	0.00
17	L	349.40	4.00	0.00	1.00	29.95	29.95	0.00	0.00	0.00
18	L	349.40	4.00	0.00	1.00	10.00	10.00	0.00	0.00	0.00
19	L	349.46	1.00	0.00	1.00	10.00	10.00	0.00	0.00	0.00
20	L	349.40	4.00	0.00	1.00	20.00	30.00	0.00	0.00	0.00
21	L	300.08	0.40	0.00	1.00	10.62	10.62	0.00	0.00	0.00
22	L	300.00	4.00	0.00	1.00	10.62	10.62	0.00	0.00	0.00
23	L	349.34	0.40	0.00	1.00	20.00	30.00	0.00	0.00	0.00

## Appendice E - Sistema di raffreddamento diretto

**Tabella E.1. Scheda TEMA riassuntiva del dimensionamento in dettaglio dello scambiatore nell'impianto del reattore con schema di raffreddamento diretto.**

1	Company:														
2	Location:														
3	Service of Unit:					Our Reference:									
4	Item No.:					Your Reference:									
5	Date:		Rev No.:			Job No.:									
6	Size: 438 - 5700		mm		Type: BES Horizontal		Connected in: 1 parallel			1 series					
7	Surf/unit(eff.)		60,2		m <sup>2</sup>		Shells/unit 1		Surf/shell(eff.) 60,2		m <sup>2</sup>				
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>														
9	Fluid allocation				Shell Side				Tube Side						
10	Fluid name				WATER				CHA						
11	Fluid quantity, Total				23,5				21,6721						
12	Vapor (In/Out)				kg/s		0		0		0	0			
13	Liquid				kg/s		23,5		23,5		21,6721	21,6721			
14	Noncondensable				kg/s		0		0		0	0			
15															
16	Temperature (In/Out)				K		298,02		321,67		400,28	355,13			
17	Bubble / Dew point				°C		/		/		/	/			
18	Density		Vapor/Liquid		kg/m <sup>3</sup>		/ 994,08		/ 970,97		/ 774,46	/ 819,64			
19	Viscosity				mPa-s		/ 0,9151		/ 0,5743		/ 0,4268	/ 0,7302			
20	Molecular wt, Vap														
21	Molecular wt, NC														
22	Specific heat				kJ/(kg-K)		/ 4,111		/ 4,198		/ 2,501	/ 2,247			
23	Thermal conductivity				W/(m-K)		/ 0,6061		/ 0,6358		/ 0,1062	/ 0,1172			
24	Latent heat				kJ/kg										
25	Pressure (abs)				bar		3,03975		2,92267		23,30475	23,14228			
26	Velocity (Mean/Max)				m/s		0,47 / 0,56		1,27 / 1,31						
27	Pressure drop, allow./calc.				bar		0,5		0,11708		0,26	0,16247			
28	Fouling resistance (min)				m <sup>2</sup> -K/W		0,00018		0,00035		0,00043	Ao based			
29	Heat exchanged		2317,2		kW		MTD (corrected)			64,08		°C			
30	Transfer rate, Service		598,2		Dirty		597,9		Clean		943,9	W/(m <sup>2</sup> -K)			
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>										<b>Sketch</b>				
32					Shell Side				Tube Side						
33	Design/Vacuum/test pressure		bar		4 / / /		26 / / /								
34	Design temperature / MDMT				°C		165 /		165 /						
35	Number passes per shell				1 / 2										
36	Corrosion allowance		mm		3,18		3,18								
37	Connections		In		mm		1 154,05 / -		1 102,26 / -						
38	Size/Rating		Out		1 154,05 / -		1 154,05 / -								
39	ID		Intermediate		/ -		/ -								
40	Tube #: 160		OD: 22		Tks. Average 2,11		mm		Length: 5700		mm		Pitch: 27,5	mm	Tube pattern:30
41	Tube type: Plain				Insert:None				Fin#: #/m		Material:Carbon Steel				
42	Shell Carbon Steel		ID 438,15		OD 457,2		mm		Shell cover		Carbon Steel				
43	Channel or bonnet				Carbon Steel		Channel cover					Carbon Steel			
44	Tubesheet-stationary				Carbon Steel		Tubesheet-floating					Carbon Steel			
45	Floating head cover				Carbon Steel		Impingement protection					None			
46	Baffle-cross		Carbon Steel		Type		Single segmental		Cut(%d)		40,24		Hori:Spacing: c/c 360		mm
47	Baffle-long		-		Seal Type				Inlet		381,21			mm	
48	Supports-tube		U-bend		0		Type								
49	Bypass seal				Tube-tubesheet joint				Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')						
50	Expansion joint				-		Type					None			
51	RhoV2-Inlet nozzle		1599		Bundle entrance		422		Bundle exit		432		kg/(m-s <sup>2</sup> )		
52	Gaskets - Shell side				Flat Metal Jacket Fibe		Tube side		Flat Metal Jacket Fibe						
53	Floating head				Flat Metal Jacket Fibe										
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1				TEMA class		R - refinery service						
55	Weight/Shell		2215,8		Filled with water		3106,7		Bundle		1120,7		kg		
56	Remarks														
57															
58															



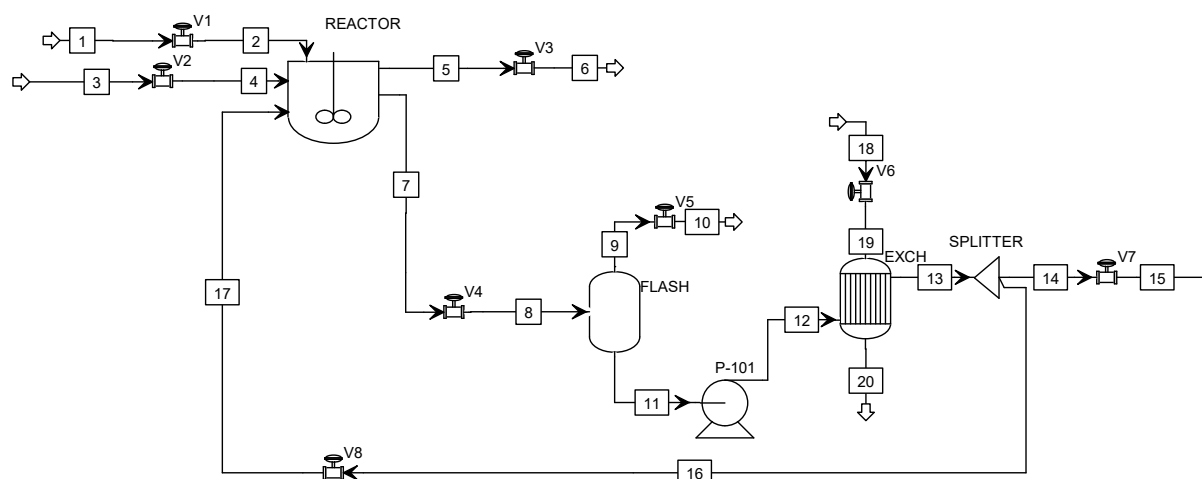


Figura E.1. Schema di processo reattore con raffreddamento diretto.

Tabella E.2. Tabella delle correnti nello schema di processo con reattore con sistema di raffreddamento diretto.

Stream	Phase	T	P	Vap. Frac.	Liq. Frac.	Flow	H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub>	Aniline	CHA
Units		K	atm	-	-	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
1	L	310.00	50.00	0.00	1.00	1.29	0.00	0.00	1.29	0.00
2	L	311.05	20.00	0.00	1.00	1.29	0.00	0.00	1.29	0.00
3	V	310.00	50.00	1.00	0.00	0.11	0.00	0.11	0.00	0.00
4	V	311.16	20.00	1.00	0.00	0.11	0.00	0.11	0.00	0.00
5	V	400.00	20.00	1.00	0.00	0.09	0.00	0.03	0.00	0.06
6	V	400.02	18.00	1.00	0.00	0.09	0.00	0.03	0.00	0.06
7	L	400.00	20.00	0.00	1.00	21.63	0.00	0.00	0.01	21.63
8	M	400.38	5.00	2E-06	0.999998	21.63	0.00	0.00	0.01	21.63
9	V	400.00	5.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
10	V	399.46	1.00	1.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
11	L	400.00	5.00	0.00	1.00	21.63	0.00	0.00	0.01	21.63
12	L	400.89	23.00	0.00	1.00	21.63	0.00	0.00	0.01	21.63
13	L	355.71	22.84	0.00	1.00	21.63	0.00	0.00	0.01	21.63
14	L	355.71	22.84	0.00	1.00	1.31	0.00	0.00	0.00	1.31
15	L	355.80	20.00	0.00	1.00	1.31	0.00	0.00	0.00	1.31
16	L	355.71	22.84	0.00	1.00	20.32	0.00	0.00	0.01	20.32
17	L	355.80	20.00	0.00	1.00	20.32	0.00	0.00	0.01	20.32
18	L	298.00	4.00	0.00	1.00	23.50	23.50	0.00	0.00	0.00
19	L	298.02	3.00	0.00	1.00	23.50	23.50	0.00	0.00	0.00
20	L	321.90	2.88	0.00	1.00	23.50	23.50	0.00	0.00	0.00

## Appendice F - Sistema di raffreddamento camicia e raffreddatore

**Tabella F.1. Scheda TEMA riassuntiva del dimensionamento in dettaglio dello scambiatore nello schema di processo del reattore di idrogenazione con raffreddatore a fluido di servizio.**

1	Company:											
2	Location:											
3	Service of Unit:					Our Reference:						
4	Item No.:					Your Reference:						
5	Date:	Rev No.:	Job No.:									
6	Size:	438 - 4500	mm	Type:	BES	Horizontal	Connected in:	1	parallel	1	series	
7	Surf/unit(eff.)	45,3	m <sup>2</sup>	Shells/unit	1	Surf/shell(eff.)	45,3	m <sup>2</sup>				
8	<b>PERFORMANCE OF ONE UNIT</b>											
9	Fluid allocation				Shell Side				Tube Side			
10	Fluid name				WATER				WATER			
11	Fluid quantity, Total				29,9642				31,0263			
12	Vapor (In/Out)				kg/s		0		0		0	
13	Liquid				kg/s		29,9642		29,9642		31,0263	
14	Noncondensable				kg/s		0		0		0	
15												
16	Temperature (In/Out)				K		349,35		334		298,09	
17	Bubble / Dew point				K		/		/		/	
18	Density Vapor/Liquid				kg/m <sup>3</sup>		/ 943,09		/ 958,67		/ 994,02	
19	Viscosity				mPa-s		/ 0,3739		/ 0,4679		/ 0,9138	
20	Molecular wt, Vap											
21	Molecular wt, NC											
22	Specific heat				kJ/(kg-K)		/ 4,325		/ 4,252		/ 4,111	
23	Thermal conductivity				W/(m-K)		/ 0,6617		/ 0,6485		/ 0,6062	
24	Latent heat				kJ/kg							
25	Pressure (abs)				bar		0,56287		0,44675		2,0265	
26	Velocity (Mean/Max)				m/s		0,51 / 0,61		1,66 / 1,75			
27	Pressure drop, allow./calc.				bar		0,15757		0,11612		1,01325	
28	Fouling resistance (min)				m <sup>2</sup> -K/W		0,00018		0,00018		0,00022	
29	Heat exchanged				2071		kW		MTD (corrected)		33,91	
30	Transfer rate, Service				1349,1		Dirty		1364,1		Clean	
31	<b>CONSTRUCTION OF ONE SHELL</b>						<b>Sketch</b>					
32					Shell Side			Tube Side				
33	Design/Vacuum/test pressure				bar			3 / / /				
34	Design temperature / MDMT				°C			115 / / /				
35	Number passes per shell				1			2				
36	Corrosion allowance				mm			3,18				
37	Connections				In			mm				
38	Size/Rating				Out			mm				
39	Nominal				Intermediate			mm				
40	Tube #: 153		OD: 22		Tks. Average 2,11		mm		Length: 4500		mm	
41	Tube type: Plain		Insert:None		Fin#:		#/m		Material:Carbon Steel			
42	Shell Carbon Steel		ID 438,15		OD 457,2		mm		Shell cover Carbon Steel			
43	Channel or bonnet Carbon Steel								Channel cover Carbon Steel			
44	Tubesheet-stationary Carbon Steel								Tubesheet-floating Carbon Steel			
45	Floating head cover Carbon Steel								Impingement protection None			
46	Baffle-cross Carbon Steel		Type		Single segmental		Cut(%d)		40,24		HorizSpacing: c/c 350	
47	Baffle-long -		Seal Type						Inlet		565,71	
48	Supports-tube		U-bend		0				Type			
49	Bypass seal		Tube-tubesheet joint						Expanded only (2 grooves)(App.A 'i')			
50	Expansion joint		-		Type		None					
51	RhoV2-Inlet nozzle		914		Bundle entrance		327		Bundle exit		323	
52	Gaskets - Shell side		Flat Metal Jacket Fibe		Tube side		Flat Metal Jacket Fibe					
53	Floating head		Flat Metal Jacket Fibe									
54	Code requirements		ASME Code Sec VIII Div 1		TEMA class		R - refinery service					
55	Weight/Shell		1697,6		Filled with water		2426,3		Bundle		847,3	
56	Remarks											
57												
58												

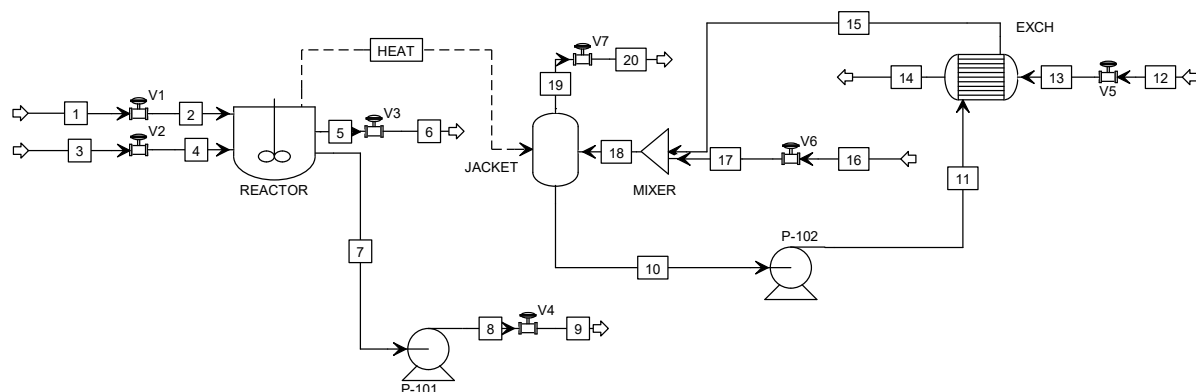


Figura F.1. Schema di processo reattore con camicia e raffreddatore.

Tabella F.2. Tabella delle correnti nello schema di processo con reattore con camicia e raffreddatore.

Stream	Phase	T	P	Vap. Frac.	Liq. Frac.	Flow	H <sub>2</sub> O	H <sub>2</sub>	Aniline	CHA
Units		K	atm	-	-	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s	kg/s
1	L	310.00	50.00	0.00	1.00	1.29	0.00	0.00	1.29	0.00
2	L	311.05	20.00	0.00	1.00	1.29	0.00	0.00	1.29	0.00
3	V	310.00	50.00	1.00	0.00	0.11	0.00	0.11	0.00	0.00
4	V	311.16	20.00	1.00	0.00	0.11	0.00	0.11	0.00	0.00
5	V	400.00	20.00	1.00	0.00	0.09	0.00	0.03	0.00	0.06
6	V	400.02	18.00	1.00	0.00	0.09	0.00	0.03	0.00	0.06
7	L	400.00	20.00	0.00	1.00	1.31	0.00	0.00	0.00	1.31
8	L	400.38	23.00	0.00	1.00	1.31	0.00	0.00	0.00	1.31
9	L	400.43	21.00	0.00	1.00	1.31	0.00	0.00	0.00	1.31
10	L	349.34	0.40	0.00	1.00	29.99	29.99	0.00	0.00	0.00
11	L	349.35	0.51	0.00	1.00	29.99	29.99	0.00	0.00	0.00
12	L	298.00	6.00	0.00	1.00	31.03	31.03	0.00	0.00	0.00
13	L	298.09	2.00	0.00	1.00	31.03	31.03	0.00	0.00	0.00
14	L	314.32	1.80	0.00	1.00	31.03	31.03	0.00	0.00	0.00
15	L	333.13	0.40	0.00	1.00	29.99	29.99	0.00	0.00	0.00
16	L	333.12	0.60	0.00	1.00	0.03	0.03	0.00	0.00	0.00
17	L	333.12	0.40	0.00	1.00	0.03	0.03	0.00	0.00	0.00
18	L	333.13	0.40	0.00	1.00	30.03	30.03	0.00	0.00	0.00
19	V	349.34	0.40	1.00	0.00	0.03	0.03	0.00	0.00	0.00
20	V	348.96	0.20	1.00	0.00	0.03	0.03	0.00	0.00	0.00

## Appendice G - Relazioni necessarie alla stima degli investimenti

$$C_{BM} = C_p^0 F_{BM} \frac{I}{I_0} = C_p^0 (B_1 + B_2 F_M F_P) \frac{I}{I_0} \quad (\text{G.1})$$

$$F_P = \frac{\frac{PD}{2(850-0.6P)} + 0.00315}{0.0063} \quad (\text{Valida solo per il reattore senza camicia}) \quad (\text{G.2})$$

$$\log_{10}(C_p^0) = K_1 + K_2 \log_{10}(A) + K_3 \log_{10}(A)^2 \quad (\text{G.3})$$

**Tabella G.1.** Parametri necessari per la stima degli investimenti

Scambiatore					
Parametro	Valore	Parametro	Valore	Parametro	Valore
$K_1$	4.8306	$B_1$	1.63	$I_0$	394
$K_2$	0.8509	$B_2$	1.66	$I$	603.1
$K_3$	0.3187	$F_M$	1.4	$F_P$	1
Pompa					
Parametro	Valore	Parametro	Valore	Parametro	Valore
$K_1$	3.3892	$B_1$	1.89	$I_0$	394
$K_2$	0.0536	$B_2$	1.35	$I$	603.1
$K_3$	0.1538	$F_M$	1	$F_P$	1
Reattore					
Parametro	Valore	Parametro	Valore	Parametro	Valore
$K_1$	3.4974	$B_1$	2.25	$I_0$	394
$K_2$	0.4485	$B_2$	1.82	$I$	603.1
$K_3$	0.1074	$F_M$	1	$F_P$	4.9
Reattore incamicciato					
Parametro	Valore	Parametro	Valore		
$K_1$	4.1052	$I_0$	394		
$K_2$	0.5230	$I$	603.1		
$K_3$	-0.0005	$F_{BM}$	4		

# Nomenclatura

$A$	=	Superficie di scambio termico ( $m^2$ )
$C_A$	=	Concentrazione dell'anilina in fase liquida ( $kmol\ m^{-3}$ )
$C_{BM}$	=	<i>Bare module cost</i> (\$)
$\dot{C}_{CW}$	=	Costo annuale acqua di raffreddamento ( $\$yr^{-1}$ )
$\dot{C}_E$	=	Costo annuale energia ( $\$yr^{-1}$ )
$C_H$	=	Concentrazione dell'idrogeno in fase liquida ( $kmol\ m^{-3}$ )
$c_p$	=	Calore specifico ( $kJ\ kg^{-1}\ K^{-1}$ )
$D_E$	=	Diametro equivalente del mantello (-)
$D_H$	=	Diametro idraulico della tubazione (-)
$f(l)$	=	Caratteristica installata della valvola (-)
$F_M$	=	Fattore di incremento del costo per il materiale (-)
$F_P$	=	Fattore di incremento del costo per l'operazione in pressione (-)
$H$	=	Entalpia (kJ)
$\hat{H}$	=	Entalpia specifica ( $kJ\ kg^{-1}$ )
$I$	=	Indice CEPCI al 2020 (-)
$I_0$	=	Indice CEPCI di riferimento (-)
$j$	=	Coefficiente di scambio termico ( $W\ m^{-2}\ K^{-1}$ )
$J_i$	=	Flow conductance ( $m^{1.5}\ kg^{0.5}\ s^{-1}\ kPa^{-0.5}$ )
$k$	=	Conducibilità termica ( $W\ m^{-1}\ K^{-1}$ )
$k$	=	Costante cinetica di reazione ( $m^3\ kmol^{-1}\ s^{-1}$ )
$K_i$	=	Guadagno della funzione di trasferimento ( $\%CO\ \%TO^{-1}$ )
$K_V$	=	Coefficiente di efflusso della valvola ( $m^3\ h^{-1}\ bar^{-0.5}$ )
$k_0$	=	Fattore pre-esponenziale ( $m^3\ kmol^{-1}\ s^{-1}$ )
$l$	=	Caratteristica intrinseca della valvola (-)
$\dot{m}$	=	Portata massiva ( $kg\ s^{-1}$ )
$Nu$	=	Numero adimensionale di Nusselt (-)
$P$	=	Pressione (bar)
$Re$	=	Numero adimensionale di Prandtl (-)
$\dot{Q}$	=	Potenza termica (W)
$\dot{q}$	=	Portata volumetrica ( $m^3\ h^{-1}$ )
$\dot{q}^{max}$	=	Massima portata volumetrica che fluisce nella valvola ( $m^3\ h^{-1}$ )
$\mathcal{R}$	=	Velocità di reazione ( $kmol\ s^{-1}$ )
$R$	=	Campo di regolazione della valvola ( <i>rangeability parameter</i> )(-)
$Re$	=	Numero adimensionale di Reynolds (-)

$T$	=	Temperatura (K)
$U$	=	Coefficiente globale di scambio termico ( $\text{W m}^{-2} \text{K}^{-1}$ )
$V_J$	=	Volume della camicia di raffreddamento ( $\text{m}^3$ )
$V_R$	=	Volume del reattore ( $\text{m}^3$ )
$w$	=	Spessore tubo (m)
$x$	=	Frazione di <i>bypass</i> (-)

### Lettere greche

$\Delta E$	=	Energia di attivazione ( $\text{kcal mol}^{-1}$ )
$\Delta P_{he}$	=	Perdite di carico legate allo scambiatore di calore (bar)
$\Delta P_{driving}$	=	Perdite di carico disponibili per la linea (bar)
$\Delta P_{he}^{force\ max}$	=	Massime perdite di carico legate allo scambiatore di calore (bar)
$\Delta P_V$	=	Perdite di carico della valvola (bar)
$\Delta P_V^{max}$	=	Perdite di carico della valvola in condizione di massima apertura (bar)
$\Delta T_{ML}$	=	Salto termico medio logaritmico (K)
$\rho_{rel}$	=	Densità relativa del fluido che scorre nella valvola (-)
$\tau_C$	=	Costante di tempo del filtro (s)
$\tau_i$	=	Costante di tempo della funzione di trasferimento (s)
$\theta$	=	Tempo morto (s)

### Acronimi

AC	=	Investimento annualizzato ( <i>Annualised cost</i> )
ATV	=	Metodo di sintonizzazione in anello chiuso ( <i>Auto-tune variation</i> )
CEPCI	=	Indice di costo per impianti di Ingegneria Chimica ( <i>Chemical Engineering Plant Cost Index</i> )
CSTR	=	Reattore continuo a serbatoio agitato ( <i>Continuous-flow stirred-tank reactor</i> )
CV	=	Variabile controllata
CW	=	Acqua di raffreddamento ( <i>Cooling water</i> )
FC	=	Regolatore di portata
FOPDT	=	Modello dinamico al primo ordine con tempo morto ( <i>First order plus dead time</i> )
IMC	=	<i>Internal model control</i>
LC	=	Regolatore di livello
MV	=	Variabile manipolata
OP	=	Output del regolatore ( <i>Controller output</i> )
OP	=	Output del sensore-trasmettitore ( <i>Transmitter output</i> )
PC	=	Regolatore di pressione

---

PW	=	Acqua di processo ( <i>Process water</i> )
SP	=	Setpoint
SRK	=	Equazione di stato di Soave-Redlich-Kwong
SSE	=	Varianza ( <i>Sum of squared estimate of errors</i> )
TC	=	Regolatore di temperatura
TEMA	=	Associazione dei costruttori di scambiatori di calore tubolari ( <i>Tubular exchanger manufacturers association</i> )
VPC	=	Regolatore di posizione della valvola





# Riferimenti bibliografici

- AVEVA, Group plc (2019). *DYNSIM<sup>®</sup> Dynamic Simulation Base Equipment User Guide*.
- Bequette, W. B. (2003). *Process control: Modeling, Design and Simulation*. Prentice-Hall, Upper Saddle River (N.J.)
- Boyce, M. P. et al. (2007). Heat-Transfer Equipment. In: Green, D. W. e R. H. Perry. *Perry chemical engineers' handbook*. Mc Graw hill, New York.
- Couper, J. R., W. R. Penney, J. R. Fair e S. M. Walas (2012). *Chemical Process Equipment - Selection and Design*. (3<sup>a</sup> ed.). Elsevier, Waltham, MA.
- Emerson, Automation Solutions (2019). *Control Valve Handbook Fourth Edition (Fisher, Emerson Process Management)*. (5<sup>a</sup> ed.). LLC Fisher Controls International Emerson Process Management, Marshalltown, Iowa.
- Flynn, A. M., T. Akashige e L. Theodore (2019). *Kern's Process Heat Transfer*. (2<sup>a</sup> ed.). Wiley, New York.
- Hall, S. M. (2018). *Rules of Thumb for Chemical Engineers*. (6<sup>a</sup> ed.). Elsevier, Amsterdam.
- Kuphaldt, T. R. (2019). *Lessons In Industrial Instrumentation*. (2<sup>a</sup> ed.). Sorgente aperto disponibile presso: <https://control.com/>.
- Luyben, W. L. (2011). Heat-Exchanger Bypass Control. *Ind. Eng. Chem. Res.* **50**, 965–973.
- Luyben, W. L., B. D. Tyréus e M. L. Luyben (1999). *Plantwide Process Control*. McGrawHill, New York.
- Marlin, T. E. (2000). *Process control : designing processes and control systems for dynamic performance*. (2<sup>a</sup> ed.). Boston : McGraw-Hill.
- McKetta, J. J. (1992). *Heat transfer design methods*. Marcel Dekker, New York.
- McMillan, G. K. e C. M. Toarmina (1995). *Advanced Temperature measurement and control*. (2<sup>a</sup> ed.). Instrument Society for Measurement e Control, Research Triangle Park (N.C.)
- Poling, B. E., G. H. Thomson, D. G. Friend, R. L. Rowley e Wilding V. W. (2007). Heat-Transfer Equipment. In: Green, D. W. e R. H. Perry. *Perry chemical engineers' handbook*. Mc Graw hill, New York.
- Seborg, D. E., T. F. Edgar e D. A. Mellichamp (2003). *Process dynamics and control*. (2<sup>a</sup> ed.). Wiley, Hoboken (NJ).
- Seborg, D. E., T. F. Edgar, D. A. Mellichamp e F. J. Doyle (2017). *Process dynamics and control*. (4<sup>a</sup> ed.). Wiley, Hoboken (NJ).
- Shilling, R. L., P. M. Bernhagen, V. M. Goldschmidt, P. S. Hrnjak, D. Johnson e K. D. Timmerhaus (2007). Heat-Transfer Equipment. In: Green, D. W. e R. H. Perry. *Perry chemical engineers' handbook*. Mc Graw hill, New York.
- Shinskey, G. F. (1988). *Process control systems, application, design and tuning*. (4<sup>a</sup> ed.). McGrawHill, New York.

- Towler, G. e R. Sinnott (2013). *Chemical Engineering Design: Principles, Practice and Economics of Plant and Process Design*. (2<sup>a</sup> ed.). Butterworth-Heinemann, Oxford (UK).
- Turton, R., J. A. Shaeiwitz, D. Bhattacharyya e W. B. Whitin (2018). *Analysis, Synthesis, and Design of Chemical Processes*. (5<sup>a</sup> ed.). Pearson Education, Upper Saddle River (N.J.)

#### Siti web

- Chemical Engineering* (2020). URL: <https://www.chemengonline.com/site/plant-cost-index/> (visitato il 12/04/2020).
- Nuclear Power* (2020). URL: <https://www.nuclear-power.net/nuclear-engineering/heat-transfer/heat-exchangers/parallel-flow-and-counter-flow-heat-exchanger/> (visitato il 14/05/2020).