



ALMA MATER STUDIORUM  
UNIVERSITÀ DI BOLOGNA

DIPARTIMENTO DI INGEGNERIA CIVILE, AMBIENTALE, CHIMICA E DEI  
MATERIALI – DICAM

**CORSO DI LAUREA MAGISTRALE IN  
INGEGNERIA CHIMICA E DI PROCESSO**

Tesi di laurea magistrale

# **ANALISI DI PROCESSO DI UN IMPIANTO INDUSTRIALE DI RECUPERO DI FLARE GAS IN CONDIZIONI DINAMICHE**

Relatore

**Prof. Matteo Minelli**

Presentata da

**Antonio Abramo**

Correlatori

**Ing. Francesca Nappini**

**Ing. Damiano Tondelli**

---

Sessione Marzo 2024

Anno Accademico 2022/2023



## **ABSTRACT**

L'elaborato ha lo scopo di descrivere l'analisi di un processo di recupero di gas di scarto, prodotto in un impianto industriale del settore petrolchimico, che normalmente sarebbe smaltito tramite combustione in torcia. Lo studio di questo processo si focalizza sulla simulazione dinamica del sistema di recupero, ovvero sull'analisi dell'andamento nel tempo di alcune variabili, registrandone la risposta a specifiche variazioni di dati di input e traendone delle considerazioni utili per affinare alcuni aspetti della gestione dell'impianto.

In primo luogo, perciò, viene fornito un background introduttivo sui sistemi di torcia, corredato dei loro principali aspetti positivi e negativi – tra questi ultimi, soprattutto, l'inquinamento ambientale e lo spreco di risorse economiche –, e sulle possibili soluzioni per la minimizzazione dell'attività di combustione tra cui, in modo particolare, appunto, l'installazione di unità di recupero del gas per promuoverne il riutilizzo.

Viene dunque illustrato il caso di studio oggetto della tesi, esaminato a fondo dal candidato durante l'attività di tirocinio presso lo studio di ingegneria Duemme S.r.l di Bologna: nello specifico, vengono illustrate le tecnologie utilizzate e le specifiche di progetto per il design del package di apparecchiature richiesto, di cui vengono successivamente descritti gli step di modellazione sul software Aspen HYSYS<sup>®</sup>, adoperato per l'analisi dapprima stazionaria e infine dinamica del processo.

Concludono l'elaborato la descrizione in dettaglio delle analisi svolte, che comprendono la variazione delle condizioni del gas in ingresso all'unità e la simulazione di scenari incidentali per il dimensionamento dei dispositivi di sicurezza, e la presentazione, spesso attraverso opportuni grafici, dei risultati ottenuti, nonché di quelli possibilmente ottenibili attraverso ulteriori analisi, che non sono state oggetto del presente lavoro, o eventuali sviluppi futuri da integrare a questo studio.



# **ANALISI DI PROCESSO DI UN IMPIANTO INDUSTRIALE DI RECUPERO DI FLARE GAS IN CONDIZIONI DINAMICHE**

ABSTRACT.....	3
INTRODUZIONE.....	7
1 UNITÀ DI RECUPERO DEL GAS DI TORCIA .....	9
1.1 Combustione dei gas in torcia.....	9
1.2 Sistemi di recupero di flare gas.....	17
1.3 Caso di studio.....	23
2 SIMULAZIONE DEL PROCESSO SU ASPEN HYSYS® .....	31
2.1 Generalità sul software.....	31
2.2 Scelta del property package .....	32
2.3 Simulazione in stato stazionario .....	34
2.4 Simulazione in dinamico.....	42
3 ANALISI E RISULTATI.....	57
3.1 Variazione delle condizioni del flare gas in ingresso.....	57
3.2 Blocco della linea di uscita del gas compresso .....	66
3.3 Scenario incidentale di incendio esterno.....	69
3.4 Considerazioni finali .....	74
CONCLUSIONI.....	79
BIBLIOGRAFIA .....	81
SITOGRAFIA.....	83



## INTRODUZIONE

La combustione in torcia è uno tra i più diffusi metodi di smaltimento dei gas di scarto prodotti in un impianto e, di conseguenza, è una pratica ormai sicura e collaudata. Tuttavia, emerge sempre di più la volontà di ridurre al minimo la quantità di gas destinato ad essere smaltito con questo sistema, al fine di evitare, quanto più possibile, la dispersione in atmosfera di fumi e sostanze inquinanti dannose per l'uomo e, soprattutto, per l'ambiente: l'iniziativa "Zero Routine Flaring by 2030", ad esempio, impegna i governi e le compagnie petrolifere che vi aderiscono alla completa interruzione delle attività di combustione in torcia non di emergenza entro il 2030 (The World Bank, 2015). Parallelamente, un'attività di torcia meno intensiva permette di ridurre i costi operativi di questo processo e di estendere la vita utile delle apparecchiature ad esso asservite.

Negli ultimi anni, perciò, sono state sviluppate alcune soluzioni impiantistiche, volte da un lato, a produrre la minima quantità di gas di torcia (*flare gas*) attraverso buone pratiche da mettere in atto all'interno degli stabilimenti e, dall'altro, a recuperare questo gas, in parte o del tutto, con l'intento di riutilizzarlo, ove possibile, in impianto o di rivenderlo all'esterno. Alcune di queste strategie prevedono l'innesto di un'unità di recupero che intercetti e recuperi la maggior quantità possibile di gas prima che questo venga inviato in torcia.

Questo lavoro di tesi si propone di analizzare in dettaglio la sezione di recupero di flare gas di un impianto industriale che prevede la compressione della corrente di scarto tramite compressori ad anello liquido, focalizzando l'attenzione, in modo particolare sulla simulazione dinamica del package tramite il software Aspen HYSYS®: attraverso lo studio del processo in transitorio, infatti, è possibile simulare alcuni scenari comuni e prevedere, al verificarsi di questi, l'andamento nel tempo delle variabili del sistema, informazione utile a fornire supporto alla progettazione e alla conduzione dell'impianto. In questo studio, nello specifico, sono stati riprodotti scenari sia di processo, come la variazione della portata e della composizione in ingresso, che di emergenza, quali il blocco della linea di uscita del gas recuperato e l'incendio esterno del vessel di separazione del gas dal liquido di servizio dei compressori.



# CAPITOLO 1

## UNITÀ DI RECUPERO DEL GAS DI TORCIA

### 1.1 Combustione dei gas in torcia

Il *gas flaring* è una pratica che prevede la combustione controllata dei gas di scarto generati durante i processi di produzione in un impianto industriale. Di norma, questi gas sono raccolti in alcuni collettori ed inviati, per lo smaltimento, a dispositivi detti torce o fiaccole, generalmente dotati di una certa elevazione, dove gli scarti di processo vengono bruciati in maniera sicura (Peterson, Tuttle, Cooper, & Baukal, 2007). Comunemente, vapor d'acqua o aria sono utilizzati per promuovere la miscelazione e, quindi, la distruzione quanto più possibile completa dei componenti organici volatili (VOCs) presenti nel gas, evitando che alcuni composti infiammabili rimangano inalterati con il rischio, quindi, che possano trovare fonti di innesco nell'ambiente esterno o che si formino composti indesiderati quali ossidi di zolfo (SO<sub>x</sub>), ossidi di azoto (NO<sub>x</sub>) o monossido di carbonio (CO).

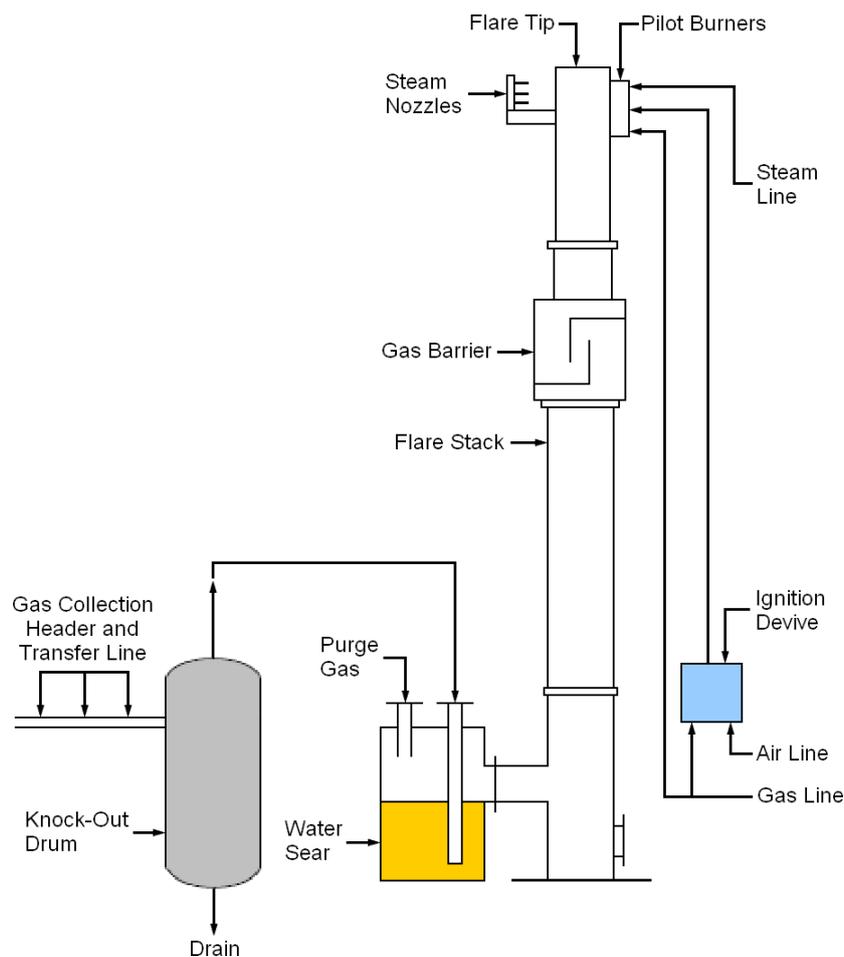
Una buona miscelazione, inoltre, garantisce un adeguato apporto d'ossigeno: l'eventuale cracking degli idrocarburi presenti nel gas, infatti, può produrre particelle di carbone che, se raffreddate al di sotto della loro temperatura di innesco e in condizioni di carenza di ossigeno, producono fumo denso e nero.

L'efficienza della combustione è altresì controllata dalla temperatura della fiamma e dal tempo di residenza della miscela in zona di combustione (Evans, et al., 2002).

Il processo di smaltimento in torcia prevede che il gas attraversi un sistema di apparecchiature e dispositivi che permettono che la combustione avvenga in maniera sicura nonché quanto più possibile efficiente. Di seguito verranno brevemente descritti gli elementi caratteristici di un sistema di torcia ad iniezione di vapore, schematizzato in figura 1.1:

- **Collettore e tubazione di trasporto:** il gas di scarto sfiato dalle unità di processo viene condotto dal punto di rilascio all'area di smaltimento tramite un collettore. Si tratta di una tubazione tipicamente di diametro nominale 40" in acciaio al carbonio, progettata per avere basse perdite di carico, ridurre al minimo zone morte e punti di accumulo di liquido e con il minor numero possibile di valvole.
- **Separatore:** serve a drenare eventuali tracce di liquido presenti nel gas di sfiato o condensate durante il trasporto, che potrebbero provocare lo spegnimento della fiamma, una combustione irregolare o la formazione di fumo. Si tratta di un serbatoio orizzontale o verticale collocato nei pressi del fondo della torcia o direttamente all'interno della colonna, dimensionato sulla base della portata di flare gas da trattare e in modo da ridurre il trascinarsi di liquido.

- **Guardia idraulica:** è un dispositivo posto a valle del separatore, o incorporato nello stesso, che ha la funzione di evitare flussi invertiti e ritorni di fiamma, e di mantenere una pressione positiva tramite una barriera di liquido (generalmente acqua). L'eventuale introduzione di gas di spurgo nella guardia idraulica può aiutare ad evitare flussi inversi quando la portata di flare gas è particolarmente bassa.
- **Camino:** nelle torce elevate, la zona di combustione si trova in cima ad una colonna detta camino (*flare stack*), che può essere supportata da un'impalcatura, da tiranti o può auto-sorreggersi, a seconda dell'altezza.
- **Gas barrier:** un'ulteriore tenuta è posta sotto il bruciatore, e questa volta serve ad impedire che l'aria esterna possa fluire verso l'interno del camino e dar luogo a possibili esplosioni.
- **Flare tip:** è l'estremità aperta della torcia, dove il gas incontra l'atmosfera, ed è progettata per garantire una fiamma continua ed una sufficiente soppressione del rumore. La capacità della torcia di bruciare il gas con una fiamma stabile è regolata proprio dal design della sua estremità che è, perciò, spesso protetto da brevetto. La stabilità della fiamma può essere aumentata attraverso l'installazione di alcuni *flame holder* all'interno della circonferenza del dispositivo, i quali permettono il corretto funzionamento del sistema a fronte di una velocità del flare gas compresa tra 0,3 e 180 m/s.
- **Bruciatori pilota:** sono i promotori della combustione e il loro design deve garantire una fiamma continua (come da regolamento EPA). La fiamma viene accesa tramite un sistema di innesco manuale o automatico. I bruciatori sono posizionati lungo tutto il perimetro esterno della *flare tip*.
- **Sistema di iniezione di vapore (*steam jets*):** è composto da una serie di bocchelli posti lungo la circonferenza dell'estremità della torcia, attraverso i quali viene iniettato vapore ad alta velocità che aumenta la turbolenza del gas in zona di fiamma, attira una maggiore quantità di aria e migliora l'efficienza del processo di combustione.
- **Sistemi di controllo:** riguardano principalmente il gas ausiliario, il sistema di iniezione di vapore e quello di innesco della fiamma. Generalmente vi è un controllore che regola la portata di gas ausiliario da fornire misurando costantemente la portata e l'energia interna del flare gas, in modo da mantenere quest'ultima ad un minimo di  $11.000 \text{ kJ/Sm}^3$ ; la portata del vapore da iniettare viene regolata sulla base della portata del gas o tramite rilevatori visivi di fumo; infine, sistemi di controllo dotati di sensori visivi o termici possono rilevare la presenza della fiamma e, qualora questa dovesse estinguersi, attivare automaticamente il sistema di innesco (Evans, et al., 2002).



**Figura 1.1** Sistema di combustione del gas in una torcia assistita da vapore (Flaring in Industry, 2024).

Esistono diverse tipologie di torce, classificate sulla base della struttura – ossia della diversa altezza dell'estremità del bruciatore – o al metodo di miglioramento della miscelazione.

A seconda dell'altezza possiamo avere:

- le **torce elevate** che sono le più comuni poiché, allontanando la fiamma dal suolo, consentono di preservare la sicurezza delle altre unità di processo, nonché delle risorse umane presenti in impianto, dall'irraggiamento, dalla dispersione dei fumi di combustione, dal rumore e da cattivi odori;
- le **torce a terra**, spesso adoperate quando vi è la necessità di nascondere la fiamma per problematiche di inquinamento visivo, oltre che per ridurre l'irraggiamento ed il rumore. Esse, infatti, sono protette da un box metallico, a sua volta rivestito da materiale refrattario, e presentano delle aperture in cima e alla base per far entrare l'aria necessaria per la combustione.

A seconda del metodo di assistenza alla miscelazione, invece, riconosciamo:

- le torce assistite da **vapore**, solitamente elevate per motivi di sicurezza, in cui un sistema di iniezione di vapor d'acqua nella zona di combustione garantisce un'adeguata turbolenza per la miscelazione e per l'inglobamento di aria nella fiamma. Sono le più utilizzate nelle raffinerie e negli impianti chimici;
- le torce assistite da **aria**, utilizzate soprattutto dove il vapore non è disponibile, le quali presentano un bruciatore di tipo *spider* ospitato all'interno di un cilindro di acciaio. Un ventilatore posto sul fondo del cilindro fornisce l'aria per la combustione, con un flusso controllabile tramite variazione della velocità del motore. Questo sistema è poco conveniente quando è necessario trattare volumi di flare gas elevati;
- le torce assistite da **pressione**, in cui viene utilizzata la pressione della stessa corrente di gas per promuovere la miscelazione. Si tratta spesso di torce a terra, perciò devono essere collocate in un'area dell'impianto in cui è disponibile spazio a sufficienza;
- le torce **non assistite**, che consistono in un semplice bruciatore senza alcun sistema di ausilio alla miscelazione, utilizzate quando il gas da bruciare ha un basso rapporto carbonio/idrogeno e, di conseguenza, brucia istantaneamente senza produrre fumi.

Alcuni tipi di torce a terra possono presentarsi con il bruciatore protetto da uno shell isolato internamente, con lo scopo di ridurre il rumore, la luminosità emessa dalla fiamma e l'irraggiamento, oltre che di fornire una protezione dal vento. La miscelazione è garantita da un'adeguata perdita di carico al bocchello del bruciatore, perciò spesso si tratta di torce non assistite (Evans, et al., 2002).



**Figura 1.2** Esempio di torcia elevata ad iniezione di vapore (sinistra) e di torcia a terra assistita da pressione (destra) (Zeeco, 2024).

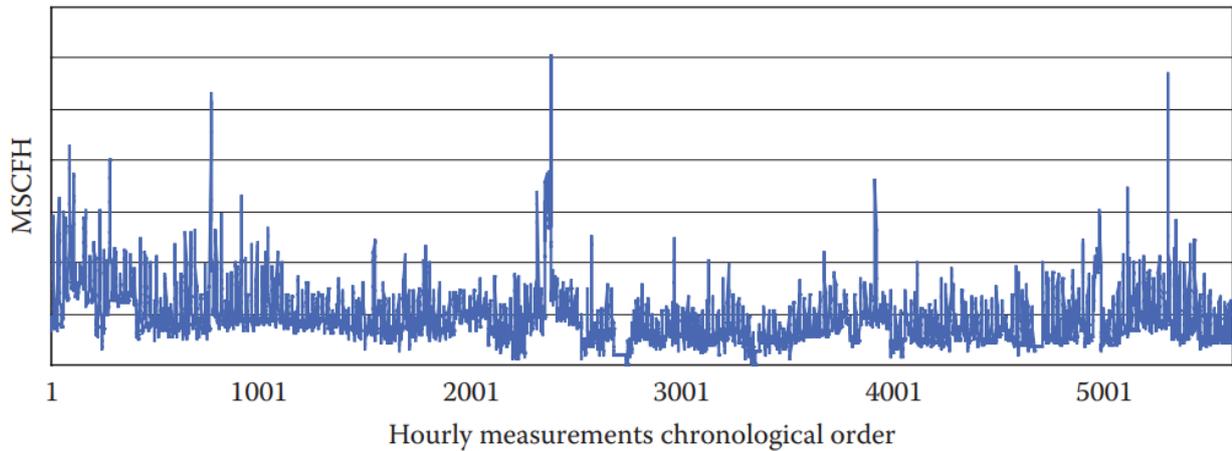
Le torce sono progettate per trattare sia il flare gas generato dall'impianto durante il normale funzionamento, sia in caso di eventuali emergenze (Peterson, Tuttle, Cooper, & Baukal, 2007). In quest'ultima situazione, le portate di gas sono generalmente molto alte (anche più di 1 milione di pounds/h) e la sicurezza dell'impianto è la preoccupazione principale: un esempio può essere l'apertura di una valvola di sicurezza (PSV) in seguito all'eccessiva pressurizzazione di un vessel, che può far sfiatare e convogliare nel sistema di smaltimento grandi quantità di gas. La massima portata che una torcia può trattare è detta *capacità idraulica*.

Durante le normali operazioni di processo, invece, le portate di gas sono di solito abbastanza basse e, ferma restando la priorità della sicurezza, ciò consente di guardare con più attenzione anche alle emissioni generate dalla combustione: pur essendo le portate e le composizioni variabili, la torcia deve essere in grado di bruciare i gas di scarto evitando la produzione di fumo e le emissioni di sostanze potenzialmente pericolose. Per questo motivo, le torce sono solitamente dimensionate sulla base della *capacità senza fumo*, ossia la massima portata di gas per cui il sistema non produce quantità significative di fumo.

La tabella 1.1 riassume i range tipici di composizione del flare gas proveniente da alcune tipologie di impianti, mentre la figura 1.3 mostra l'andamento variabile della portata trattata.

	Production Gases	LNG Plants	Refinery Fuel Gas	Landfill	Digester	Marine/Truck Loading	Fertilizer	Incineration Plants
Typical molecular weight	19-25	18-44	2,5-100+				17-18	20-30
Vol% methane	70-90	80-90	Up to 70-80	30-40	60-70	Up to 20		<5
Vol% ethane	10-15	<10	Up to 40-50			Up to 20		
Vol% propane	5-10	Up to 100	Up to 100			Up to 20		
Vol% butane+	<10					Up to 40-50		
Vol% unsaturates			Up to 100					
Vol% CO			Up to 100					Up to 20
Vol% CO <sub>2</sub>	<1	<1	Up to 10	Up to 60	20-40			Up to 50
Vol% N <sub>2</sub>	<5	<5	Up to 15			Up to 40		
Vol% H <sub>2</sub> S	Up to 5-10	<2	Up to 5					
Vol% H <sub>2</sub>			Up to 90					20-30
Vol% air						3-90		
Vol% ammonia							Up to 100	
Vol% water vapor	1-2		Up to 2				<2-3	Up to 10

**Tabella 1.1** Composizioni tipiche del flare gas (Ackland, White, & Waibel, 2013).



**Figura 1.3** Tipico andamento della portata volumetrica (in *thousand standard cubic feet per hour*,  $\text{MSCFH} \approx 26,32 \text{ Sm}^3/\text{h}$ ) di flare gas in una raffineria, in un periodo di 8 mesi (Peterson, Tuttle, Cooper, & Baukal, 2007).

Diverse composizioni del gas di scarto possono tradursi in una diversa performance del sistema di combustione: in particolare, la presenza relativa di idrogeno e carbonio (tipicamente misurata dal rapporto in peso H/C) influenza la tendenza al fumo del gas (che è tanto maggiore quanto maggiore è la presenza di carbonio), così come anche la presenza di non-idrocarburi ed inerti può influenzare le emissioni provenienti dalla torcia.

Anche le condizioni di temperatura e pressione del gas hanno un impatto sull'efficienza della combustione: una temperatura troppo bassa può determinare la condensazione degli idrocarburi più pesanti presenti nel flare gas quali paraffine (ad esclusione del metano), olefine ed aromatici (USEPA, 2023), e quindi la necessità di effettuare la rimozione del liquido prima che questo incontri la fiamma, per evitare una maggiore tendenza al fumo o la possibilità di una pioggia di liquido ardente; in condizioni di portate molto basse, invece, la condensazione può creare una depressione all'estremità della torcia e quindi un possibile flusso di aria verso l'interno del camino. Normalmente i sigilli idraulici posti sul sistema dovrebbero far fronte a questo problema, ma la temperatura del gas ne influenza comunque il dimensionamento.

Per quanto riguarda gli effetti della pressione, una combustione più efficiente può essere ottenuta convertendo quanto più possibile della pressione disponibile del gas in quantità di moto (diminuendo, così, anche i costi complessivi del sistema). È conveniente, perciò, effettuare una redistribuzione delle perdite di carico in modo da fornire all'estremità superiore della torcia la massima pressione possibile (Schwartz, White, & Bussman, 2014).

L'alto grado di variabilità di tutti questi fattori rende difficile il controllo del gas combusto che viene rilasciato in atmosfera: se già, infatti, la misurazione delle emissioni è di per sé complicata, vista

l'assenza di una camera di combustione o di un ambiente chiuso dove raccogliere la corrente esausta, i dati raccolti su torce da test sembrano sottostimare la quantità di emissioni reali: in primo luogo a causa della difficoltà di riprodurre condizioni di altissime portate (per simulare, ad esempio, la fase di emergenza di un impianto) e, in secondo luogo, a causa dell'assenza di vento che, in condizioni reali, tenderebbe invece ad abbassare l'efficienza distruttiva della torcia (Peterson, Tuttle, Cooper, & Baukal, 2007).

Per il 2022 i dati riportano, a livello mondiale, un volume di gas di scarto bruciato pari a 139 miliardi di metri cubi (The World Bank): considerando un'efficienza media di combustione pari al 98% e un potenziale di riscaldamento globale (*Global Warming Potential*, che esprime il contributo di un gas all'effetto serra, prendendo come base l'effetto della CO<sub>2</sub>, che ha convenzionalmente GWP=1) del metano pari a 28, si ottiene che ogni metro cubo di flare gas genera 2,6 kg di emissioni di CO<sub>2</sub> equivalente, per un totale di 350 milioni di tonnellate di CO<sub>2,e</sub> all'anno, di cui 42 milioni sotto forma di metano incombusto, che rappresentano un grande contributo all'intensificarsi del riscaldamento globale.

Altri gas tossici, come NO<sub>x</sub> e SO<sub>x</sub>, possono reagire con l'acqua presente nell'atmosfera e dar luogo a piogge acide (ELRI, 2021), mentre alcune forme di particolato, come la fuliggine (prodotta a partire dalla combustione incompleta dei combustibili fossili) sono considerate particolarmente pericolose per l'ambiente: si stima che le emissioni provenienti dalle torce industriali contribuiscano per il 40% ai depositi di fuliggine nell'Artico, una delle cause dell'aumento di velocità dello scioglimento dei ghiacciai (The World Bank).

La tabella 1.2, inoltre, riassume i possibili effetti sulla salute umana di gran parte delle sostanze chimiche emesse durante la combustione in torcia.

A ciò si aggiungono gli effetti secondari, ma non trascurabili, della radiazione termica emessa dalla fiamma e del rumore derivato dall'iniezione di aria o vapore ad alta velocità, che contribuiscono ad abbassare il grado di accettabilità di questi dispositivi da parte delle popolazioni locali (Emam, 2015). Si comprende dunque come, nonostante la tecnologia abbia permesso negli anni di ridurre le emissioni pericolose, il *gas flaring* abbia ancora un notevole impatto ambientale – pur essendo una pratica più sicura del semplice sfiato in atmosfera dei gas di scarto – che rappresenta ancora oggi un aspetto sfidante di questo processo.

Oltre alle problematiche ambientali, la combustione dei gas di scarto può essere vista come rappresentazione di un utilizzo inefficace di risorse energetiche, con ripercussioni sull'economia locale e mondiale: i 148 miliardi di metri cubi di gas bruciato globalmente nel 2019 (The World Bank,

s.d.) sarebbero potuti fruttare 19 e 9,5 miliardi di dollari rispettivamente sul mercato inglese e su quello americano (Okoro, Adeleye, Okoye, & Maxwell, 2021).

Sostanze chimiche	Effetti sulla salute
Ozono al suolo	Irritazione agli occhi e, in caso di elevata densità, problemi respiratori.
Solfuro di idrogeno (H <sub>2</sub> S)	Irritazione ad occhi e naso, insonnia e mal di testa.
Biossido di azoto (NO <sub>2</sub> )	Danni ai polmoni e alle vie respiratorie e peggioramento dei sintomi dell'asma. Ad elevate densità, può generare metaemoglobina, che impedisce l'assorbimento di idrogeno nel sangue.
Particolato	Rischio di cancro e infarti.
Anidride solforosa (SO <sub>2</sub> )	Danni al sistema respiratorio e peggioramento di asma e bronchite.
Alcani: metano, etano, propano	Prurito e infiammazioni e, in caso di elevata densità, eczema e gonfiore polmonare.
Alcheni: etilene, propilene	Debolezza, nausea e vomito.
Aromatici: benzene, toluene, xilene	Velenosi e cancerogeni. Danneggiano il sistema nervoso e la pelle, possono generare anomalie nel sangue e indurre depressione.

**Tabella 1.2** Effetti sulla salute umana di alcune sostanze chimiche emesse come prodotto della combustione di gas naturale in torcia (Emam, 2015).

Sembrirebbe, quindi, che il mondo dell'industria chimica e petrolchimica stia sprecando inutilmente risorse energetiche ed economiche per generare inquinamento. Tuttavia, per quanto a prima vista possa sembrare abbastanza semplice ridurre al minimo il trattamento di gas in torcia, spesso la sfida è molto più complessa. Come già accennato precedentemente, infatti, la composizione e la portata del gas di scarto che proviene dai processi condotti in impianto sono altamente variabili: ciò rende difficile, molto spesso, il riutilizzo del gas come fonte di energia all'interno dell'impianto che, solitamente, necessita di una quantità di energia costante, e non consente di venderlo all'esterno (opzione che richiederebbe un processo di purificazione, e quindi poco conveniente dal punto di vista economico).

Negli ultimi decenni, la crescita dell'interesse dei governi verso la salvaguardia dell'ambiente ha condotto ad una legislazione sempre più restrittiva: basti pensare agli obiettivi fissati durante la ventunesima riunione della Conferenza delle parti (COP21) sulla riduzione delle emissioni di gas serra, che includono l'iniziativa "Zero Routine Flaring by 2030" (The World Bank, 2015).

Una serie di strategie per ridurre progressivamente la pratica del *gas flaring* sono state sperimentate ed altre sono tutt'oggi sotto sperimentazione.

Una prima categoria di soluzioni riguarda il miglioramento dei processi che producono flare gas come scarto, senza l'ausilio di nuovi equipment: una corretta manutenzione delle apparecchiature, ad esempio, può ridurre le perdite di gas che andrebbe a finire nel collettore della torcia. Inoltre, alcune condizioni operative, sotto le quali un processo genera normalmente quantità significative di flare gas, potrebbero essere riviste e modificate per minimizzare gli scarti prodotti.

Una seconda classe di strategie prevede, invece, l'installazione di nuove apparecchiature che permettano la riduzione del volume di gas da inviare in torcia: ciò può includere una diversa progettazione dell'impianto per ridurre la produzione di gas di scarto, il ricircolo di questo gas all'interno del processo – anche se, come visto in precedenza, non è sempre possibile – o l'integrazione di nuove tecnologie che permettono di minimizzare gli sprechi (Peterson, Tuttle, Cooper, & Baukal, 2007). Un ulteriore esempio che appartiene a questa seconda categoria di soluzioni consiste nell'installare un'unità di recupero (*flare gas recovery system*, FGRS) che catturi il gas prima che questo vada in torcia, trattandolo in modo che possa essere riutilizzato o venduto. Questo lavoro di tesi si propone di analizzare più approfonditamente proprio questo tipo di tecnologie, prendendo come caso di studio un esempio industriale di FGRS.

## **1.2 Sistemi di recupero di flare gas**

I sistemi di recupero di gas destinati alla torcia sono dei package di apparecchiature che vengono installati tra il collettore che raccoglie gli sfiati di processo, da cui viene prelevata parte del flare gas, e la guardia idraulica che precede l'ingresso in torcia.

Questi sistemi sono progettati per recuperare il gas che sarebbe destinato alla combustione, al fine di renderlo disponibile per nuovi utilizzi. Il flare gas, infatti, ha spesso un elevato potere calorifico – ossia la quantità di calore rilasciata durante la combustione – e potrebbe dunque essere impiegato nell'impianto stesso se non come fonte base di energia, a causa delle problematiche affrontate sopra, quantomeno come riserva di fuel gas, riducendo così la quantità di risorse energetiche da acquistare esternamente. Il risparmio sull'acquisto di combustibile, inoltre, permette di recuperare abbastanza velocemente l'investimento per il costo dell'unità di recupero. Se la torcia utilizza un promotore di miscelazione e turbolenza, la riduzione della portata di gas da trattare fa sì che diminuisca anche il consumo di aria o vapore, estendendo parallelamente il periodo di vita della *flare tip* (Blackwell, Leagas, & Seefeldt, 2015).

In alcune particolari applicazioni, inoltre, il gas recuperato può essere utilizzato come materia prima per la produzione (Peterson, Tuttle, Cooper, & Baukal, 2007).

Oltre ai benefici economici, l'installazione di un FGRS mitiga significativamente gli impatti ambientali dei sistemi di smaltimento: la riduzione dell'operatività della torcia, derivata da una minore portata di gas in ingresso, diminuisce la produzione di fumo, le emissioni di sostanze

inquinanti, le radiazioni termiche e il rumore. Tra i benefici non tangibili, inoltre, vi è la minore visibilità della fiamma, che migliora l'accettazione dell'impianto da parte dei cittadini (Blackwell, Leagas, & Seefeldt, 2015).

Il processo di recupero può basarsi su diversi metodi: la tecnologia *gas-to-liquid* (GTL), ad esempio, parte dallo steam reforming del gas di torcia per produrre syngas che, dopo un appropriato lavaggio, viene ulteriormente processato per ottenere metanolo o diesel sintetico tramite la sintesi di Fischer-Tropsch (Hagos, Aziz, Zainal, Mofijur, & Ahmed, 2022). Si tratta di un metodo particolarmente attenzionato dalle industrie a causa del suo potenziale economico e della rilevanza dal punto di vista ambientale, tuttavia richiede un importante investimento di capitale e un grande consumo di energia (che incide per il 60% sui costi totali del sistema), per cui si adotta preferibilmente quando i volumi di flare gas da trattare sono elevati (Asadi, Yazdani, Dehaghani, & Kazempoor, 2021).

Una seconda alternativa di comune utilizzo è la generazione di potenza in turbina, dove l'energia cinetica del gas in moto viene convertita in energia meccanica e, quindi, in energia elettrica. Questa tecnica richiede un minore investimento iniziale ed ha un minor tempo di ritorno rispetto alla GTL, tuttavia risente della necessità di dispositivi per l'accumulo dell'energia (ad esempio batterie agli ioni di litio) spesso molto costosi, per immagazzinare l'energia che non può essere consumata immediatamente (Yazdani, Asadi, Dehaghani, & Kazempoor, 2020).

L'approccio più convenzionale, invece, prevede che il flare gas, che arriva al collettore a bassa pressione (spesso atmosferica), venga compresso e iniettato nella rete del fuel gas dell'impianto. Le pressioni da raggiungere sia aggirano tipicamente dagli 8 ai 15 bar (Rahimpur, et al., 2012; Asadi, Yazdani, Dehaghani, & Kazempoor, 2021).

L'unità di compressione necessita di altre operazioni unitarie di supporto quali:

- **separazione gas-liquido** in separatori (o scrubber), necessaria prima dell'ingresso al compressore quando questo lavora a secco, o in uscita dal sistema quando il compressore lavora con un liquido di servizio. Le tipologie di compressori utilizzate verranno spiegate nel seguito;
- **raffreddamento**, necessario per asportare dal sistema il calore di compressione. Solitamente avviene per mezzo di scambiatori a fascio tubiero o air coolers;
- **trattamento con ammine** (non sempre presente) per la rimozione dell'H<sub>2</sub>S (Peterson, Tuttle, Cooper, & Baukal, 2007).

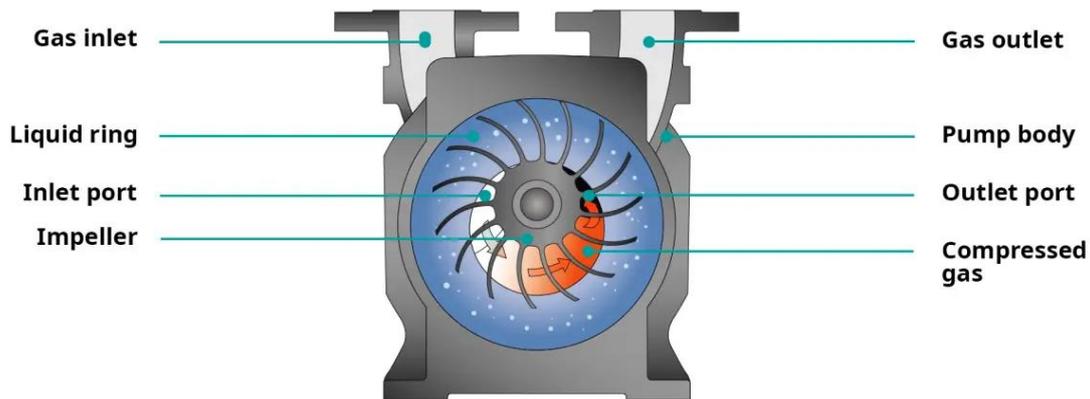
La tipologia di compressore utilizzata dipende da diversi fattori, quali il costo sostenibile, i requisiti del processo, l'efficienza, lo spazio disponibile e altri requisiti di operatività e manutenzione. Le tecnologie più comuni comprendono:

- **compressori a palette:** sono macchine semplici, che possono operare con velocità variabile e offrono efficienze elevate (65-75%). Forniscono una pressione di scarico di massimo 11 bar e il calore di compressione è trasferito al gas che, dunque, necessita di un successivo raffreddamento;
- **compressori ad anello liquido:** possono dare anch'essi una pressione di scarico fino a 11 bar, ma hanno un'efficienza solo del 25-30%. Si tratta di compressori volumetrici rotativi, che comprimono il gas insieme ad un liquido (solitamente acqua). Esso tende a disporsi ad anello lungo la circonferenza interna della macchina, a causa della forza centrifuga generata dalla rotazione (figura 1.3). La presenza dell'anello di liquido, che scambia calore con il gas assorbendo quasi tutto il calore di compressione, permette di avere una temperatura del gas compresso nettamente più bassa rispetto ad altre tecnologie. Un ulteriore vantaggio è la possibilità di usare un'ammina come liquido di servizio per effettuare, simultaneamente alla compressione, anche l'assorbimento dell'H<sub>2</sub>S;
- **compressori a vite:** possono essere ad iniezione di fluido o a secco. Nonostante abbiano la possibilità di comprimere ben oltre 11 bar, presentano alcuni svantaggi: nel caso di compressori con iniezione di olio, quest'ultimo entra a contatto con il gas provocandone la possibile contaminazione; in quelli a secco, invece, l'assenza di un fluido che assorba il calore di compressione riscalda notevolmente il gas e rende necessaria l'implementazione di stadi multipli con raffreddamento intermedio. Il rumore derivato dall'alta velocità di funzionamento (più di 8000 rpm), inoltre, rappresenta un'ulteriore problematica.
- **eiettori:** sono un'alternativa low-cost quando l'impianto dispone di una forza motrice ad alta pressione (gas, acqua o vapore). Queste macchine comprimono il gas tramite l'alimentazione, appunto, di un fluido motore: l'elevata domanda di utility per far fronte alla forza motrice richiesta, tuttavia, è il principale inconveniente di questa soluzione.

I compressori alternativi non sono scelte comuni per questo tipo di applicazioni: nonostante gli alti rapporti di compressione permettano di fornire, in un solo stadio, pressioni superiori a 22 bar, richiedono una manutenzione costante a causa delle numerose parti mobili. In alcuni casi possono essere adottate tipologie moderne di compressori alternativi, a bassa manutenzione, soprattutto per facilitare il lavoro di operai e tecnici che, solitamente, hanno una maggiore familiarità con essi rispetto ad altre tecnologie più avanzate (Blackwell, Leagas, & Seefeldt, 2015).

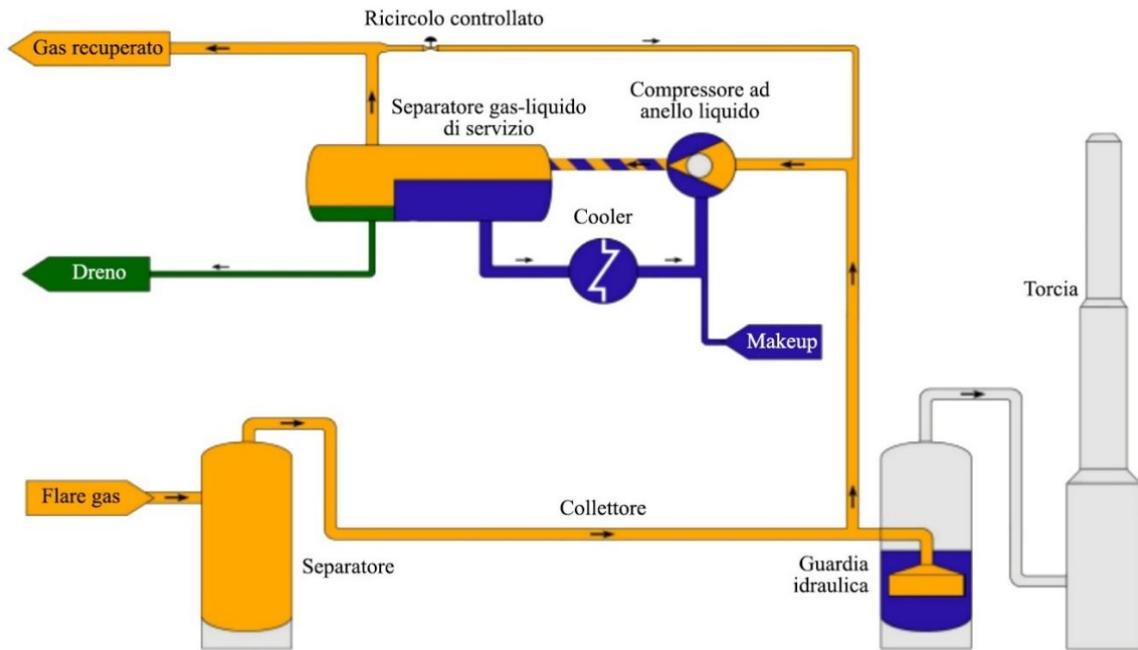
Lo schema di processo utilizzato nel caso di sistemi di recupero con compressione del flare gas può variare in base alla tecnologia di compressione scelta. Come anticipato, quando il compressore funziona con un liquido di servizio (compressori ad anello liquido e a vite lubrificati), esso dev'essere separato dal gas, raffreddato e ricircolato nella macchina: vi è, dunque, la necessità di installare un

separatore gas-liquido a valle della macchina. Alcuni tipi di compressori come quelli a palette e a vite, inoltre, richiedono che il gas in ingresso sia pulito e secco e necessitano, quindi, di uno scrubber in aspirazione per asportare liquidi o particolato, mentre ciò non è richiesto per quelli ad anello liquido. I compressori a secco trasferiscono il calore di compressione al gas che, dunque, necessita di essere raffreddato in un apposito cooler, mentre in quelli ad anello liquido e a vite con iniezione di olio soltanto il liquido dev'essere raffreddato (Blackwell, Leagas, & Seefeldt, 2015).



**Figura 1.3** Schematizzazione di un compressore ad anello liquido (LIQUID RING VACUUM PUMPS AND COMPRESSORS, 2024)

Tra le varie tecnologie menzionate, i compressori ad anello liquido sono diventati ormai lo standard per operazioni di recupero di gas di torcia: la compressione quasi isoterma, insieme alla possibilità di effettuare il trattamento del gas con ammine direttamente all'interno della macchina, sono dei vantaggi significativi che rendono queste apparecchiature particolarmente adatte per queste applicazioni. In aggiunta, l'assenza di parti meccaniche in movimento – come i pistoni in un compressore alternativo – a contatto con il fluido di processo ne aumenta l'affidabilità meccanica e riduce la frequenza di manutenzione (Lahn, 2019).



**Figura 1.4** Schema di processo di un FGRS con compressore ad anello liquido (Taheri, Manshadi, & Moghaddam, 2015)

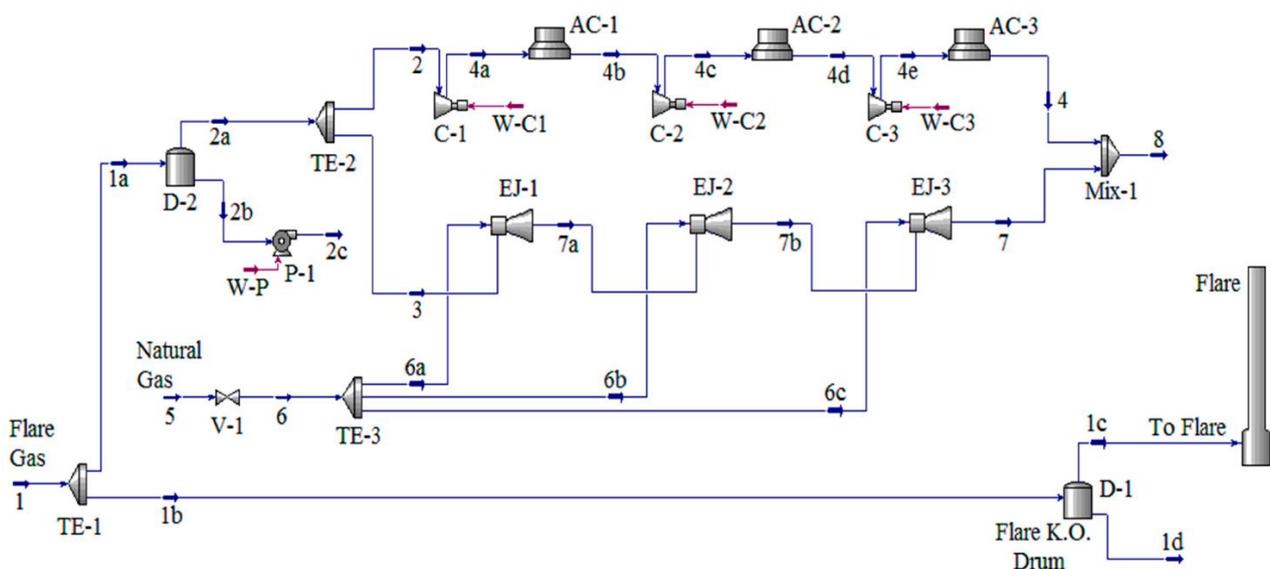
In figura 1.4 è rappresentato lo schema di processo di un comune sistema di recupero che utilizza questa tecnologia. Il gas che fluisce nel collettore viene inviato preferenzialmente al package di recupero tramite la creazione di un battente idrostatico nella guardia idraulica, che gli impedisce di dirigersi in torcia. Ciò causa un leggero aumento di pressione che, tuttavia, non interferisce significativamente con la capacità dei sistemi di protezione dalla sovrappressione presenti in impianto. In una operazione batch, quando la pressione raggiunge un certo valore, l'unità di compressione si attiva comprimendo il gas e un PLC (controllore con logica programmabile) regola lo start and stop del sistema di recupero. Se il FGRS funziona in continuo, invece, a causa della variabilità della portata di flare gas, si utilizzano più compressori in parallelo che si attivano all'occorrenza per aumentare la capacità di trattamento del sistema. Il ricircolo di una parte del gas compresso permette di mantenere costante la portata di gas in aspirazione al compressore.

Se il volume di gas è maggiore della capacità del sistema di recupero, invece, la pressione nel collettore aumenterà fino a vincere la tenuta della guardia idraulica e il gas in eccesso sarà dunque inviato in torcia. Ciò può succedere, ad esempio, durante una fase di emergenza in cui la portata di gas di scarto aumenta in maniera significativa e velocemente (Peterson, Tuttle, Cooper, & Baukal, 2007).

Negli ultimi anni, alcuni sistemi innovativi sono stati proposti come soluzioni alternative a quelle brevemente presentate finora in questo paragrafo.

Parivazh et al. (2022) hanno progettato un sistema inedito di compressione del gas di torcia, in cui compressori ed eiettori vengono utilizzati in parallelo: in particolare, lo studio effettuato per comprimere 5000 kg/h di flare gas da 0,14 a 4 bar prevede l'impiego di tre stadi di compressione in cui una parte del gas viene inviato a dei compressori centrifughi, con raffreddamento intermedio per mezzo di air cooler fino alla temperatura di 40 °C, mentre la restante portata viene pressurizzata con degli eiettori che utilizzano come fluido motore gas naturale a 14 bar (figura 1.5). L'integrazione degli eiettori permette di risparmiare sui consumi energetici rispetto ad una configurazione tradizionale, in quanto le uniche apparecchiature che consumano energia sono i compressori e gli air cooler, mentre gli eiettori funzionano, appunto, per mezzo del fluido ad alta pressione. Un impiego esclusivo di questi ultimi, tuttavia, richiederebbe enormi quantità di fluido motore per comprimere piccole quantità di gas: una configurazione che combina le due tecnologie, quindi, ottimizza i consumi.

Alcune valutazioni su questo processo innovativo sono state condotte tramite un'analisi exergetica ed exergoeconomica: la prima, in questo caso, ha lo scopo di determinare l'efficienza dei singoli elementi del sistema di recupero e confrontarla con lo stato ideale di ogni apparecchiatura, mentre la seconda permette di confrontare il costo di investimento e quello del flusso di exergia (al quale si assegna un valore economico). Per questo processo, le analisi hanno dimostrato come sia possibile recuperare il 71% del gas consumando circa 450 kW di potenza di compressione, e come in questo sistema gli eiettori abbiano l'efficienza exergetica più alta (99,87%). Per ridurre l'investimento totale, tuttavia, bisognerebbe migliorare le prestazioni degli eiettori, che hanno un fattore exergoeconomico ( $f_k = \frac{Z_k}{Z_k + C_D}$ , dove  $Z_k$  è il costo di investimento e  $C_D$  è il costo relativo alla perdita di exergia) molto basso, oltre ad una irreversibilità molto più alta rispetto a quella dei compressori.



**Figura 1.5** Schema di processo di un sistema di recupero con compressori ed eiettori in parallelo (Parivazh, et al., 2022).

### 1.3 Caso di studio

Lo schema di processo sul quale nei prossimi capitoli verranno effettuate le simulazioni è quello analizzato nel corso delle attività di tirocinio svolto presso lo studio Duemme S.r.l. (BO): si tratta di un'unità di recupero di gas di torcia proveniente da uno stabilimento del settore dell'*oil & gas*, nella quale il recupero avviene tramite compressione. La tecnologia utilizzata è quella dei compressori ad anello liquido.

Il Process Flow Diagram (PFD) del sistema è raffigurato in figura 1.6. In ingresso viene introdotta una piccola portata di fuel gas presente in impianto (stream S10) al fine di stabilizzare il gas di torcia (S30). La corrente viene perciò inviata alla sezione di compressione: sono presenti due compressori ad anello liquido (che lavorano con acqua) in parallelo, con lo scopo di aumentare la capacità del sistema. Il gas compresso fino a circa 8,5 bar e ancora miscelato con il liquido di servizio (S25) viene raffreddato in un cooler con acqua di torre ed inviato ad un separatore che recupera l'acqua e la invia nuovamente ai compressori (S16-S19). Poiché gli idrocarburi pesanti presenti nel gas potrebbero condensare (a seconda della composizione e della temperatura), il separatore è trifasico, e permette dunque di separare il condensato organico (S17) dal liquido di servizio (S18). Il gas compresso viene dunque allontanato dal FGRS per successivi riutilizzi (stream S6), a meno di una certa portata S11 utilizzata come kick-back.

Di seguito verranno analizzati più nel dettaglio le apparecchiature e le linee principali del processo.

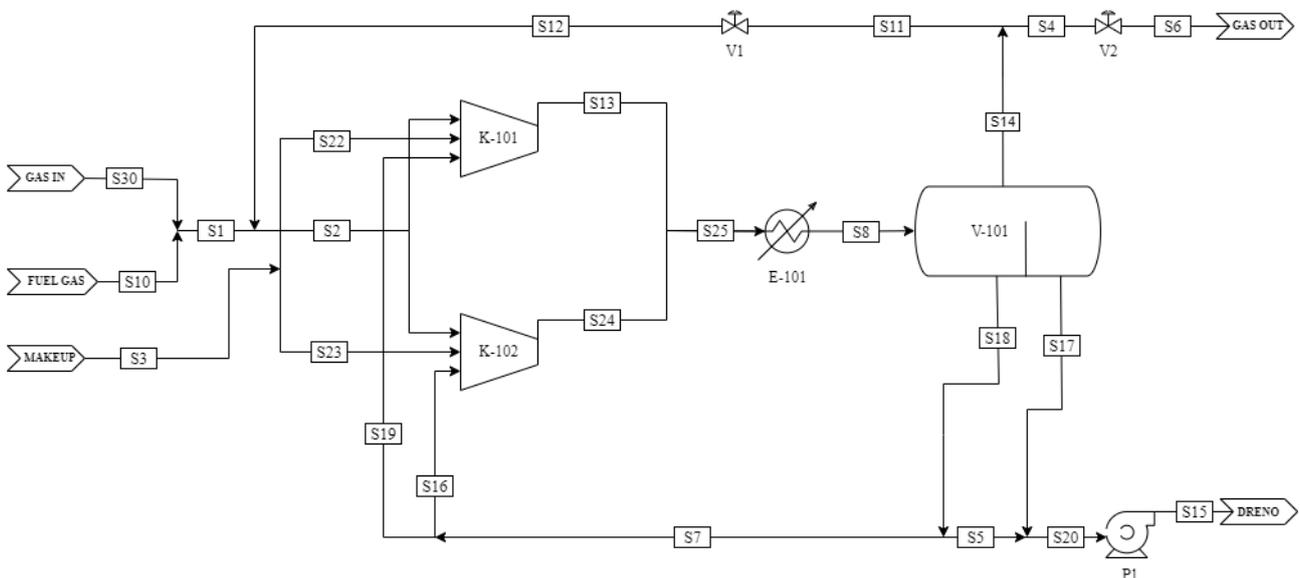


Figura 1.6 Schema di processo dell'unità di recupero (caso di studio).

#### Gas in ingresso

Per le condizioni del flare gas in ingresso al package si propongono sette casi operativi – le cui specifiche derivano da situazioni realmente sperimentate in impianto –, scelti in modo da mostrare

l'alto grado di variabilità delle caratteristiche del gas di torcia: si esplorano, infatti, portate crescenti e temperature e composizioni variabili, che influiscono rispettivamente sulla capacità di trattamento del sistema e sulla condensazione di idrocarburi pesanti. Proprietà e condizioni del gas sono riportati in tabella 1.3.

Come già accennato precedentemente, una portata relativamente bassa di fuel gas pari a 100 kg/h viene miscelata al gas da trattare prima della compressione: essendo il fuel gas composto principalmente da metano, la sua aggiunta consente di diminuire la concentrazione degli idrocarburi più pesanti nel caso in cui questi siano presenti in quantità significative nel gas di torcia (come pentano ed esano nei casi 2-3-4-5-6), contribuendo a limitare la formazione di condense.

Proprietà e condizioni del fuel gas utilizzato sono riportate nella tabella 1.4.

<b>Flare gas</b>	<b>Caso 1</b>	<b>Caso 2</b>	<b>Caso 3</b>	<b>Caso 4</b>	<b>Caso 5</b>	<b>Caso 6</b>	<b>Caso 7</b>
T (°C)	36	15	16	53	53	56	13
P (bar a)	1	1	1	1	1	1	1
Densità @ T, P (kg/m <sup>3</sup> )	1,93	2,42	2,44	2,43	2,45	2,44	1,54
Peso molecolare	48,2	55,7	56,3	63,4	63,9	64,1	35,1
Fattore di compressibilità, Z	0,986	0,973	0,973	0,975	0,975	0,975	0,996
C <sub>p</sub> /C <sub>v</sub>	1,129	1,110	1,109	1,088	1,087	1,086	1,293
Portata (Sm <sup>3</sup> /d)	57	2764	3397	28080	29180	50000	50000
<b>Composizione (frazione molare)</b>							
CO <sub>2</sub>	0,1881	0,0115	0,0101	0,0039	0,0037	0,0029	0,7143
N <sub>2</sub>	0,0006	0,0002	0,0002	0,0000	0,0000	0,0000	0,0017
Metano	0,1489	0,0518	0,0437	0,0029	0,0027	0,0021	0,2823
Etano	0,0886	0,0555	0,0515	0,0108	0,0102	0,0081	0,0015
Propano	0,1226	0,1707	0,1683	0,1702	0,0672	0,0548	0,0001
I-Butano	0,0406	0,0933	0,0941	0,0444	0,0433	0,0368	0,0000
n-Butano	0,0959	0,3141	0,3191	0,1607	0,1579	0,1377	0,0000
I-Pentano	0,0565	0,1100	0,1131	0,1042	0,1050	0,0994	0,0000
n-Pentano	0,0896	0,1382	0,1425	0,1886	0,1913	0,1860	0,0000
n-Esano	0,0431	0,0293	0,0305	0,1611	0,1661	0,1787	0,0000
n-Eptano	0,0224	0,0022	0,0023	0,0425	0,0439	0,0514	0,0000
n-Ottano	0,0116	0,0005	0,0005	0,0187	0,0192	0,0236	0,0000
n-Nonano	0,0013	0,0000	0,0000	0,0023	0,0023	0,0029	0,0000
n-Decano	0,0002	0,0000	0,0000	0,0005	0,0005	0,0006	0,0000
n-C11	0,0000	0,0000	0,0000	0,0001	0,0001	0,0001	0,0000
H <sub>2</sub> S	0,0002	0,0001	0,0001	0,0000	0,0000	0,0000	0,0001
H <sub>2</sub> O	0,0573	0,0167	0,0178	0,1398	0,1368	0,1593	0,0000
Benzene	0,0287	0,0057	0,0060	0,0453	0,0459	0,0508	0,0000
Toluene	0,0024	0,0001	0,0001	0,0024	0,0024	0,0029	0,0000
E-Benzene	0,0003	0,0000	0,0000	0,0004	0,0004	0,0005	0,0000
O-Xylene	0,0002	0,0000	0,0000	0,0002	0,0002	0,0003	0,0000
M-Xylene	0,0004	0,0000	0,0000	0,0005	0,0005	0,0006	0,0000
P-Xylene	0,0004	0,0000	0,0000	0,0005	0,0005	0,0006	0,0000

**Tabella 1.3** Condizioni di ingresso, proprietà e composizioni del flare gas (caso di studio).

Fuel gas	HP	LP
T (°C)	max 76	max 76
P (kPa g)	1079	5520
<b>Composizione (frazione molare %)</b>		
CO <sub>2</sub>		3,0459
N <sub>2</sub>		0,4558
Metano		72,1652
Etano		13,1036
Propano		7,5074
I-Butano		0,9354
n-Butano		1,9446
I-Pentano		0,3279
n-Pentano		0,3805
n-Esano		0,1017
n-Eptano		0,0097
n-Ottano		0,0007
Peso molecolare		22,6
Potere calorifico (PCI, kJ/kg)		45,349
Densità (kg/Nm <sup>3</sup> )		0,954

**Tabella 1.4** Composizioni e condizioni del fuel gas ad alta pressione (HP) e a bassa pressione (LP) disponibile in impianto (caso di studio).

### Compressori ad anello liquido

La compressione avviene in un unico stadio in compressori ad anello liquido forniti di un sistema di ricircolo totale del liquido di servizio (acqua). Ogni compressore ha una capacità di 1430 m<sup>3</sup>/h a 15,6 °C e 1 atm, ed opera con una potenza fornita di circa 287 kW per comprimere il flare gas fino a 861,3 kPa assoluti.

L'anello liquido assorbe quasi tutto il calore di compressione, e in tal modo essa si rivela essere quasi isoterma.

Delle due macchine in parallelo, una è attiva durante la normale operatività del sistema, mentre la seconda entra in funzione in maniera automatica quando la portata del flare gas in ingresso supera la capacità del singolo compressore.

### Cooler

Uno scambiatore di calore raffredda la corrente in uscita dai compressori al fine di asportare dal sistema il calore di compressione e portare il gas ad una temperatura massima di 55 °C. L'utility

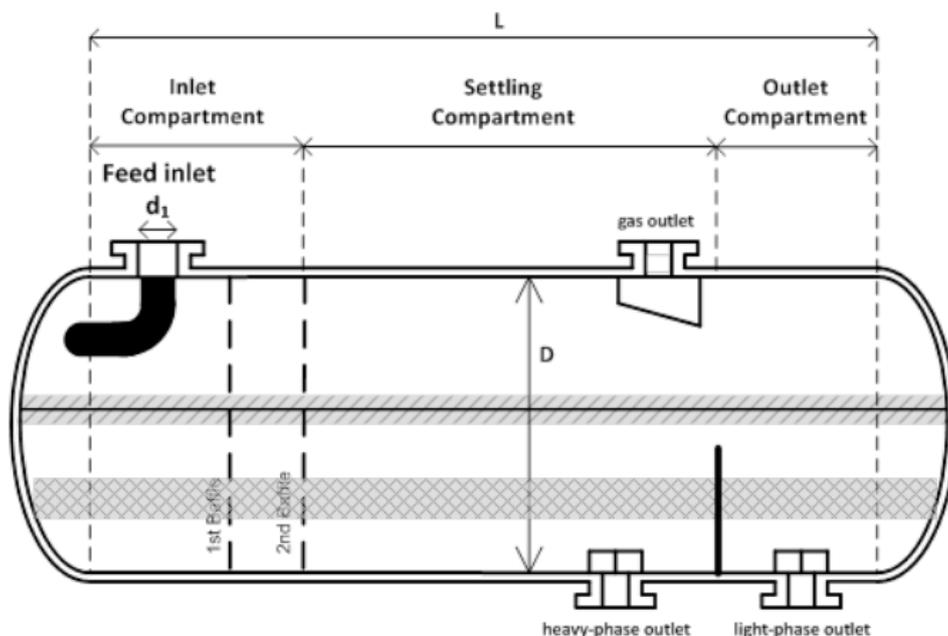
utilizzata è acqua di torre disponibile a 35 °C e da restituire a 55 °C. Il dimensionamento di questa apparecchiatura è stato effettuato sul caso operativo più oneroso, ovvero il caso 6, nel quale la corrente di flare gas ha una portata molto più elevata rispetto agli altri e la temperatura di scarico del compressore è la più alta (come si vedrà dalla redazione dei bilanci di materia ed energia).

### Separatore trifase

La separazione del gas dall'acqua dell'anello liquido avviene in un separatore trifase che permette, qualora la composizione e la temperatura del flare gas siano tali da generare condense durante le fasi di compressione e raffreddamento, di separare anche gli idrocarburi condensati sotto forma di fase liquida leggera.

L'apparecchiatura consiste in un vessel orizzontale dotato di una diga che divide il volume interno in due camere: nella prima si raccoglie la fase liquida più pesante (l'acqua, in questo caso), mentre nella seconda si raccoglie la fase oleosa che, essendo dotata di minore densità, tende a disporsi sopra lo strato d'acqua e a traboccare oltre la diga (figura 1.7).

Per questa applicazione non è previsto un controllo dell'interfaccia tra le due fasi, perciò se quest'ultimo dovesse superare l'altezza della diga una certa quantità di acqua verrebbe a trovarsi nella camera del liquido leggero: questa condizione, tuttavia, non è critica per il processo, in quanto la fase oleosa verrà comunque allontanata e trattata appositamente. Un'adeguata progettazione del vessel, invece, deve impedire l'eccessivo abbassamento del livello della fase acquosa per non risucchiare nel bocchello di uscita della prima camera eventuali idrocarburi, che andrebbero poi a ricircolare nell'anello liquido dei compressori.



**Figura 1.7** Separatore trifase orizzontale con diga interna (DEP Specification, 2017)

## Linea di make-up

Una linea di reintegro è prevista per ogni compressore. Questa corrente ha lo scopo di immettere nel sistema nuovo liquido di servizio il quale, ad esempio, potrebbe essere in parte perduto uscendo insieme al condensato dalla seconda camera del separatore o potrebbe essere drenato dalla prima camera per regolare il livello (linea di dreno trattata nel seguito).

L'acqua di make-up può essere prelevata dal serbatoio di make-up che rifornisce il sistema di raffreddamento dell'acqua (condizioni e proprietà riportate in tabella 1.5), fino ad una portata massima di 5 m<sup>3</sup>/h, e viene inviata ai compressori tramite una pompa dedicata.

Acqua di make-up	
T (°C)	30
P (kPa g)	392
Densità (kg/m <sup>3</sup> )	1,024
Viscosità (Pa.s)	0,96.10 <sup>-3</sup>
Pressione di vapore @ T (kPa a)	3,5
Solidi disciolti totali (TDS, mg/L)	<500
Concentrazione di ioni cloruro (Cl <sup>-</sup> , mg/L)	<50
Concentrazione di O <sub>2</sub> (ppm)	~0,05 (limite 7)
pH	7.0 - 8.0

**Tabella 1.5** Proprietà dell'acqua di make-up (caso di studio).

## Linea di kick-back

Si prevede una linea che ricircoli in aspirazione ai compressori parte del gas in uscita dal sistema. Ciò avviene poiché le portate considerate nei sette casi operativi risultano comunque minori della portata di design della macchina ed è, dunque, necessario fornire una certa quantità di gas aggiuntivo che viene prelevato dal separatore finale, espanso in valvola fino alla pressione di aspirazione e riportato a monte. Durante l'operatività del sistema, inoltre, vista la variabilità della portata di flare gas che può arrivare all'unità di recupero, la presenza della linea di kick-back permette l'implementazione di un controllore che regoli l'apertura della suddetta valvola per mantenere costante la portata volumetrica all'ingresso dei compressori.

## Linea di dreno

Come già anticipato, l'acqua separata nella prima camera del separatore trifase viene ricircolata ai compressori per ripristinare l'anello liquido. Tuttavia, è bene prevedere una linea di dreno, regolata da una valvola normalmente chiusa, che asporti dal sistema parte dell'acqua nel caso in cui il livello nel separatore dovesse alzarsi sopra una soglia limite.

Poiché, come detto prima, il separatore non effettua il de-watering – nella fase oleosa, cioè, potrebbero essere presenti tracce di acqua –, la corrente drenata viene unita a quella di idrocarburi condensati ed inviata, tramite una pompa, ad un'unità di trattamento (stream S5 in figura 1.6).



## CAPITOLO 2

### **SIMULAZIONE DEL PROCESSO SU ASPEN HYSYS®**

La simulazione di processo è utilizzata per la progettazione, sviluppo, analisi ed ottimizzazione degli impianti chimici. Si tratta di una riproduzione del processo attraverso la rappresentazione modellistica, in un ambiente virtuale, di sostanze chimiche, apparecchiature e strumentazione reali (Mondal, Uddin, Majumder, & Pokhrel, 2015).

I numerosi software per l'analisi di processo presenti sul mercato, dunque, sono in grado di effettuare calcoli termodinamici, redigere bilanci di materia ed energia, risolvere equilibri di fase, e dimensionare apparecchiature; tra questi, Aspen HYSYS® è certamente uno dei più all'avanguardia, ed è largamente impiegato nella realtà industriale.

#### **2.1 Generalità sul software**

Aspen HYSYS® è uno strumento che permette la modellazione e simulazione di processi chimici, utilizzato sia in ambito accademico che dalle industrie di vari settori (*oil & gas*, raffinazione del petrolio, frazionamento dell'aria e *gas processing*) nell'ambito di ricerca, sviluppo e progettazione (Hamid, 2007).

Il software presenta un'interfaccia intuitiva che lo rende accessibile anche ad utenti con poca esperienza: è presente, infatti, un'ampia raccolta di modelli per le operazioni unitarie; la costruzione dei PFD è modulare ed interattiva, e permette di navigare agevolmente anche in simulazioni molto estese; il funzionamento di apparecchiature talvolta complesse, come le colonne di distillazione, può essere simulato in maniera flessibile grazie ad ambienti di modellazione dedicati. Ciò che rende HYSYS® particolarmente affidabile, tuttavia, sono le sue robuste fondamenta termodinamiche: il software offre la possibilità di accedere ad una vasta gamma di *property packages*, ossia di raccolte di equazioni di stato e metodi di calcolo utili per prevedere le proprietà termodinamiche di sostanze e miscele, consentendo all'utente di creare il proprio *fluid package*, comprensivo di property package e lista dei componenti, affinché le proprietà calcolate siano il più possibile affini alla realtà. Il software consente, inoltre, di effettuare un dimensionamento di massima degli equipment ed una stima preliminare dei costi.

Le simulazioni possono essere effettuate sia in stato stazionario, sia in transitorio (*Dynamics mode*), con la possibilità di valutare lo stesso processo in entrambe le modalità, passando agevolmente dall'una all'altra senza perdita di informazioni. I modelli in stato stazionario consentono di effettuare i bilanci di materia e di energia del processo e di riassumerne i risultati in un apposito *Workbook*. La simulazione dinamica è un'estensione di quella stazionaria e permette di includere nel modello la dipendenza dal tempo, rendendo possibile la descrizione, la previsione e il controllo di processi reali

in cui la variabile tempo gioca un ruolo significativo (ad esempio nelle fasi di avviamento e shut-down di un impianto, o in occasione cambiamento di alcune specifiche) (Mondal, Uddin, Majumder, & Pokhrel, 2015).

Nel seguito verranno illustrate le fasi di modellazione su Aspen HYSYS® del caso di studio precedentemente introdotto.

## 2.2 Scelta del property package

Per applicazioni del settore petrolchimico e dell'oil & gas, il property package generalmente raccomandato è quello che utilizza l'equazione di stato (EoS) di Peng-Robinson (PR, tabella 2.1) (AspenTech, 2005):

Peng-Robinson EoS		$P = \frac{RT}{\bar{v} - b} - \frac{a}{\bar{v}(\bar{v} + b) + b(\bar{v} - b)}$	
dove			
$P$	pressione	$a =$	$\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j (a_i a_j)^{0,5} (1 - k_{ij})$
$\bar{v}$	volume molare	$k_{ij}$	parametro di interazione binaria tra i componenti i e j
$R$	costante dei gas ideali	$a_i =$	$a_{ci} \alpha_i$
$T$	temperatura	$a_{ci} =$	$0,457235 \frac{(RT_{ci})^2}{P_{ci}}$
$b =$	$\sum_{i=1}^N x_i b_i$	$\alpha_i^{0,5} =$	$1 + m_i \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_{ci}}}\right)$
$b_i =$	$0,077796 \frac{RT_{ci}}{P_{ci}}$	$m_i =$	$0,37464 + 1,54226\omega_i - 0,26992\omega_i^2$
$T_{ci}$	temperatura critica dell'i-esimo componente	$\omega_i =$	fattore acentrico dell'i-esimo componente
$P_{ci}$	pressione critica dell'i-esimo componente		

**Tabella 2.1** Equazione di stato di Peng-Robinson (Sandler, 2020).

L'equazione di stato di Soave-Redlich-Kwong (SRK, tabella 2.2) fornisce spesso risultati sovrapponibili a quelli ottenuti con PR, anche se il suo campo di applicazione è più limitato: è sconsigliata, infatti, per sistemi molto lontani dall'idealità (AspenTech, 2005).

L'esperienza aziendale, tuttavia, porta a preferire per consuetudine la SRK poiché, nei casi specifici trattati abitualmente, funziona in modo migliore, restituendo dati più aderenti alla realtà.

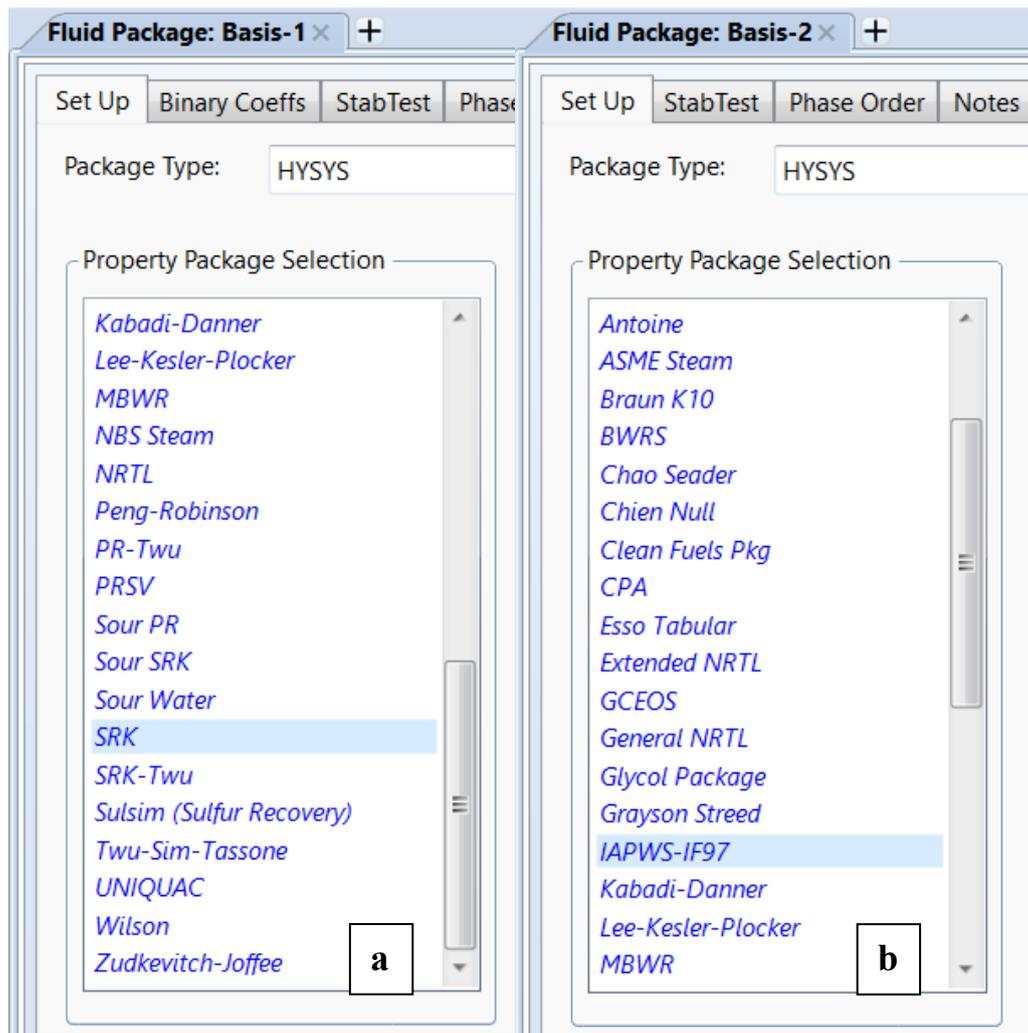
Soave-Redlich-Kwong EoS		$P = \frac{RT}{\bar{v} - b} - \frac{a}{\bar{v}(\bar{v} + b)}$	
dove			
$P$	pressione	$a =$	$\sum_{i=1}^N \sum_{j=1}^N x_i x_j (a_i a_j)^{0,5} (1 - k_{ij})$
$\bar{v}$	volume molare	$k_{ij}$	parametro di interazione binaria tra i componenti i e j
$R$	costante dei gas ideali	$a_i =$	$a_{ci} \alpha_i$
$T$	temperatura	$a_{ci} =$	$0,42747 \frac{(RT_{ci})^2}{P_{ci}}$
$b =$	$\sum_{i=1}^N x_i b_i$	$\alpha_i^{0,5} =$	$1 + m_i \left(1 - \sqrt{\frac{T}{T_{ci}}}\right)$
$b_i =$	$0,08664 \frac{RT_{ci}}{P_{ci}}$	$m_i =$	$0,48 + 1,5746\omega_i - 0,176\omega_i^2$
$T_{ci}$	temperatura critica dell'i-esimo componente	$\omega_i =$	fattore acentrico dell'i-esimo componente
$P_{ci}$	pressione critica dell'i-esimo componente		

**Tabella 2.2** Equazione di stato di Soave-Redlich-Kwong (Sandler, 2020).

Attraverso la sezione *Properties* del software, è stato perciò creato un fluid package (denominato Basis-1) utilizzando la lista dei componenti presenti nel sistema in esame (ossia le sostanze che compongono il gas di torcia e il fuel gas, precedentemente introdotte nelle tabelle 1.3 e 1.4) e il property package SRK (figura 2.1a).

Per simulare la corrente di cooling water utilizzata come utility nello scambiatore a valle dei compressori, invece, è stato creato un diverso fluid package (Basis-2, figura 2.1b): in HYSYS®, infatti, sia la PR che la SRK non riproducono bene alcune proprietà dell'acqua (come il calore specifico), la cui precisione è indispensabile per ottenere informazioni importanti, come la portata richiesta per raggiungere un dato livello di raffreddamento nel cooler. Sperimentazioni aziendali hanno dimostrato come un property package adatto per questa applicazione sia, invece, l'IAPWS-IF97: si tratta di un pacchetto in grado di calcolare accuratamente le proprietà termodinamiche e di trasporto di acqua e vapore acqueo nel range di temperature da 0 ad 800 °C e fino a 100 MPa di pressione, attraverso un set di cinque equazioni di stato valide ciascuna in una determinata regione del suddetto range (Wagner, et al., 2000).

La component list di questo fluid package contiene, naturalmente, soltanto H<sub>2</sub>O.



**Figura 2.1** Pacchetto fluidi e lista componenti utilizzati per le correnti di processo (a) e per la corrente di cooling water (b).

### 2.3 Simulazione in stato stazionario

Per poter effettuare delle analisi sulle prestazioni dinamiche dell'impianto in esame è indispensabile disporre prima di una simulazione in stato stazionario consolidata, sulla base della quale verranno poi ricreati degli scenari transitori. Poiché è di interesse anche la redazione dei bilanci di materia e di energia (Heat & Mass Balance, H&MB), sono state create sette simulazioni in stazionario, una per ogni caso operativo.

Aspen HYSYS® consente di modellare il processo in maniera semplice ed intuitiva: spostandosi nella sezione *Simulation*, è possibile inserire nel *Flowsheet* di lavoro correnti ed apparecchiature attraverso un'apposita palette di modelli.

Di seguito è descritta la schematizzazione sul software delle varie apparecchiature e delle linee principali del sistema di recupero.

## Gas in ingresso

Per creare le correnti in ingresso (flare gas, fuel gas, acqua di makeup e cooling water) è stato utilizzando il modello *Material Stream*, specificando opportunamente composizione, temperatura, pressione e portata (valori in blu in figura 2.2a-b). Come detto precedentemente, il pacchetto fluidi utilizzato per le correnti di processo è quello denominato Basis-1 (con SRK come EoS), quello utilizzato per la cooling water è il Basis-2 (con il property package IAPWS-IF97). Confrontando le proprietà del flare gas in ingresso simulato attraverso il software (figura 2.3c) con quelle riportate in tabella 1.3 (peso molecolare, densità, portata volumetrica, rapporto tra calori specifici, fattore di compressibilità), si nota come siano abbastanza sovrapponibili, a testimonianza della buona affidabilità del modello termodinamico.

Worksheet	Stream Name	S30	Vapour Phase	Liquid Phase
Conditions	Vapour / Phase Fraction	0,9883	0,9883	0,0115
Properties	Temperature [C]	36,00	36,00	36,00
Composition	Pressure [bar]	1,013	1,013	1,013
Oil & Gas Feed	Molar Flow [kgmole/h]	0,1002	9,906e-002	1,156e-003
Petroleum Assay	Mass Flow [kg/h]	4,848	4,737	0,1106
K Value	Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	8,197e-003	8,040e-003	1,572e-004
User Variables	Molar Enthalpy [kcal/kgmole]	-4,065e+004	-4,062e+004	-4,263e+004
Notes	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	180,2	181,5	71,44
Cost Parameters	Heat Flow [kcal/h]	-4074	-4024	-49,30
Normalized Yields	Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	7,898e-003	7,755e-003	1,556e-004
Emissions	Fluid Package	Basis-1		

	Mole Fractions	Stream Name	S30
CO2	0,1881	Molecular Weight	48,36
Nitrogen	0,0006	Molar Density [kgmole/m3]	4,043e-002
Methane	0,1489	Mass Density [kg/m3]	1,955
Ethane	0,0886	Act. Volume Flow [ft3/min]	1,459
Propane	0,1226	Mass Enthalpy [kcal/kg]	-840,5
i-Butane	0,0406	Mass Entropy [kJ/kg-C]	3,727
n-Butane	0,0959	Heat Capacity [kJ/kgmole-C]	77,48
p-Xylene	0,0004	Mass Heat Capacity [kJ/kg-C]	1,602
m-Xylene	0,0004	LHV Molar Basis (Std) [kcal/kgmole]	4,255e+005
o-Xylene	0,0002	HHV Molar Basis (Std) [kcal/kgmole]	4,586e+005
E-Benzene	0,0003	HHV Mass Basis (Std) [kcal/kg]	9482
Toluene	0,0024	Std. Gas Flow [STD_m3/d]	57,00
Benzene	0,0287	Z Factor	0,9867
H2O	0,0573	CO2 Apparent Wt. Conc. [kgmol/kg]	<empty>
H2S	0,0002	LHV Mass Basis (Std) [kcal/kg]	8798
n-C11	0,0000	Phase Fraction [Vol. Basis]	0,9808
n-Decane	0,0002	Phase Fraction [Mass Basis]	0,9771
n-Nonane	0,0013	Phase Fraction [Act. Vol. Basis]	0,9999
n-Octane	0,0116	Mass Exergy [kcal/kg]	0,3256
n-Heptane	0,0224	Partial Pressure of CO2 [bar]	0,1928
n-Hexane	0,0431	Cost Based on Flow [Cost/s]	0,0000
n-Pentane	0,0896		
i-Pentane	0,0565		

**Figura 2.2** Corrente di flare gas in ingresso (S30) simulata in HYSYS® (Caso operativo 1): condizioni (a), composizione (b) e proprietà (c). I valori in blu identificano dati di input, quelli in nero sono calcolati, invece, dal simulatore.

Le correnti di flare gas e di fuel gas sono state miscelate tramite l'elemento *Mixer*, che restituisce la corrente totale di ingresso da inviare ai compressori (insieme al gas ricircolato e all'anello liquido, descritti di seguito). Sui mixer verranno fatte delle considerazioni nel paragrafo successivo, al fine di settarli correttamente per il passaggio in modalità dinamica.

### Compressore ad anello liquido

Tra i modelli di Aspen HYSYS® non è presente quello specifico di un compressore ad anello liquido: la pratica aziendale è quella di modellare un compressore generico di tipo “wet gas” (che ammette, cioè, la presenza di liquido in aspirazione), al quale arriva in ingresso la corrente mista di gas di processo e liquido di servizio (denominata MIX1 in figura 2.3b). Quest'ultimo sarà poi separato nel separatore a valle e ricircolato in aspirazione alla macchina.

Per soddisfare gli input richiesti dal simulatore, vengono create (oltre alla corrente in ingresso) una corrente di mandata e una di energia (rispettivamente S13 ed En\_K101 in figura 2.3b), specificando la pressione di uscita dalla macchina e la potenza termica assorbita.

Analogamente è stato modellato il secondo compressore, K-102, che funziona in parallelo al primo.

Efficiency

Adiabatic Efficiency	15,253
Polytropic Efficiency	15,712

Polytropic Method

- Schultz
- Huntington
- Reference

Duty

287,000 kW

Operating Mode

- Centrifugal
- Reciprocating
- Screw
- Wet gas

Curve Input Option

- Single GMF/GVF
- Multiple GMF/GVF

Pressure Specs

Delta P: 7,600 bar Pressure Ratio: 8,503

**a**

Worksheet	Name	MIX1	S13	En_K101
Conditions	Vapour	0,0380	0,0354	<empty>
Properties	Temperature [C]	45,59	65,36	<empty>
Composition	Pressure [bar]	1,013	8,613	<empty>
PF Specs	Molar Flow [kgmole/h]	712,3	712,3	<empty>
	Mass Flow [kg/h]	1,296e+004	1,296e+004	<empty>
	LiqVol Flow [m3/h]	13,94	13,94	<empty>
	Molar Enthalpy [kcal/kgmole]	-6,641e+004	-6,607e+004	<empty>
	Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	63,77	67,48	<empty>
	Heat Flow [kcal/h]	-4,730e+007	-4,706e+007	2,469e+005

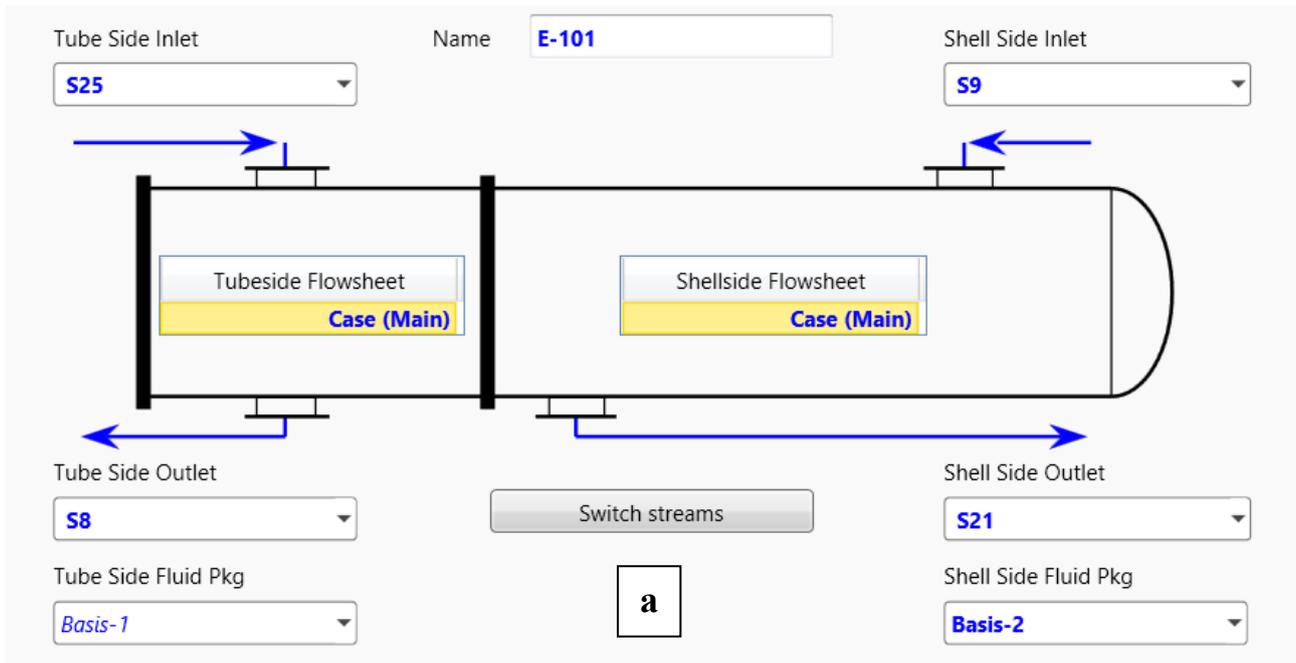
**b**

**Figura 2.3** Design del compressore ad anello liquido K-101 (a) e condizioni delle correnti in ingresso e in uscita (b) (Caso operativo 1).

### Cooler

Per simulare il cooler che effettua il raffreddamento della corrente compressa viene utilizzato il modello *Heat Exchanger*, che permette di modellare uno scambiatore a fascio tubiero utilizzando, quindi, anche la corrente di utility (cooling water, stream S9-S21 in figura 2.4). Nel caso in esame, si è scelto di progettare lo scambiatore con il fluido di processo (bifase) lato tubi, in modo da evitare quanto più possibile la segregazione delle fasi. In figura 2.5a, inoltre, è possibile notare la scelta dei due diversi fluid package per la corrente di processo e la cooling water.

Vengono specificate le condizioni di ingresso e di uscita della corrente di processo e dell'utility: in particolare, la temperatura di uscita del gas è fissata dalle specifiche di progetto, così come il range di temperature di lavoro della cooling water, mentre le pressioni di uscita sono state scelte in modo da avere delle perdite di carico tipiche di 0,2 bar lato processo e di 0,5 bar lato utility. La portata di acqua necessaria è, perciò, calcolata in automatico dal simulatore attraverso il bilancio di energia nell'apparecchiatura.



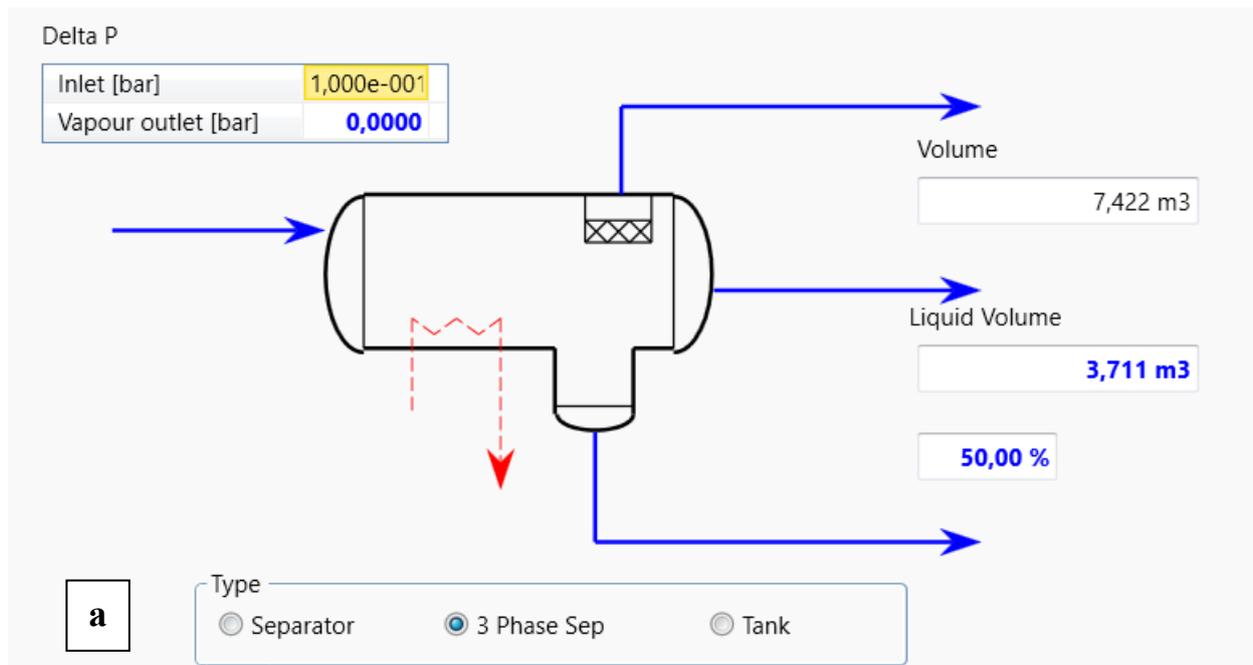
Name	S25	S8	S9	S21
Vapour	0,0353	0,0347	0,0000	0,0000
Temperature [C]	65,35	55,00	35,00	55,00
Pressure [bar]	8,613	8,413	13,10	12,60
Molar Flow [kgmole/h]	1424	1424	1373	1373
Mass Flow [kg/h]	2,591e+004	2,591e+004	2,474e+004	2,474e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	27,88	27,88	24,79	24,79
Molar Enthalpy [kcal/kgmole]	-6,608e+004	-6,642e+004	-6,813e+004	-6,777e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	67,47	63,08	95,79	100,5
Heat Flow [kcal/h]	-9,412e+007	-9,462e+007	-9,356e+007	-9,306e+007

**Figura 2.4** Design del cooler E-101 (a) e condizioni delle correnti in ingresso e in uscita (b) (Caso operativo 1).

### Separatore trifase

Il software offre la possibilità di modellare i separatori in maniera molto dettagliata. Per il caso di studio è stato utilizzato il modello *3 Phase Separator*. Per questa apparecchiatura è necessario prevedere tre correnti in uscita: una per la fase vapore, una per la fase liquida leggera e una per la fase liquida pesante (rispettivamente S14, S17 ed S18 in figura 2.5). Una tipica perdita di carico di 0,1 bar è stata prevista per le correnti in uscita ed il vessel è stato assunto normalmente pieno di liquido per il 50% del suo volume.

Si noti che in figura 2.5b, la corrente di liquido leggero ha portata nulla poiché nel caso operativo 1, preso come esempio, non vi è condensazione di idrocarburi.



Name	S8	S17	S14	S18
Vapour	0,0347	0,0000	1,0000	0,0000
Temperature [C]	47,30	47,30	47,30	47,30
Pressure [bar]	8,413	8,313	8,313	8,313
Molar Flow [kgmole/h]	1424	0,0000	49,40	1375
Mass Flow [kg/h]	2,591e+004	0,0000	1141	2,477e+004
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	27,88	0,0000	3,056	24,82
Molar Enthalpy [kcal/kgmole]	-6,642e+004	-3,671e+004	-2,216e+004	-6,801e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	63,08	107,1	175,2	59,06
Heat Flow [kcal/h]	-9,462e+007	-0,0000	-1,095e+006	-9,352e+007

**Figura 2.5** Design del separatore trifase V-101 (a) e condizioni delle correnti in ingresso e in uscita (b) (Caso operativo 1).

### Linea di make-up

Una corrente di sola acqua è stata creata e collegata, attraverso dei mixer, al gas in ingresso ai compressori. Le condizioni di ingresso sono quelle imposte dalla fonte disponibile in impianto (e già riportate in tabella 1.5), mentre la portata di 50 kg/h è stata scelta per soddisfare i bilanci di materia nei casi operativi in cui la compressione avviene con evaporazione di una piccola parte dell'anello liquido. In ogni caso, è sempre buona pratica mantenere attiva una piccola portata di make-up per fornire liquido fresco ed evitare l'accumulo di possibili impurità presenti.

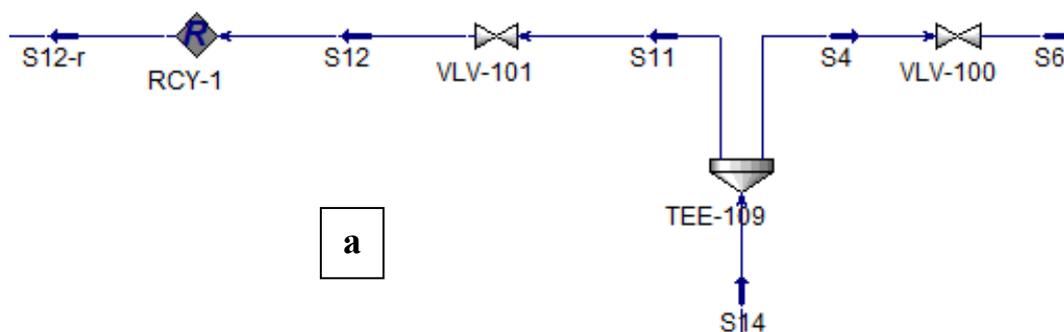
Stream Name	S3 (makeup)	Aqueous Phase
Vapour / Phase Fraction	0,0000	1,0000
Temperature [C]	30,00	30,00
Pressure [bar]	4,933	4,933
Molar Flow [kgmole/h]	2,775	2,775
Mass Flow [kg/h]	50,00	50,00
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	5,010e-002	5,010e-002
Molar Enthalpy [kcal/kgmole]	-6,834e+004	-6,834e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	54,62	54,62
Heat Flow [kcal/h]	-1,897e+005	-1,897e+005
Liq Vol Flow @Std Cond [m3/h]	4,929e-002	4,929e-002
Fluid Package	Basis-1	
Utility Type		

**Figura 2.6** Corrente di acqua di make-up.

### Linea di kick-back

Come già detto in precedenza, parte della corrente di gas in uscita dal separatore dev'essere ricircolata in ingresso alle macchine, dopo essere stata espansa in valvola fino alla pressione di aspirazione, per soddisfarne la capacità. In HYSYS® lo strumento *Tee* permette di separare una corrente in due o più correnti di portata minore, specificando la portata delle correnti in uscita o gli *split* (rapporti tra le portate). Nel caso in esame, il gas (S14) viene separato in una corrente in uscita dal sistema (cioè il gas compresso e recuperato, S4) ed una corrente di kick-back (S11). Per calcolare le portate di queste stream (o gli split) è possibile procedere per tentativi, cambiando i valori specificati nel TEE-109 (figura 2.7) fino ad ottenere la portata voluta in aspirazione ai compressori, oppure affidarsi allo strumento *Adjust*: scegliendo la variabile da modificare e la variabile target (di cui si specifica il valore desiderato), questo tool di HYSYS® effettua automaticamente le iterazioni, calcolando la portata di gas da ricircolare.

Come per tutte le correnti di ricircolo, sulla linea di kick-back dev'essere innestato l'elemento *Recycle*, indispensabile per far convergere le iterazioni del simulatore.

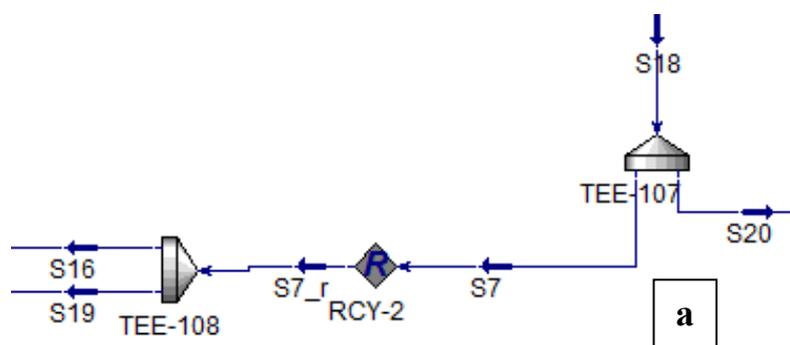


Name	S14	S11	S4
Vapour	1,0000	1,0000	1,0000
Temperature [C]	47,30	47,30	47,30
Pressure [bar]	8,313	8,313	8,313
Molar Flow [kgmole/h]	49,40	44,82	4,585
Mass Flow [kg/h]	1141	1035	105,9
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	3,056	2,772	0,2836
Molar Enthalpy [kcal/kgmole]	-2,216e+004	-2,216e+004	-2,216e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	175,2	175,2	175,2
Heat Flow [kcal/h]	-1,095e+006	-9,933e+005	-1,016e+005

**Figura 2.7** Rappresentazione del TEE-109 (a) e condizioni della corrente di gas recuperato e della linea di kick-back (b) (Caso operativo 1).

### Linea di ricircolo dell'anello liquido

La fase acquosa in uscita dal separatore viene ricircolata per mantenere costante la quantità di liquido di servizio con cui lavorano i compressori. Sulla corrente S18 viene perciò inserito un Tee che separa la giusta portata da inviare alle macchine (S7 in figura 2.8) da quella in eccesso (S20); sulla linea di ricircolo viene perciò inserito l'elemento *Recycle* ed un ulteriore Tee che ripartisce equamente l'anello liquido tra i due compressori.

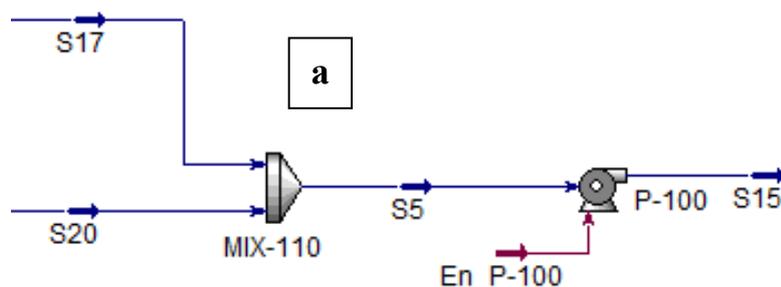


Name	S18	S7	S20
Vapour	0,0000	0,0000	0,0000
Temperature [C]	47,30	47,30	47,30
Pressure [bar]	8,313	8,313	8,313
Molar Flow [kgmole/h]	1375	1372	2,718
Mass Flow [kg/h]	2,477e+004	2,473e+004	48,97
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	24,82	24,78	4,907e-002
Molar Enthalpy [kcal/kgmole]	-6,801e+004	-6,801e+004	-6,801e+004
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	59,06	59,06	59,06
Heat Flow [kcal/h]	-9,352e+007	-9,334e+007	-1,849e+005

**Figura 2.8** Rappresentazione del TEE-107 (a) e condizioni della corrente di ricircolo dell'anello liquido e della corrente di acqua in eccesso (b) (Caso operativo 1).

## Linea di dreno

Le correnti di acqua in eccesso e di idrocarburi condensati (S20 ed S17, rispettivamente), vengono aggregate in un'unica corrente attraverso un mixer ed allontanate dal sistema. Al fine di simulare il trasporto verso un sistema di trattamento esterno, viene inserita una pompa (P-100 in figura 2.9) che garantisca un incremento di pressione fino a 12,79 bar, come richiesto da specifica.



Name	S5-2	S15	En_P-100
Vapour	0,0000	0,0000	<empty>
Temperature [C]	47,30	47,33	<empty>
Pressure [bar]	8,313	12,79	<empty>
Molar Flow [kgmole/h]	2,723	2,723	<empty>
Mass Flow [kg/h]	49,06	49,06	<empty>
Std Ideal Liq Vol Flow [m3/h]	4,916e-002	4,916e-002	<empty>
Molar Enthalpy [kcal/kgmole]	-6,801e+004	-6,801e+004	<empty>
Molar Entropy [kJ/kgmole-C]	59,06	59,06	<empty>
Heat Flow [kcal/h]	-1,852e+005	-1,852e+005	7,070

**Figura 2.9** Rappresentazione della linea di dreno (a) e condizioni delle correnti in ingresso e in uscita dalla pompa P-100 (b) (Caso operativo 1).

## 2.4 Simulazione in dinamico

Una volta completata la modellazione in stato stazionario dei vari casi operativi, è possibile procedere alla simulazione dinamica. La modalità dinamica presenta una complessità matematica molto maggiore rispetto al caso di equilibrio: può essere assimilata, infatti, ad un susseguirsi di molteplici simulazioni stazionarie effettuate ad intervalli di tempo fissati e con parametri in continua variazione (Mondal, Uddin, Majumder, & Pokhrel, 2015).

Per questo motivo HYSYS® impone l'adozione di una serie di accorgimenti e adattamenti del modello stazionario, che permettono il corretto funzionamento della simulazione e una celere convergenza delle equazioni in gioco. Nel passaggio dallo *Steady-State Mode* al *Dynamics Mode* è utile consultare lo strumento *Dynamics Assistant*, che consente di visualizzare le modifiche suggerite dal software per rendere la simulazione conforme al funzionamento in dinamico e, in alcuni casi, anche di effettuare questi cambiamenti in maniera automatica.

Per il caso di studio è stata creata un'unica simulazione dinamica con lo scopo di riprodurre al suo interno, nei vari scenari analizzati, il passaggio da un caso operativo all'altro. Si è scelto di partire dal modello stazionario del caso 7, più semplice per l'assenza di condense di idrocarburi durante la compressione, modificandone opportunamente il flowsheet come illustrato nel seguito.

### **Passaggio da stazionario a transitorio**

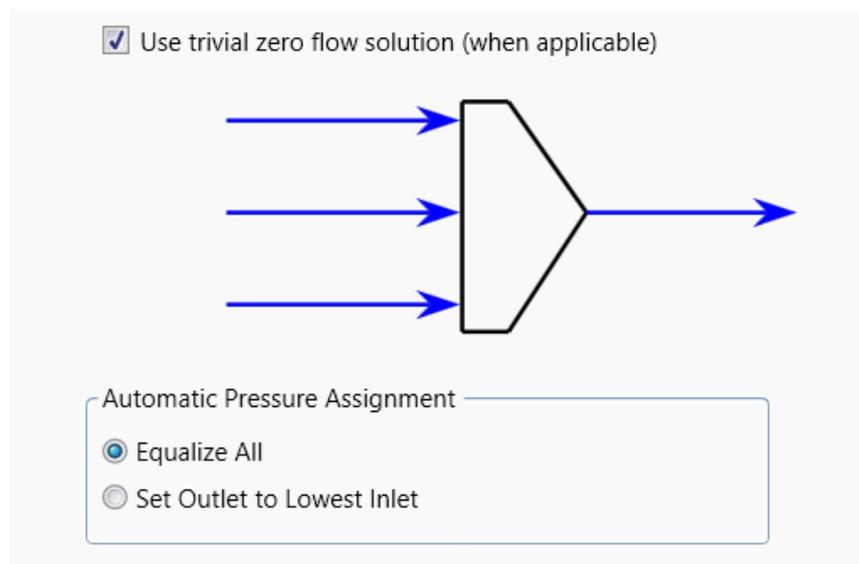
Il software richiede la presenza di una valvola di regolazione su ogni corrente in ingresso e in uscita dal sistema. I bilanci di materia ad ogni step temporale, infatti, vengono effettuati in modalità dinamica attraverso la risoluzione di una matrice pressioni-portate da un *Pressure-Flow Solver* integrato nel simulatore: nel caso delle correnti entranti e uscenti dal sistema, è raccomandata la specifica di pressione e temperatura, mentre la portata verrà ricavata dal dimensionamento delle valvole di regolazione poste su queste linee.

Nel caso in esame, perciò, una valvola è stata aggiunta alle correnti di flare gas e fuel gas in ingresso, alla linea di make-up dell'acqua, alla linea di utility nello scambiatore, alle correnti di gas recuperato in uscita dal package e alla linea di dreno. Le valvole che regolano portate costanti sono state dimensionate in modo da far passare la normale portata di progetto con un'apertura del 50% (figura 2.10); altre valvole, come quella della linea di make-up e di dreno, che si attivano solo in caso di basso e alto livello nel separatore, rispettivamente, sono state dimensionate con un'apertura del 100%. In seguito, infatti, ad esse verrà collegato un controllore ON-OFF, che ne consente l'apertura o la chiusura totale.

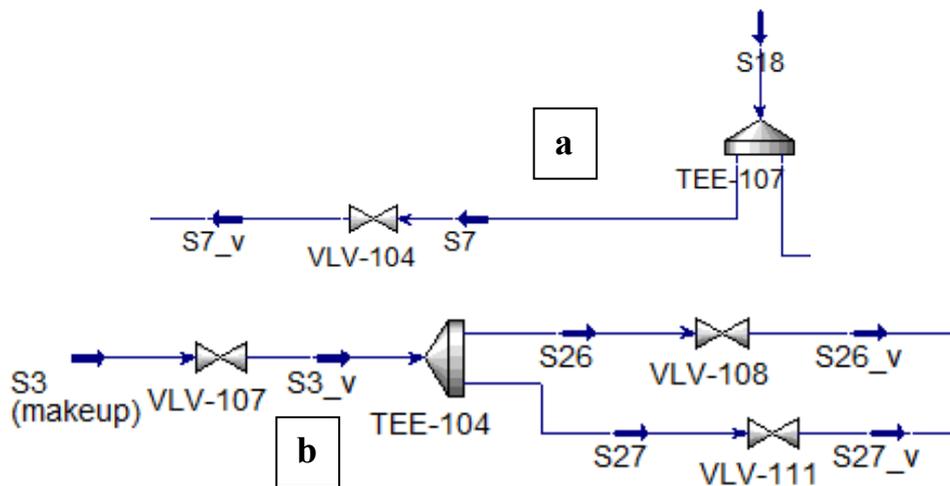
Un'ulteriore particolarità riguarda i parametri degli elementi di miscelazione delle correnti (mixer): per il corretto funzionamento in modalità dinamica, questi devono essere settati in modo da avere in ingresso e in uscita correnti con la stessa pressione (parametro *Equalize All* in figura 2.11). Ciò comporta la necessità di effettuare alcune modifiche al flowsheet: la corrente di ricircolo dell'anello liquido, ad esempio, che esce dal separatore a 8,413 bar, deve essere riportata alla pressione di aspirazione dei compressori (atmosferica) prima di entrare nel mixer che la unisce al gas da comprimere, e per fare ciò è necessario inserire una valvola di espansione sulla linea (VLV-104 in figura 2.12a). Lo stesso mixer riceve anche l'acqua di make-up, che si trova a 4,933 bar e che dev'essere analogamente espansa in valvola (figura 2.12b).



**Figura 2.10** Dimensionamento delle valvole di regolazione della corrente di flare gas in ingresso (a) e della linea di dreno (b).



**Figura 2.11** Corretto settaggio dei parametri dei mixer in modalità dinamica.



**Figura 2.12** Valvola di espansione sulla linea di ricircolo dell’anello liquido (a) e sulle linee di make-up (b).

Per quanto riguarda i mixer in cui entrano correnti tra loro indipendenti – come quello che miscela il flare gas e il fuel gas in ingresso al package –, è sufficiente specificare la pressione di una sola delle correnti entranti: tutte le altre correnti coinvolte, infatti, si adegueranno a quel valore di pressione.

HYSYS<sup>®</sup>, inoltre, richiede un’indicazione sul volume del separatore trifase: per poter fare, in seguito, delle considerazioni sul suo funzionamento, è utile in realtà importare all’interno del software la geometria completa del vessel. La tabella 2.3 ne riassume i principali dettagli geometrici, ricavati dall’applicazione di una procedura di dimensionamento interna, utilizzata dall’azienda per questo tipo di sistemi.

<b>Separatore trifase V-101</b>	
Diametro (mm)	1500
Altezza diga (mm)	1050
Diametro bocchello ingresso (mm)	200
Diametro bocchello uscita gas (mm)	150
Diametro bocchello uscita liquido leggero (mm)	50
Diametro bocchello uscita liquido pesante (mm)	100
Lunghezza prima camera (mm)	3600
Lunghezza seconda camera (mm)	600
Lunghezza totale (mm)	4200
Volume (m <sup>3</sup> )	7,42

**Tabella 2.3** Dettagli geometrici del separatore trifase V-101.

Attraverso la sezione *Rating* del menù dell’apparecchiatura è possibile scegliere l’orientazione del vessel, la tipologia di fondi, inserire diametro e lunghezza ed aggiungere la diga (*Weir*). Nonostante

il separatore sia dimensionato nella realtà con fondi ellittici, questa opzione di HYSYS® non consente di modellare la diga di separazione tra le due camere interne: si sceglie, perciò, l'opzione senza fondi (*Flat Cylinder*), trascurando l'errore (comunque piccolo) sul calcolo dei volumi derivato da questa approssimazione (figura 2.13).

The screenshot displays the configuration for a separator in HYSYS. It is divided into two main sections: 'Geometry' and 'Weir Settings'.

**Geometry Section:**

- Orientation:** Radio buttons for 'Vertical' and 'Horizontal'. 'Horizontal' is selected.
- Shape Selection:** Radio buttons for 'Flat Cylinder', 'Sphere', 'Ellipsoidal Head', and 'Hemispherical Head'. 'Flat Cylinder' is selected.
- Parameters Table:**

Volume [m3]	7,422
Diameter [m]	1,500
Length [m]	4,200
Head height [m]	0,0000

**Weir Settings Section:**

- Enable Weir:** A checked checkbox.
- Parameters Table:**

Physical Weir Height [m]	1,05000
Weir Position [m]	3,600

**Figura 2.13** Specifica delle caratteristiche geometriche del separatore trifase su HYSYS®.

Le altre apparecchiature presenti nello schema di processo non necessitano di particolari modifiche richieste dal software per il funzionamento in dinamico: in realtà, per lo specifico caso in esame, alcuni adattamenti verranno illustrati nella sezione successiva. Nel *Dynamic Mode*, infatti, le specifiche da fissare per i vari equipment vengono scelte di default da HYSYS® (che offre comunque la possibilità di cambiarle) e possono differire da quelle fissate in stazionario: nello scambiatore di calore, ad esempio, la temperatura della corrente raffreddata può essere specificata, mentre la pressione viene calcolata fissando il fattore  $k$ , che mette in relazione la portata con la pressione delle correnti connesse al cooler e viene determinato in automatico se nella simulazione stazionaria sono state fornite le perdite di carico (figura 2.14). Nei compressori, invece, oltre alla potenza, il cui valore ( $287 \text{ kW} \approx 2,469 \cdot 10^5 \text{ kcal/h}$ ) è fornito come specifica di progetto, viene specificata l'efficienza – di default il valore calcolato a partire dalla simulazione stazionaria, ma è modificabile – invece della pressione di mandata (figura 2.15).

Model Details

Supplied Duty  
 Product Temp Spec  
 Duty Fluid

Zones	1
Volume [m3]	0,10
Duty [kJ/h]	1,537e+007
Product Temp [C]	55,00

Dynamic Specifications

Overall Delta P [kPa]	20,00	<input type="checkbox"/>
Overall k [kg/hr/sqrt(kPa-kg/m3)]	1541	<input checked="" type="checkbox"/>

**Figura 2.14** Specifiche (temperatura di uscita e fattore  $k$ ) fissate nello scambiatore di calore lato fluido di processo.

Dynamic Specifications

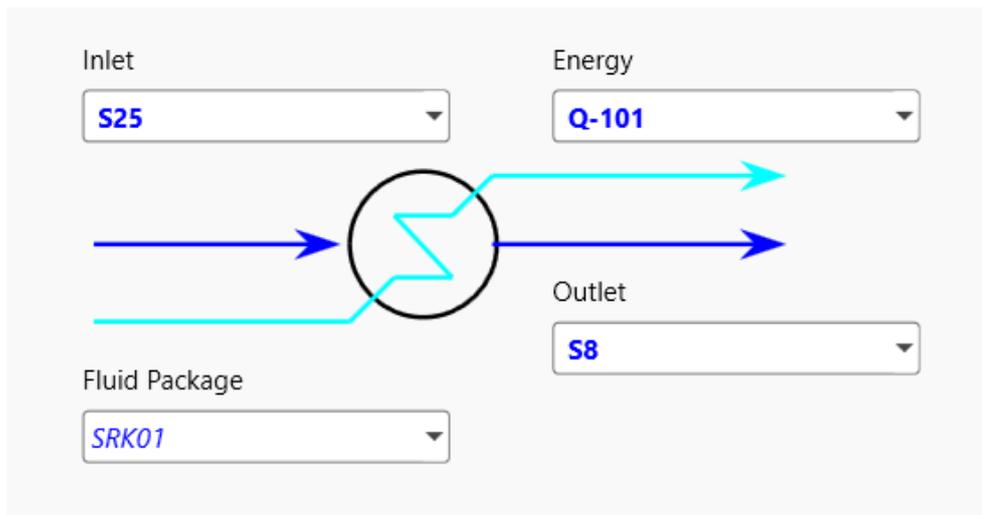
Duty [kJ/h]	1,033e+006	<input checked="" type="checkbox"/>
Adiabatic Efficiency	31	<input type="checkbox"/>
Polytropic Efficiency	31	<input checked="" type="checkbox"/>
Pressure Increase [kPa]	762,0	<input type="checkbox"/>
Head [m]	1235	<input type="checkbox"/>
Fluid Head [kJ/kg]	12,11	<input type="checkbox"/>
Capacity [ACT_m3/h]	1472	<input type="checkbox"/>

**Figura 2.15** Specifiche (potenza ed efficienza) fissate per i compressori. Gli altri parametri presenti (*Pressure Increase*, *Head* e *Fluid Head*, *Capacity*) sono calcolati dal software a partire dai dati forniti e dai bilanci.

### Adattamenti e semplificazioni

Nonostante siano state messe in atto tutte le modifiche suggerite del *Dynamic Assistant*, si è notato come alcuni aspetti peculiari del sistema in esame non permettano che la simulazione dinamica funzioni correttamente: si verificano, infatti, degli errori nella risoluzione dei bilanci che il software segnala come “errori di integrazione” o “mancata convergenza nella matrice pressioni-portate”. La presenza di queste anomalie ha fatto scattare un lavoro di troubleshooting volto a trovare delle possibili soluzioni attraverso un ulteriore riadattamento dello schema di processo e, laddove possibile, alcune semplificazioni.

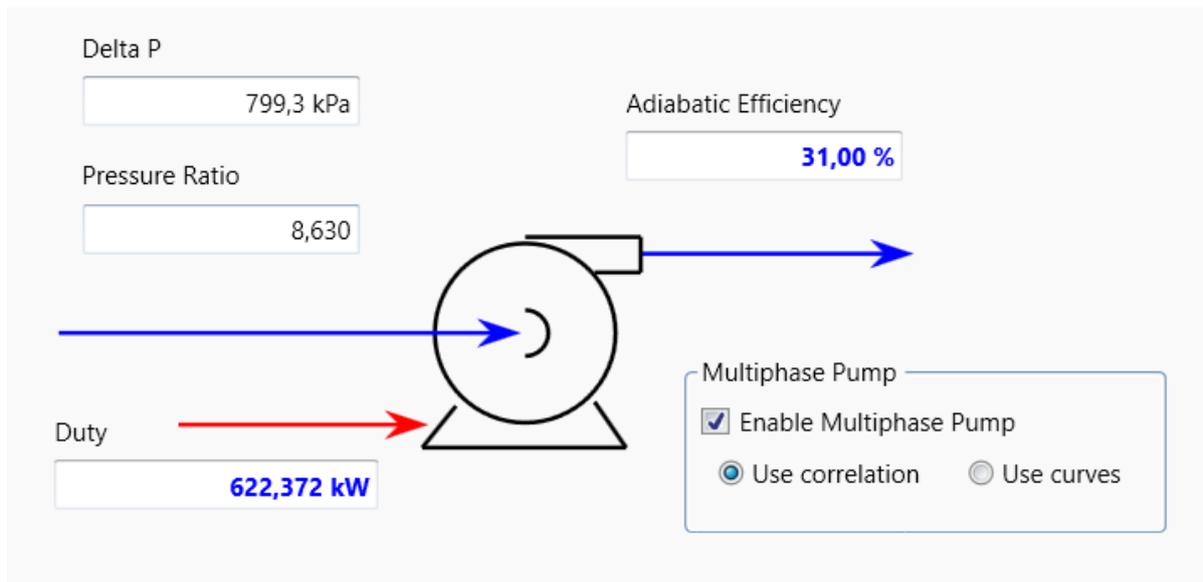
In primo luogo, poiché non rientra nello scopo di questo lavoro fare considerazioni dirette sulla linea di utility dello scambiatore di calore, si sostituisce il modello *Heat Exchanger* con un *Cooler* (figura 2.16): si tratta di un'apparecchiatura schematizzata in maniera più semplice, che riporta solo la corrente di processo (e non quella di utility) ed una di energia, che equivale al calore scambiato, nella realtà, con il fluido di servizio.



**Figura 2.16** Modello semplificato per il cooler E-101.

Il problema principale, tuttavia, sembra essere legato al funzionamento in dinamico dei compressori e agli algoritmi utilizzati per descriverlo: i modelli che HYSYS<sup>®</sup> mette a disposizione, infatti, non sono adatti a ricevere in ingresso grandi quantità di liquido (neanche quelli di tipo *wet gas*) e a lavorare, di conseguenza, con efficienze così basse (16-31% nel caso in esame): ciò rende poco stabile la simulazione, rallentando e talvolta impedendo la convergenza delle equazioni. Si è riusciti comunque ad aggirare l'ostacolo sostituendo il modello proposto dal software per i compressori con quello tipico delle pompe (figura 2.17): queste, infatti, sono progettate proprio per trattare fasi liquide, con la possibilità di consentire l'ingresso di una corrente bifase (*Multiphase Pump*).

Una volta adottata questa soluzione, come auspicato, non si manifestano errori nel funzionamento della modalità dinamica; tuttavia, trattandosi di modelli per apparecchiature sostanzialmente differenti, i valori di potenza ed efficienza che si avevano a disposizione per i compressori ad anello liquido necessitano di essere rimodulati: in particolare, si è visto che, anche utilizzando un'efficienza adiabatica del 100% (valore comunque irrealistico), la potenza necessaria per raggiungere la pressione richiesta nei casi operativi esaminati sarebbe comunque maggiore di 287 kW (valore di progetto). Si è scelto, perciò, di mantenere la massima efficienza possibile per le macchine reali (31%) e, fissata la capacità, trovare il nuovo valore di potenza da fornire (che si aggira intorno a 622 kW). Questo adattamento è da intendersi valido solo ai fini della schematizzazione del processo su Aspen HYSYS<sup>®</sup> in modalità dinamica e non ha ripercussioni sui risultati di questo lavoro di tesi, non essendo previste analisi di dettaglio e considerazioni specifiche sull'energia consumata dalle macchine.



**Figura 2.17** Schematizzazione dei compressori ad anello liquido con il modello di una pompa multifase.

### Sistemi di controllo

Per poter analizzare il comportamento dei vari elementi dell'impianto in transitorio, è fondamentale modellare i sistemi di controllo che servono a mantenere lo stato di equilibrio nel tempo e a garantire il corretto funzionamento del sistema.

La filosofia di controllo che l'azienda propone per il caso di studio consiste nell'installare due tipologie principali di strumenti: controllori di tipo PID (Proporzionale-Integrale-Derivativo) che agiscono su variabili da mantenere costanti nel tempo e controllori di tipo ON-OFF che attivano o disattivano, all'occorrenza, alcune linee di processo.

I controllori PID sono dei controllori feedback – che agiscono, cioè, quando rilevano una deviazione della variabile controllata dal suo set point – che prendono il nome dalle tre funzioni che svolgono per compensare le deviazioni dallo stato di equilibrio: l'azione proporzionale (P) produce un output proporzionale alla deviazione e solitamente fornisce una risposta molto rapida ma poco precisa (vi è un certo offset tra il set point e il nuovo stato di equilibrio raggiunto); l'azione integrale (I) produce un output proporzionale all'integrale della deviazione e la sua presenza garantisce il raggiungimento del set point; l'azione derivativa (D) produce un output proporzionale alla derivata della deviazione ed è utile per il controllo di processi con tempi morti significativi, grazie alla sua capacità di prevedere l'errore futuro. La maggior parte dei controllori PID, tuttavia, sono privi della funzione derivativa, in quanto spesso può amplificare eventuali disturbi (Knospe, 2006).

Per il caso di studio, dei controllori PID sono stati impiegati per le seguenti funzioni:

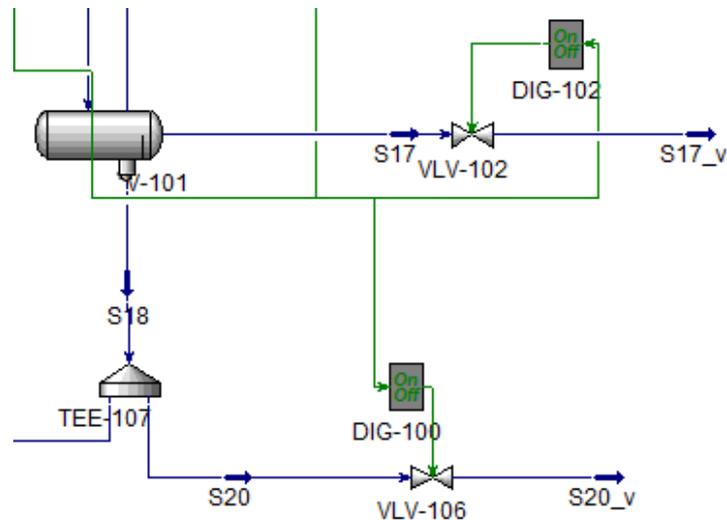
- **Controllo delle portate in ingresso:** le portate di flare gas e di fuel gas vengono controllate agendo sull'apertura delle valvole di regolazione poste sulle due linee;
- **Controllo della pressione nel separatore:** la pressione all'interno del separatore viene mantenuta costante regolando la perdita di carico data dalla valvola posta sulla corrente di gas in uscita dal vessel;
- **Controllo della pressione di aspirazione ai compressori:** un controllore regola l'apertura di una valvola posta sulla linea di kick-back, mantenendo costante la portata volumetrica di gas in ingresso alle macchine e, di conseguenza, la pressione. Poiché al variare dei casi operativi varia molto la portata volumetrica da ricircolare, la valvola di regolazione è dimensionata in modo da far passare l'intera portata di gas in uscita dal separatore nel caso più oneroso (caso 7) quando è aperta al 100%.

Nell'impianto reale non è presente il controllore di portata del flare gas in ingresso poiché, come detto più volte, questa corrente è soggetta ad alta variabilità. Tuttavia, all'interno dell'ambiente virtuale di simulazione, non essendo riprodotto tutto il sistema a monte dell'unità di recupero, è necessario mantenere fissa la portata in ingresso tramite un controllore, al fine di modellare in maniera precisa ogni caso operativo.

I controllori di tipo ON-OFF, invece, consentono soltanto la totale apertura o chiusura della valvola manipolata e vengono utilizzati quando non vi è la necessità di mantenere un set point costante, ma la variabile controllata può oscillare tra due valori limite. Nel processo in esame, i controllori ON-OFF vengono utilizzati essenzialmente per il controllo del livello di liquido nel separatore trifase: nonostante, come già accennato, nell'impianto reale non sia previsto un controllo di interfaccia tra le due fasi liquide presenti nel separatore, si è ritenuto utile, ai fini di uno studio più approfondito del comportamento dell'apparecchiatura nell'ambito di questo lavoro di tesi, simulare il controllo separato dei livelli della fase acquosa (attraverso il controllore DIG-100, in figura 2.18) e di quella di idrocarburi condensati (attraverso il controllore DIG-102). In particolare:

- se il livello dell'acqua nella prima camera scende sotto una certa soglia di "basso livello", un controllore apre completamente la valvola di regolazione presente sulla linea di make-up, aumentando così la quantità di acqua presente nel sistema, fino al raggiungimento di un certo margine superiore;
- se il livello dell'acqua nella prima camera sale al di sopra di un certo limite di "alto livello", invece, un secondo controllore ON-OFF apre la valvola posta sulla linea di dreno della fase acquosa, fino al raggiungimento di un certo margine inferiore;

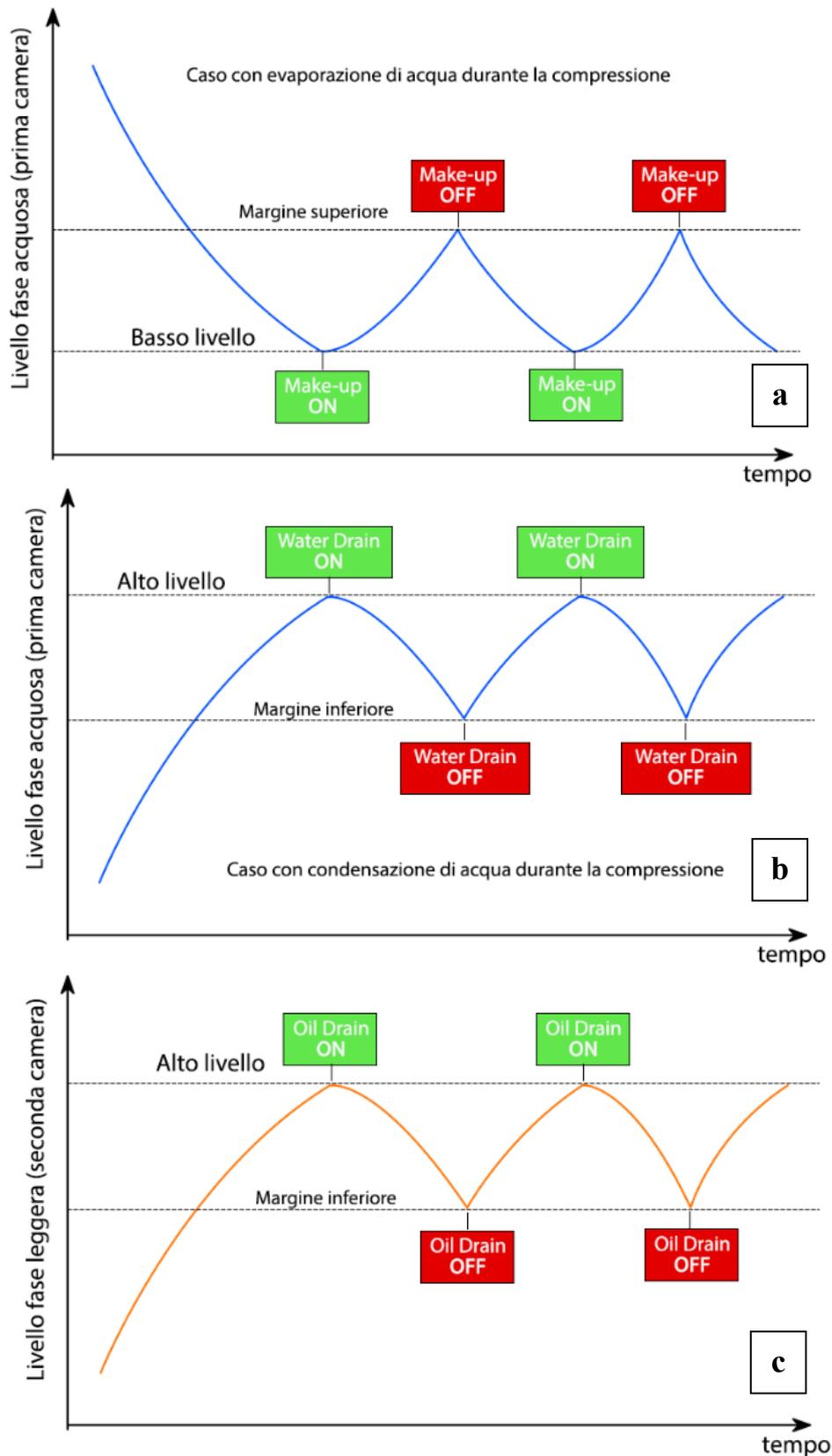
- analogamente, la linea di dreno della fase condensata viene attivata quando il livello nella seconda camera del vessel supera il limite di “alto livello”, fino al raggiungimento di un margine inferiore (figura 2.19).



**Figura 2.18** Schematizzazione sul software del controllo separato dei livelli nel separatore trifase.

È prevista l’installazione di ulteriore controllore di tipo ON-OFF che regola l’attivazione della seconda linea di compressione, impostando su “ON” l’interruttore di accensione del compressore normalmente spento quando la portata volumetrica da trattare supera la capacità della singola macchina.

Per la simulazione dei sistemi di controllo, Aspen HYSYS® mette a disposizione, tra gli altri, un modello per i controllori PID ed uno per i controllori ON-OFF (denominato *Digital Point*). Per quanto riguarda la prima tipologia, è necessario collegare l’elemento di controllo da un lato alla corrente o apparecchiatura che contiene la variabile controllata (Process Variabile, PV), e dall’altro alla valvola il cui grado di apertura rappresenta la variabile manipolata (Output, OP), nonché specificare il set point (SP) e il range di variabilità della PV. È possibile, inoltre, scegliere se il controllore debba avere un’azione diretta o inversa: al crescere della PV, infatti, il controllore può agire in maniera diretta aumentando l’OP (cioè aprendo di più la valvola), oppure diminuendo l’OP (chiudendo la valvola) se si tratta di un controllore ad azione inversa (figura 2.20).



**Figura 2.19** Andamento dei livelli della fase acquosa nel caso di evaporazione di parte dell'acqua (a) e di condensazione di acqua nel sistema (b), e della fase oleosa (c) nel separatore, con relativa modalità di funzionamento dei controllori.

Action:  Reverse  Direct  
 SP Mode:  Local  Remote

Mode	Auto
Execution	Internal
SP	3171 kg/h
PV	3171 kg/h
OP	50,00 %

Kc	0,500
Ti	8,33e-002
Td	<empty>
Tt	<empty>
b	1,00
c	0,000

PV Minimum	300,0000 kg/h
PV Maximum	3250,0000 kg/h

**Figura 2.20** Esempio di configurazione di un controllore PID su HYSYS®.

Il range della variabile controllata viene solitamente scelto di piccola ampiezza, con i limiti superiore e inferiore molto vicini al SP al fine di evitare, nel caso di processi poco stabili, oscillazioni troppo ampie. Tuttavia, l'intervallo può essere ampliato se è necessario, durante le simulazioni, far variare significativamente il set point (può essere il caso della portata di flare gas in ingresso, che varia molto da un caso operativo all'altro).

Affinché i controllori PID diano una risposta precisa e veloce alle variazioni di set point, è necessario effettuare il tuning, specificando una serie di parametri caratteristici delle tre funzioni di controllo, quali il guadagno proporzionale ( $K_c$ ), il tempo integrale ( $T_i$ ) e il tempo derivativo ( $T_d$ ), legati tra loro dall'equazione:

$$G_c = K_c \left( 1 + \frac{1}{T_i \cdot s} + T_d \cdot s \right),$$

dove:

- $G_c$  è la funzione di trasferimento del controllore, ossia una funzione matematica che lega i segnali di input e di output del sistema di controllo. È definita come il rapporto tra le trasformate di Laplace delle variabili in uscita e in ingresso al controllore;
- $s$  è la variabile complessa della trasformata di Laplace (ha le dimensioni dell'inverso di un tempo).

Lo strumento *Autotuner* di HYSYS® consente di trovare in maniera automatica dei valori adatti per i parametri sopra menzionati: questo tool, nello specifico, riproduce un test molto comune nell'ambito del tuning dei controllori, che consiste nell'implementare un controllo di tipo solo proporzionale e aumentare il parametro  $K_c$  fino ad ottenere delle oscillazioni costanti. Il guadagno ottenuto (detto *ultimate gain*,  $K_u$ ) e l'ampiezza delle oscillazioni (*ultimate period*,  $P_u$ ) vengono quindi utilizzati per derivare i parametri del controllore tramite formule empiriche. Proprio poiché basato su correlazioni empiriche (di cui esistono diverse formulazioni), questo metodo potrebbe restituire dei parametri che non sono necessariamente i migliori per il processo esaminato, ma comunque accettabili per lo scopo

di questo lavoro: non si ha, infatti, la necessità di ottenere parametri di tuning utilizzabili nella realtà (principalmente poiché non viene tenuta in considerazione, in questa sede, la dinamica di funzionamento dell'attuatore delle valvole, schematizzate come ideali), ma basta accertarsi che il controllore risponda correttamente alle variazioni di set point ed eventualmente aggiustare i parametri manualmente.

I controllori di tipo *Digital Point*, invece, non hanno bisogno di tuning e i parametri richiesti dal software per il loro settaggio differiscono da quelli utilizzati nel modello PID: è necessario, infatti, specificare la soglia (*Threshold*) al di sopra o al di sotto della quale far aprire la valvola e, opzionalmente, due margini (inferiore e superiore) detti “di banda morta” (*Higher e Lower Dead Band*). Questi ultimi delimitano l'intervallo di valori della variabile controllata all'interno del quale il controllore non agisce: quando la PV raggiunge un valore diverso dalla soglia specificata, infatti, il controllore apre o chiude completamente la valvola, la quale rimarrà nella nuova posizione fino a che la PV non risulterà al di fuori del range di banda morta. Tali parametri (da non confondere, nel caso del controllo di livello nel separatore, con i limiti di alto e basso livello che vengono forniti, invece, attraverso la *Threshold*) sono utili affinché la valvola non debba cambiare stato operativo troppo frequentemente, con il rischio di danneggiarsi.

La condizione di apertura della valvola è un'informazione che va altresì fornita al simulatore, specificando se la valvola debba aprirsi quando la PV è maggiore o minore della soglia. È possibile scegliere, inoltre, se all'avvio della simulazione la valvola manipolata dal controllore parta da una condizione di apertura o chiusura (*Cold Initial Output*).

Le informazioni principali di ciascun controllore possono essere visualizzate insieme al flowsheet del processo attraverso la propria *Face Plate*: si tratta di una finestra che permette di monitorare i valori correnti di PV e OP, con la possibilità di modificare il set point (o la *Threshold*) e la modalità di funzionamento (automatica, manuale o OFF). Tutti i controllori lavorano generalmente in modalità automatica, ma può essere utile avere la possibilità di fissare manualmente l'OP (modalità manuale), ad esempio durante lo svolgimento di test per il tuning, operazioni di manutenzione o di gestione delle emergenze.

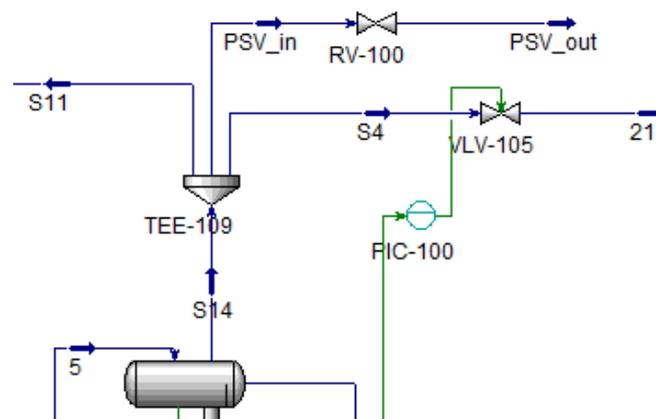
### **Pressure Safety Valve**

Al fine di preservare il separatore trifase da possibili danneggiamenti (o esplosioni, nei casi più gravi) dovuti ad un eccessivo aumento di pressione al suo interno, è necessario installare su di esso una valvola di sicurezza (PSV). Questa particolare tipologia di valvola è dotata di una molla che ne provoca l'apertura qualora la pressione superi un certo valore prestabilito, prossimo alla pressione di design del vessel – a seguito, ad esempio, di un malfunzionamento del controllore di pressione o di

un incendio esterno che causa l'ebollizione del liquido contenuto all'interno del vessel e la sua pressurizzazione –, per poi richiudersi quando si ristabiliscono condizioni sicure.

Poiché è di interesse simulare il comportamento del sistema di recupero al verificarsi dei suddetti scenari di emergenza, è utile modellare la PSV anche all'interno della simulazione dinamica.

Viene perciò creata un'ulteriore corrente nel Tee che divide la portata di gas in uscita dal separatore, sulla quale viene installata la valvola di sicurezza (RV-100 in figura 2.21a), schematizzata in HYSYS® attraverso il modello *Relief Valve*. Per soddisfare i requisiti richiesti dal software per il corretto funzionamento dell'apparecchiatura, devono essere forniti alcuni fattori e parametri tipici delle PSV (riportati in tabella 2.4), ottenuti dal dimensionamento effettuato in azienda, basato su indicazioni derivabili dalle norme API (API, 2014). Si noti che, se l'area di passaggio della valvola calcolata attraverso la procedura di dimensionamento restituisce valori differenti per i vari scenari esaminati, si prende come riferimento l'area più grande, a partire dalla quale viene selezionata la dimensione nominale dell'orifizio tra quelle commerciali: nel caso in esame, secondo le procedure adottate, lo scenario dimensionante (ossia quello che richiede una maggiore sezione di passaggio) tra quelli analizzati, ossia blocco della linea di uscita del gas (*scenario 1*) ed incendio esterno (*scenario 1*), si è rivelato essere il secondo.



**Figura 2.23** Schematizzazione e posizionamento in HYSYS® della valvola di sicurezza (RV-100).

## Pressure Safety Valve RV-100

<b>Viscosity Coefficient</b>		
Corregge il calcolo dell'area in funzione della viscosità del liquido. Unitario per i gas.	$K_V$	1
<b>Discharge Coefficient</b>		
Corregge il flusso di massa reale rispetto a quello ideale. Dipende dal design della valvola	$K_D$	0,855
<b>Back Pressure Coefficient</b>		
Corregge la capacità della valvola in base alla Back Pressure. Unitario se quest'ultima è sufficientemente bassa.	$K_B$	1
<b>Valve Head Differential Coefficient</b>		
Corregge la capacità della valvola, in funzione delle differenze di pressione ai suoi estremi in condizioni di portata massima e di portata nulla.	$a$	1
<b>Set Pressure</b>		
Pressione alla quale la valvola inizia ad aprirsi.	SP (kPa g)	900
<b>Full Open Pressure</b>		
Pressione alla quale la valvola si apre completamente.	$P_1$ (kPa a)	1091,3 ( <i>scenario 1</i> ) 1190,3 ( <i>scenario 2</i> )
<b>Back Pressure</b>		
Pressione all'uscita della valvola.	$P_2$ (kPa g)	50
<b>Area calcolata</b>		
	A (mm <sup>2</sup> )	439,597 ( <i>scenario 1</i> ) 985,032 ( <i>scenario 2</i> )
<b>Area selezionata</b>		
È la più piccola area commerciale superiore all'area calcolata. Assume valori standard (che possono differire, però, a seconda del fornitore) spesso identificati da una lettera maiuscola.	A' (mm <sup>2</sup> )	1320 (orifizio di tipo K)

**Tabella 2.4** Principali caratteristiche di design e risultati del dimensionamento della PSV.

## CAPITOLO 3

### ANALISI E RISULTATI

La modellazione del sistema di recupero di gas di torcia nell'ambiente di Aspen HYSYS<sup>®</sup> dedicato alla simulazione dinamica, con gli opportuni adattamenti visti in precedenza, permette di effettuare una serie di analisi, ricreando alcuni scenari facilmente riscontrabili nella realtà. Per simulare il verificarsi di queste situazioni all'interno del software, è utile programmare gli eventi caratteristici di ogni scenario per poi registrarne le conseguenze in termini di cambiamenti osservati nelle variabili di processo e risposta dei sistemi di controllo. A tal proposito, HYSYS<sup>®</sup> mette a disposizione uno strumento chiamato *Event Scheduler*, all'interno del quale è possibile creare delle sequenze di eventi che vengono riprodotti automaticamente dopo un certo tempo a partire dall'avvio della simulazione o, alternativamente, al verificarsi di alcune condizioni scelte. Con l'ausilio dell'*Event Scheduler*, perciò, è possibile programmare, ad esempio, la variazione di set point in un controllore PID, l'apertura o chiusura di una valvola, il cambiamento di condizioni di una corrente in ingresso, senza doverlo fare manualmente mentre è in corso la simulazione.

Per la visualizzazione dei risultati ottenuti, il software consente di creare dei grafici attraverso i quali monitorare l'andamento nel tempo delle variabili di processo: dalla sezione *Stripchart* del menù delle varie apparecchiature e correnti è possibile predisporre un grafico che mostra l'andamento delle principali grandezze ad esse connesse, mentre recandosi nella stessa sezione del menù dei controllori è possibile creare dei grafici che monitorano l'andamento della variabile manipolata, della variabile controllata e del set point. I dati registrati dai grafici possono, inoltre, essere esportati (ad esempio, su fogli di calcolo come Excel) per ulteriori analisi.

Di seguito vengono analizzati gli scenari simulati durante questo studio, ossia:

- variazione delle condizioni (portata e composizione) del flare gas in ingresso al package;
- blocco della linea di uscita del gas recuperato;
- scenario incidentale di incendio esterno che lambisce il separatore trifase.

Per ogni simulazione viene, dunque, spiegato il modo in cui sono stati schematizzati e riprodotti gli eventi, mostrando infine i risultati d'interesse.

#### **3.1 Variazione delle condizioni del flare gas in ingresso**

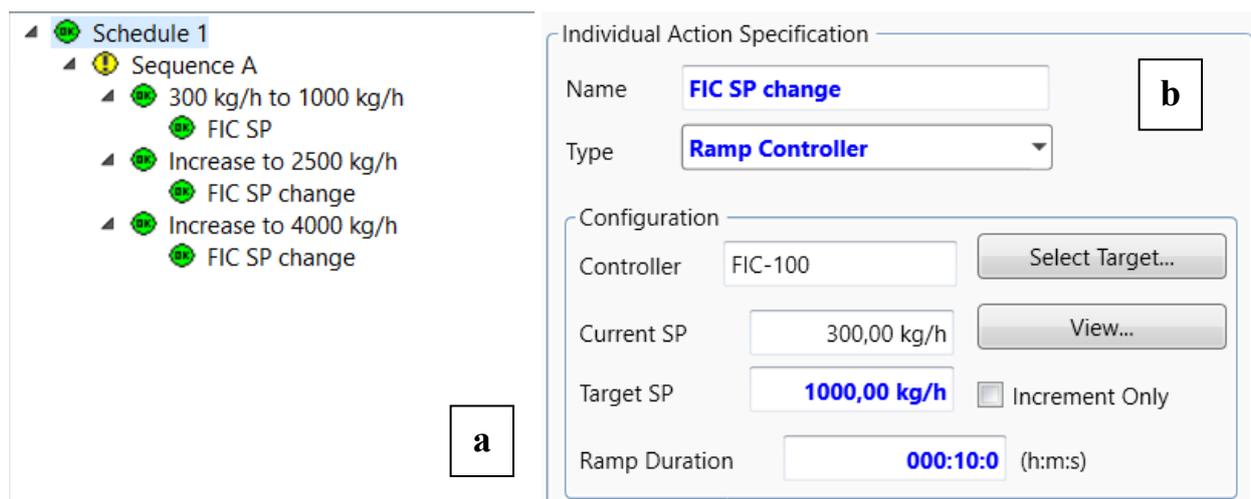
Poiché il gas destinato alla torcia è soggetto a continue e significative variazioni di portata e di composizione, è utile simulare questi cambiamenti per prevedere il funzionamento del sistema.

In particolare, la variazione di portata ha influenza sull'attivazione della seconda linea di compressione, sulla regolazione della linea di kick-back, sulla potenza richiesta dal cooler e sulla regolazione del livello del separatore trifase; la variazione di composizione, invece, determina la maggiore o minore condensazione di idrocarburi durante la compressione, influenzando la regolazione dei livelli nel separatore e, quindi, la portata di condensa da drenare.

### Variatione di portata

Per analizzare il comportamento delle varie parti dell'impianto al variare della portata di flare gas in ingresso è stato studiato, per semplicità, il caso operativo 7, la cui simulazione stazionaria era stata utilizzata come punto di partenza per la creazione del modello dinamico. Con l'ausilio dell'*Event Scheduler*, dunque, sono state programmate una serie di variazioni di portata tramite l'azione *Ramp Controller*, che consente di modificare gradualmente il set point del controllore di portata del gas in ingresso: con lo scopo di riprodurre situazioni realistiche, è stato scelto di effettuare una variazione di set point ogni 5 ore, con la durata di ciascuna variazione pari a 10 minuti. La necessità di effettuare cambiamenti gradualmente è dettata non solo dal voler modellare scenari che rispecchino la realtà impiantistica – dove è improbabile che si verifichino cambiamenti istantanei delle condizioni operative –, ma anche dalle esigenze del software che, di fronte a variazioni repentine che creano discontinuità nella matrice di equazioni pressione-portate, spesso non riesce a proseguire nei calcoli.

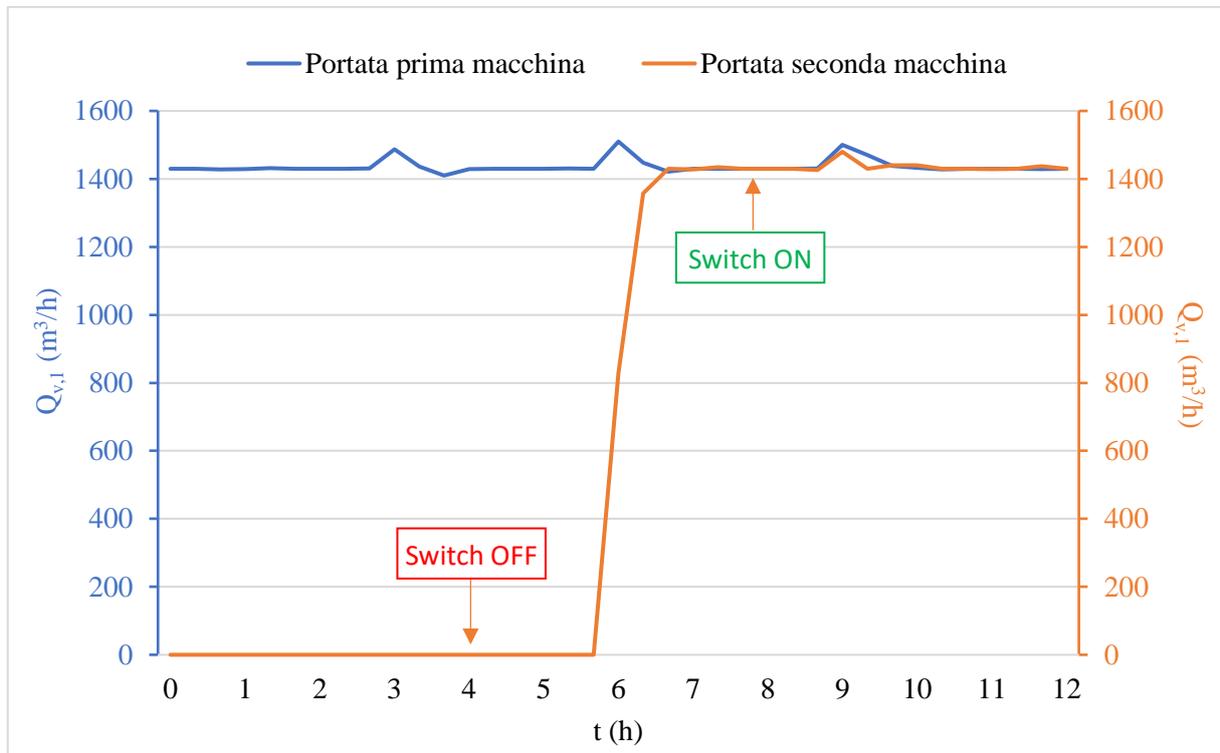
La figura 3.1a riporta il dettaglio delle variazioni programmate nell'*Event Scheduler*, con le portate utilizzate per effettuare le analisi.



**Figura 3.1** Programmazione della simulazione nell'*Event Scheduler* (a) ed esempio di *Ramp Controller* per l'incremento graduale di portata (b).

Per monitorare la corretta attivazione della seconda linea di compressione, è stato creato uno *Stripchart* che mostri l'andamento della portata volumetrica in ingresso alle singole macchine e lo

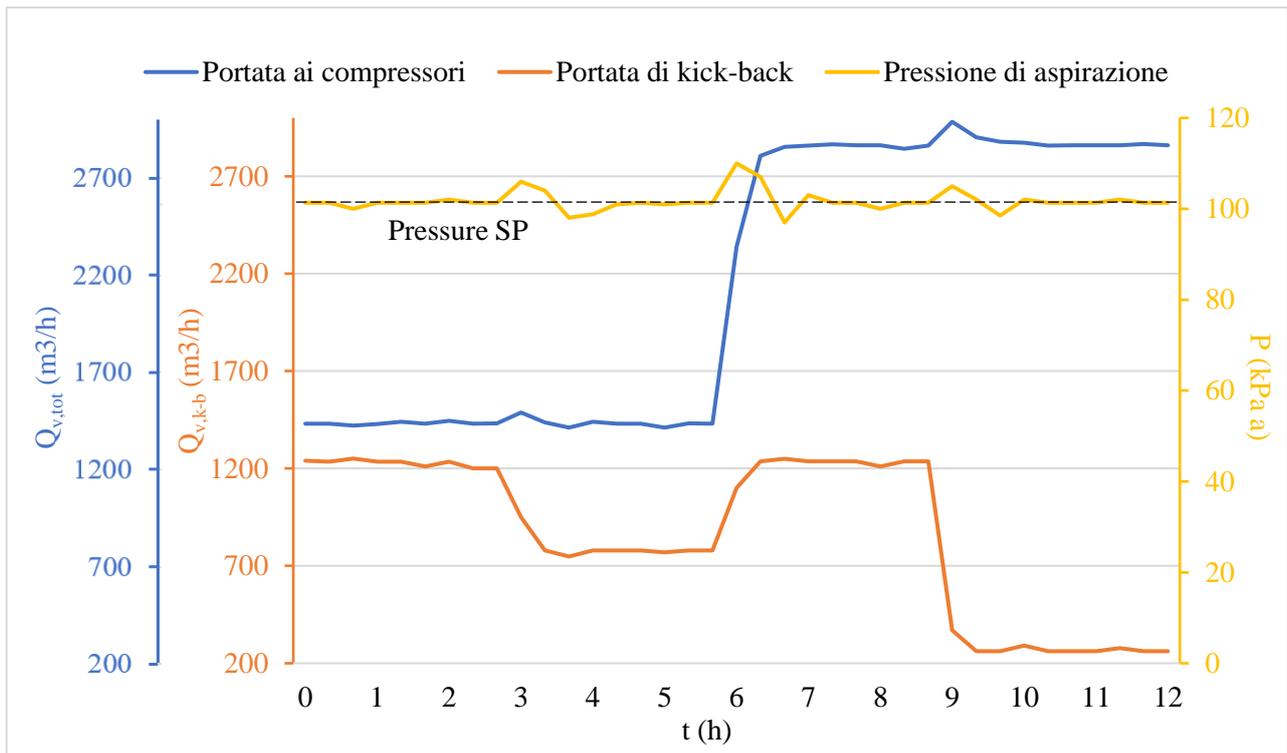
stato operativo del *Pump Switch*, ossia dell'interruttore che controlla l'accensione del secondo compressore (figura 3.2).



**Figura 3.2** Andamento nel tempo della portata volumetrica in ingresso al compressore normalmente attivo (curva blu) e della portata volumetrica nella seconda linea di compressione (curva arancione).

Il grafico mostra la corretta attivazione della seconda linea di compressione dopo circa 6 ore dall'avvio della simulazione: a partire da quell'istante temporale, infatti, inizia il rapido incremento della portata fino a 2500 kg/h che, considerata la densità del gas nel caso operativo 7 pari a 1,54 kg/m<sup>3</sup>, si traduce in una portata volumetrica di  $2500 \cdot 1,54 = 1623 \text{ m}^3/\text{h}$ , superiore alla capacità di una singola macchina (1430 m<sup>3</sup>/h).

Si può notare, inoltre, dall'andamento delle variabili analizzate, che il sistema risponde abbastanza bene alle variazioni di portata in ingresso: la portata trattata da entrambe le linee di compressione risulta pressoché costante, manifestando dei disturbi apprezzabili solo in occasione delle variazioni programmate, e comunque di ampiezza contenuta (si registrano lievi aumenti del 7% circa). Ciò dimostra il corretto funzionamento della linea di kick-back che regola la portata di gas compresso da riportare in aspirazione per soddisfare la capacità dei compressori, e il cui dettaglio è riportato in figura 3.3.



**Figura 3.3** Andamento nel tempo della portata volumetrica totale in ingresso ai compressori (curva blu), della portata volumetrica di kick-back (curva arancione) e della pressione di aspirazione (curva gialla).

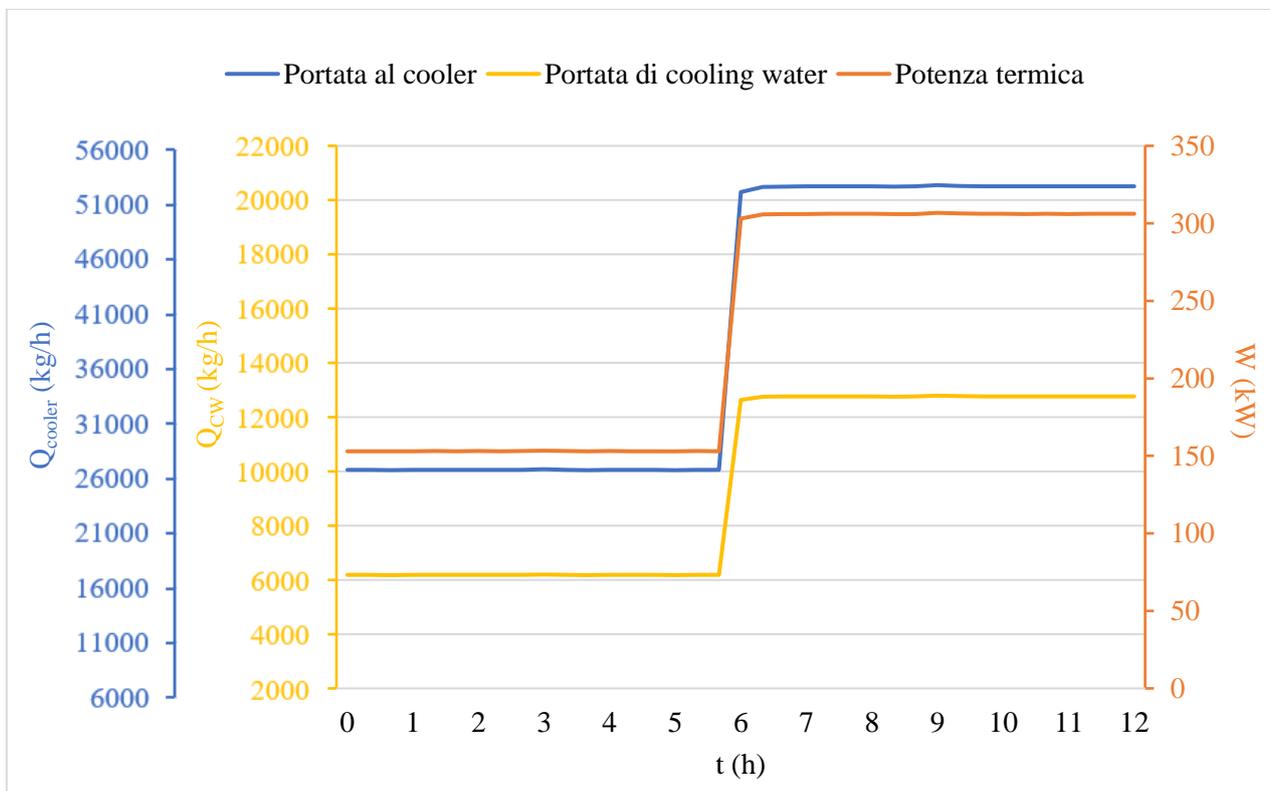
Il grafico aggiunge qualche indicazione in più sulla regolazione di pressione e portata in ingresso ai compressori: in particolare, il controllore posto sulla valvola della corrente di kick-back regola la portata della linea al fine di mantenere costante la portata volumetrica aspirata da ciascuna macchina e, di conseguenza, la pressione di aspirazione (i compressori volumetrici aspirano sempre la stessa portata di gas, a parità di pressione). Poiché, nella simulazione riprodotta, la seconda macchina si attiva dopo 6 ore, a causa di un aumento significativo di portata in ingresso, la portata volumetrica totale ai compressori (curva blu in figura 3.3) si mantiene sul valore di  $1430 \text{ m}^3/\text{h}$  (pari alla capacità della singola macchina) fino a quell'istante di tempo, per poi subire una variazione e assestarsi sul valore doppio (circa  $2860 \text{ m}^3/\text{h}$ , somma delle capacità di entrambi i compressori). L'andamento della portata di kick-back (curva arancione), che in uno scenario di incremento della quantità di gas in ingresso dovrebbe avere un andamento sempre discendente – dovrebbe infatti fornire una portata aggiuntiva di gas richiesto dai compressori via via minore –, presenta invece un tratto ascendente in corrispondenza dell'attivazione della seconda linea di compressione, poiché la portata richiesta dalle macchine raddoppia.

È possibile vedere come il sistema di controllo funzioni in modo abbastanza soddisfacente, rispondendo prontamente alle variazioni in ingresso e mantenendo portata e pressione di aspirazione pressoché costanti. Si può notare come la risposta del controllore posto sulla linea di kick-back

all'incrementare della quantità di gas in ingresso generi nell'immediato un piccolo disturbo nell'andamento della pressione, che può presentare picchi iniziali fino a 110 kPa (circa l'8,5% in più del valore di set point) che sono comunque brevi e non eccessivamente intensi. Un tuning più approfondito dei controllori potrebbe contribuire a livellare ulteriormente questi scostamenti che, tuttavia, sono da reputarsi normali in presenza di un significativo cambiamento delle condizioni in ingresso.

È interessante, in aggiunta, valutare la potenza termica richiesta dal cooler per raffreddare il gas e l'anello liquido fino a 55 °C: una simulazione dinamica di questo tipo, infatti, permette di stimare la quantità complessiva di utility necessaria in un dato intervallo di tempo, dato utile, ad esempio, in una fase di valutazione economica più di dettaglio.

La figura 3.4 mostra i risultati ottenuti a riguardo nello scenario specifico simulato in questa analisi.



**Figura 3.4** Andamento nel tempo della portata massica in ingresso al cooler (curva blu), della potenza termica richiesta per il raffreddamento (curva arancione) e della portata massica di utility necessaria (curva gialla).

Come conferma il grafico, la regolazione tramite la linea di kick-back “assorbe” le variazioni di portata facendo arrivare una quantità di gas costante allo scambiatore (in aggiunta all’acqua dell’anello liquido ed eventualmente a quella di make-up), che varia (raddoppiando) unicamente in occasione dell’accensione della seconda macchina, facendo raddoppiare, di conseguenza, anche la

potenza richiesta da circa 153 a 306 kW e la portata di cooling water da circa 6580 a 13160 kg/h (si specifica che, non avendo inserito nella simulazione il modello di scambiatore con utility, la portata di acqua è stata calcolata tramite un bilancio di energia nel cooler e graficata successivamente al di fuori del software).

Moltiplicando le portate di utility ottenute per il range temporale a cui fanno riferimento, è possibile ottenere la quantità complessiva di acqua richiesta (il calcolo derivante da questa analisi è puramente dimostrativo, poiché l'entità e la durata delle variazioni di portata sono state scelte arbitrariamente, non avendo indicazioni su di esse riferite al funzionamento dell'impianto reale): in particolare, nelle 12 ore di funzionamento dell'impianto riprodotte in questa simulazione servirebbero all'incirca  $6580 \cdot 6 = 39480$  kg di acqua di torre per le prime 6 ore e  $13160 \cdot 6 = 78960$  kg per quelle restanti, per un totale di circa 118440 kg (equivalenti, grosso modo, a  $120 \text{ m}^3$ ).

Questo calcolo, opportunamente esteso ad un intervallo temporale più ampio, può essere utile durante la gestione dell'impianto, ad esempio per programmare quantità e frequenza di approvvigionamento dall'esterno dell'acqua, nonché in fase di progettazione del sistema di trattamento e ripristino della stessa utility.

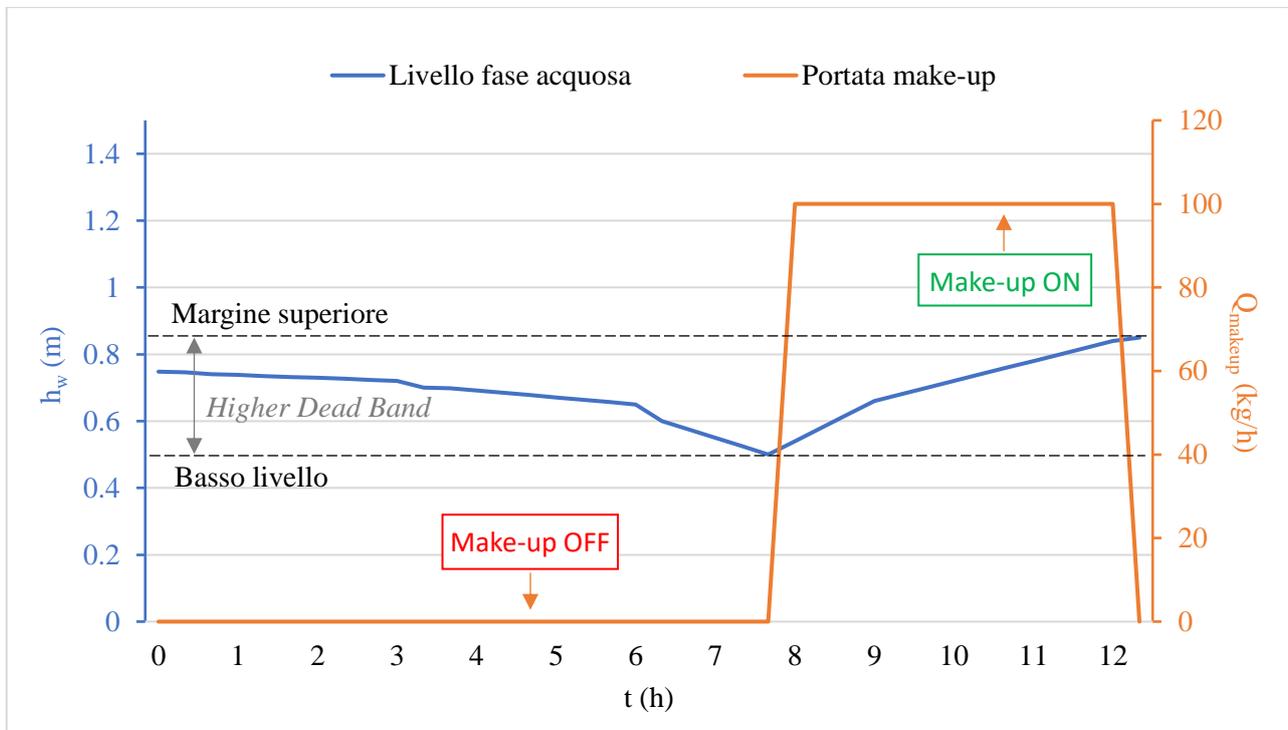
L'ultima serie di considerazioni da fare rispetto alla risposta del sistema alle variazioni di portata riguarda la regolazione dei livelli nel separatore e, nel caso specifico, l'attivazione delle linee di make-up: dai bilanci di materia ottenuti attraverso la simulazione in stazionario, infatti, si evince che nel caso operativo 7, in cui il gas in ingresso è composto principalmente da  $\text{CO}_2$  e metano, non si ha condensazione né di idrocarburi (sono praticamente assenti in ingresso idrocarburi pesanti) né di acqua. Al contrario, essendo il gas saturo, tenderà ad assorbire parte dell'acqua dell'anello liquido, rendendo necessario l'impiego del make-up.

La figura 3.5 mostra l'andamento del livello della fase acquosa nella prima camera del separatore insieme a quello della portata di make-up.

I risultati dell'analisi sul controllo di livello nel caso di incremento progressivo di portata mostrano alcuni aspetti interessanti. In primo luogo, l'abbassamento del livello dell'acqua è considerabile con buona approssimazione lineare e, soprattutto nei casi con portata abbastanza bassa, molto lento: si registra, infatti, un abbassamento di appena 3 cm nelle prime 3 ore (quando la portata dell'alimentazione è di 300 kg/h), per poi notare una pendenza significativamente maggiore della retta quando si attiva la seconda linea di compressione (si ha un abbassamento di circa 15 cm in un'ora e mezza), a causa della maggiore quantità di acqua assorbita dal gas.

In secondo luogo, si nota come al raggiungimento del limite di basso livello (0,5 m) si attivi la corrente di make-up che, essendo in funzione entrambe le macchine, apporta una quantità aggiuntiva di acqua

pari a 100 kg/h (50 kg/h per ciascun compressore), per poi disattivarsi al raggiungimento del margine superiore di banda morta (scelto di 85 cm). All'attivarsi del make-up, il livello nel separatore inverte la tendenza in maniera praticamente istantanea e senza disturbi significativi, crescendo con una velocità (pendenza della retta blu in figura) che diminuisce all'incrementare della portata in ingresso.



**Figura 3.5** Andamento nel tempo del livello della fase acquosa nel separatore trifase (curva blu) e della portata massica di acqua di make-up (curva arancione).

Analogamente a quanto fatto per la cooling water, è possibile determinare il consumo di acqua al verificarsi di questo specifico scenario, moltiplicandone la portata per il tempo di funzionamento (in questo caso la linea si attiva per circa 4 ore, consumando  $100 \cdot 4 = 400$  kg di acqua, pari a circa  $0.40 \text{ m}^3$  in 12 ore), ottenendo un'informazione utile per pianificarne l'approvvigionamento e valutarne i costi.

Non raggiungendo mai la soglia di alto livello (fissata a 0,95 m), in questo scenario non è prevista l'attivazione della linea di dreno.

### Variation of composition

Lo scenario più interessante da riprodurre nella simulazione dinamica di questo impianto sarebbe la variazione nel tempo della composizione (contemporaneamente a quella di portata, modellando così in modo preciso ogni caso operativo), al fine di valutare la risposta del sistema di controllo del separatore nella sua totalità comprendendo, quindi, anche il drenaggio della fase leggera condensata. Le numerose simulazioni fatte, tuttavia, evidenziano una certa difficoltà da parte del *Pressure-Flow Solver* di HYSYS® a risolvere le equazioni di fronte ad una discontinuità nei dati di input della

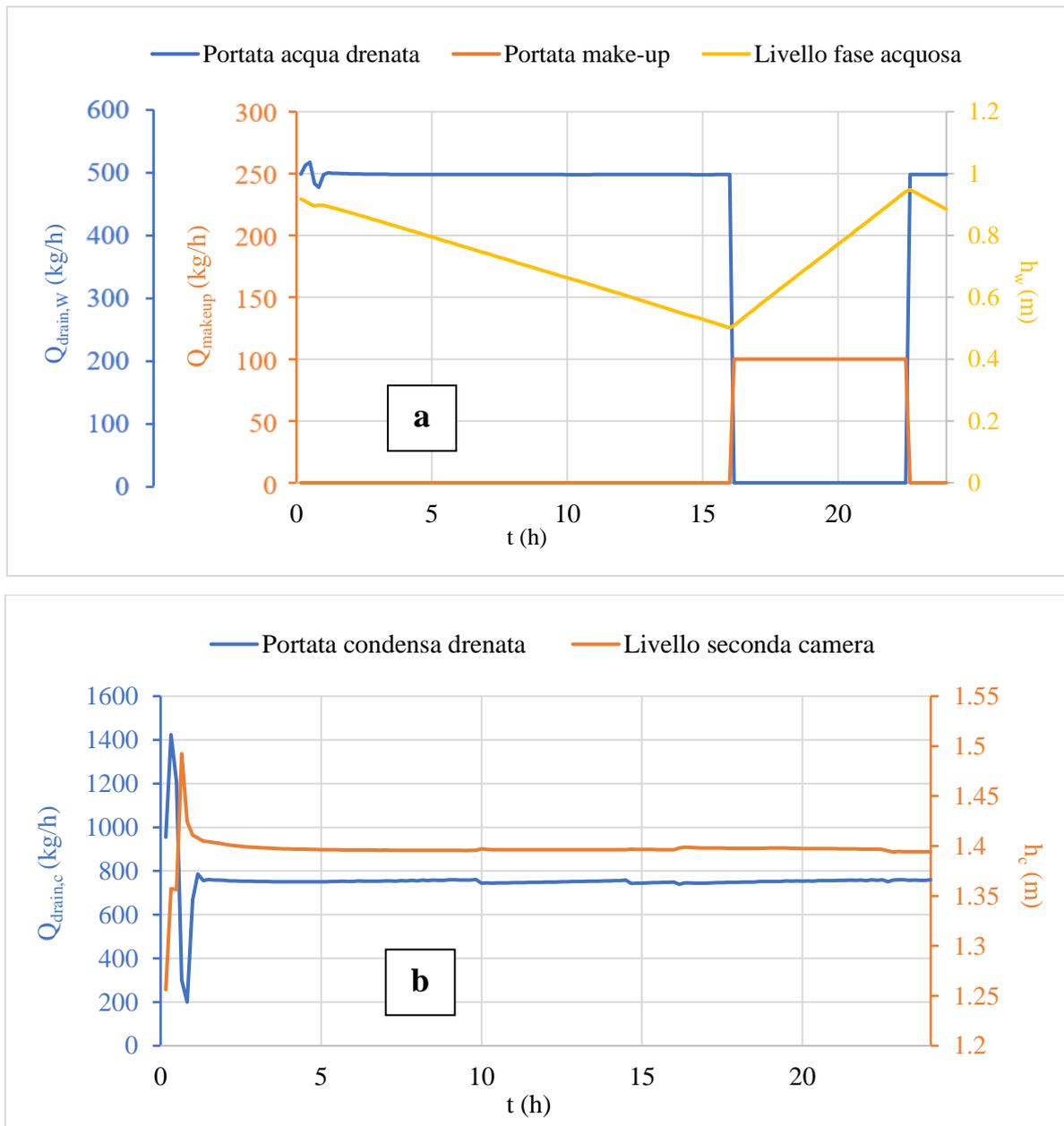
composizione della corrente di ingresso, restituendo spesso errori di convergenza o andamenti delle variabili ritenuti poco realistici, attribuibili a problematiche nel calcolo.

Si è deciso, perciò, di effettuare delle considerazioni sul funzionamento in dinamico delle linee di dreno separatamente per i vari casi operativi: è stata creata, quindi, una simulazione per ogni caso proposto, nella quale le portate e le composizioni vengono lasciate invariate, e dove si registra l'andamento nel tempo dei livelli nel vessel e delle portate di make-up e dreno eventualmente attivate.

In figura 3.6, vengono riportati i grafici che mostrano il livello della fase acquosa, il livello della fase leggera nella seconda camera del vessel e le portate di make-up e dreno nella simulazione svolta sul caso 6 (mostrato in questa sede a titolo esemplificativo), in un periodo di monitoraggio di 24 ore.

I grafici mostrano un andamento per alcuni versi significativamente diverso dal caso 7 analizzato in precedenza (si tratta di un paragone puramente qualitativo, poiché nell'analisi precedente vi erano portate variabili): sebbene l'andamento del livello di fase acquosa (curva gialla in figura a) sia simile a quanto visto in precedenza, l'interruzione del make-up dopo circa 22 ore necessita di essere accompagnata dall'attivazione della linea di dreno (curva arancione in figura a) per far calare a sufficienza il livello.

Altrettanto di rilievo è l'analisi del funzionamento della linea di drenaggio delle condense (figura b): oltre alle brevi oscillazioni all'inizio della simulazione attribuibili ad una fase di stabilizzazione delle variabili e del calcolo effettuato dal simulatore, si può notare come la significativa quantità di composti pesanti presenti nell'alimentazione di questo caso operativo porti alla condensazione di una grande portata di idrocarburi, che induce a mantenere aperta la linea di dreno per tutto l'intervallo di tempo considerato. La valvola di regolazione posta sulla linea è stata dimensionata proprio con la portata di condensa in stazionario del caso 6 (circa 750 kg/h, poiché quella più elevata tra i vari casi operativi), perciò il livello nella seconda camera si mantiene all'incirca costante (viene prelevata, praticamente, la stessa quantità di ciò che condensa): questo andamento, tuttavia, ci mostra che è possibile sovradimensionare leggermente la valvola al fine di far calare progressivamente il livello nel tempo (opzione più conservativa).



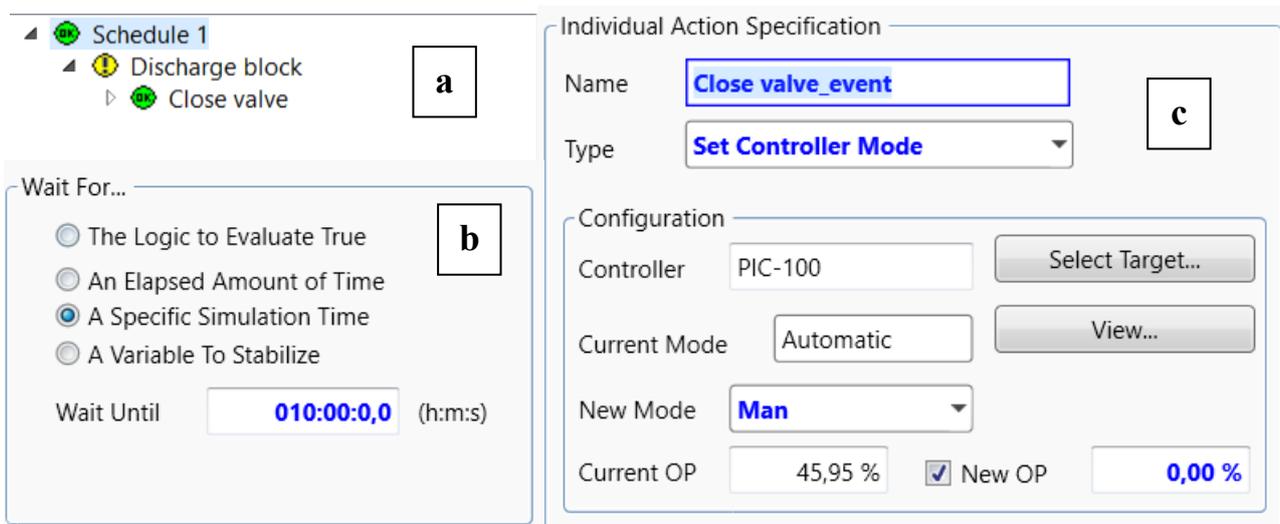
**Figura 3.5** Andamento nel tempo del livello della fase acquosa, della portata di make-up e di dreno acquoso (a) nella prima camera del separatore trifase e del livello di fase leggera con relativa portata di dreno oleoso nella seconda camera (b).

Questo tipo di simulazione permette di determinare, in un dato intervallo di tempo, la quantità di reflui (comprensivi di acqua e condense idrocarburiche) prodotti dall'impianto quando questo funziona con un determinato caso operativo: per il caso 6 in esame, il dreno acquoso è attivo per circa 7 ore (scaricando, quindi,  $500 \cdot 7 = 3500$  kg di acqua), quello oleoso per tutte le 24 ore esaminate ( $750 \cdot 24 = 18000$  kg), per un totale di circa 21500 kg di reflui giornalieri prodotti. Questo dato permette, analogamente a quanto visto in precedenza, di avere un'informazione utile al dimensionamento del sistema di trattamento dei reflui (se presente) e di stimare quantitativamente l'emissione di eventuali inquinanti presenti nella condensa idrocarburica.

### 3.2 Blocco della linea di uscita del gas compresso

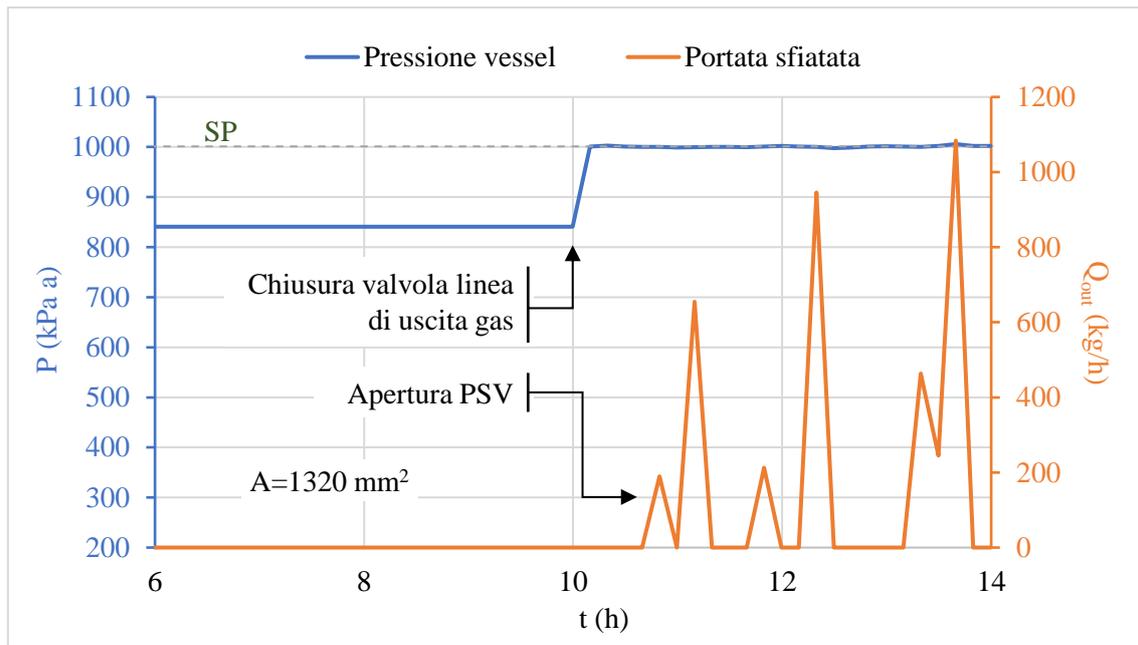
Si vuole simulare uno scenario di emergenza in cui la linea di uscita del gas dal separatore trifase risulta bloccata, provocando un aumento di pressione all'interno del vessel. Attraverso la riproduzione di questo evento è possibile innanzitutto verificare il corretto funzionamento della valvola di sicurezza posta sul separatore e, in aggiunta, verificarne il dimensionamento tramite l'analisi dell'andamento della pressione del vessel e della portata di scarico della PSV.

Il blocco della linea viene simulato chiudendo istantaneamente la valvola di regolazione posta su di essa: nell'*Event Scheduler*, dunque, viene creata una sequenza composta da un singolo evento ("Close valve" in figura 3.6a) tramite il quale si programma il passaggio da modalità automatica a manuale del controllore di pressione in uscita dal sistema, dopo un certo tempo dall'avvio della simulazione (si è scelto arbitrariamente 10 ore, in modo da far stabilizzare la pressione del vessel) impostando la nuova OP (cioè il grado di apertura della valvola) al valore 0 % (valvola chiusa).



**Figura 3.6** Programmazione del blocco della linea di uscita gas nell'*Event Scheduler* (a) e dettaglio del tempo di attivazione (b) e della modalità di accadimento dell'evento (c).

I risultati vengono visualizzati e registrati attraverso uno *Stripchart* che mostra l'andamento nel tempo della pressione nel separatore e della portata in uscita dalla PSV (figura 3.7). Per simulare il comportamento del sistema reale, viene utilizzata inizialmente l'area nominale selezionata in sede di dimensionamento (1320 mm<sup>2</sup>).

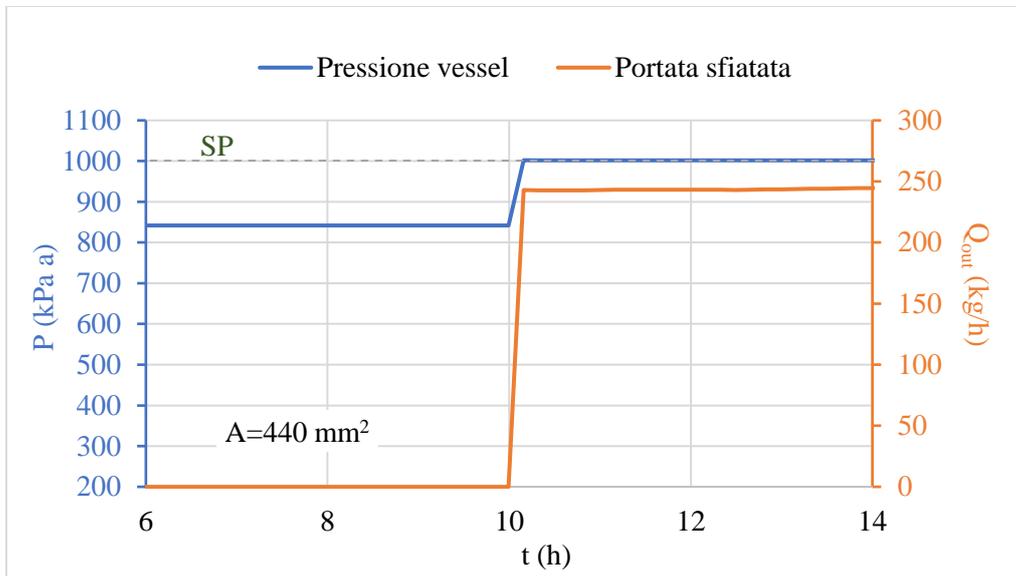


**Figura 3.7** Andamento della pressione nel separatore trifase (curva blu) e della portata sfiatata dalla PSV (curva arancione) nello scenario di uscita ostruita, con una sezione di passaggio di 1320 mm<sup>2</sup>.

Come si può notare, la chiusura della valvola sulla linea di uscita gas comporta un rapidissimo aumento di pressione fino al raggiungimento della Set Pressure (nell'arco di circa 10 minuti), a dimostrazione della pericolosità dell'evento e della necessità di dotare il vessel di un efficiente sistema di sicurezza. Allo stesso tempo è apprezzabile l'altrettanto rapida risposta della PSV, che si apre appena raggiunta la SP (900 kPa g = 1001,3 kPa a) per sfiatate il gas ed evitare che il separatore si pressurizzi ulteriormente.

Verificata, quindi, la corretta risposta del sistema, è possibile effettuare delle considerazioni sul funzionamento e sul dimensionamento della valvola: in particolare, la capacità di mantenere la pressione all'incirca costante al valore di SP dimostra che l'area selezionata è sufficiente per garantire la sicurezza dell'apparecchiatura. Il continuo alternarsi di valori nulli a picchi più o meno elevati nel grafico della portata, tuttavia, denota un fenomeno denominato "chattering": la PSV, infatti, sfiatando una portata eccessiva di gas a causa della scelta di un orifizio troppo ampio, è costretta ad aprirsi e chiudersi in continuazione per mantenere un valore costante di pressione, rischiando di danneggiare la meccanica dello strumento. Questo fenomeno può verificarsi con valvole sovradimensionate di più del 140 % (API, 2007) come quella in esame: come visto in precedenza in tabella 2.4, infatti, per lo scenario di uscita bloccata l'area calcolata è inferiore di circa il 200% a quella selezionata poiché, quantomeno secondo le procedure utilizzate, lo scenario dimensionante è quello di incendio esterno.

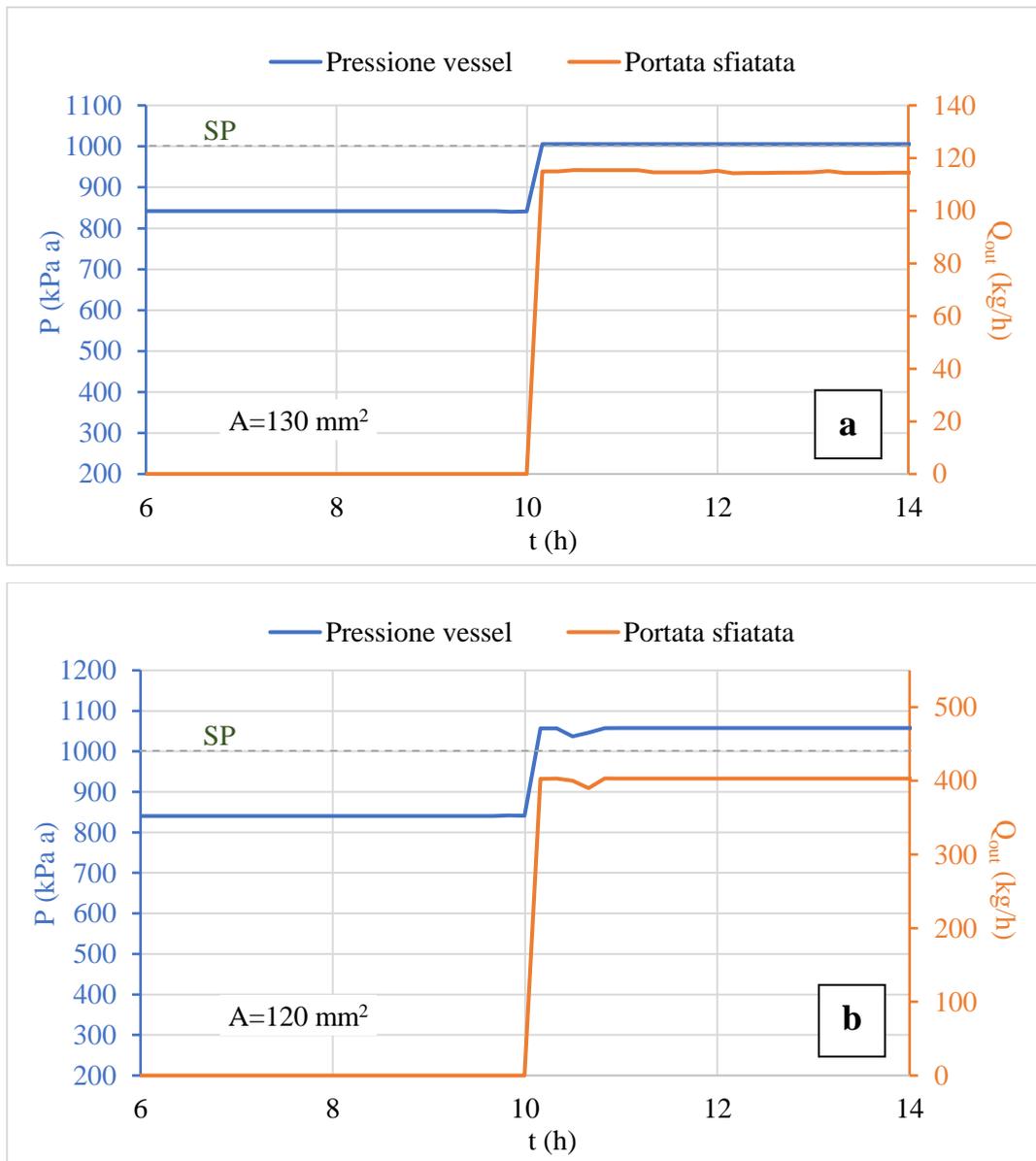
Per verificare l'effettiva validità delle formule proposte dalle norme API, dunque, la simulazione viene ripetuta utilizzando sul software una PSV che abbia l'ampiezza dell'orifizio pari all'area calcolata (circa 440 mm<sup>2</sup>).



**Figura 3.8** Andamento della pressione nel separatore trifase (curva blu) e della portata sfiatata dalla PSV (curva arancione) nello scenario di uscita ostruita, con una sezione di passaggio di 440 mm<sup>2</sup>.

La figura 3.8 mostra una variazione della pressione nel vessel analoga al caso precedente, ma un andamento della portata scaricata abbastanza diverso: in questo caso, infatti, la valvola si apre appena raggiunta la SP, e mantiene un grado di apertura pressoché costante, sfiatando circa 250 kg/h di gas. In realtà, in figura si può scorgere un lieve aumento di portata nel tempo che, osservando la curva in un range temporale più ampio, si scopre essere parte di una lenta oscillazione di entità praticamente trascurabile (che presenta un picco superiore dell'1,2% ed uno inferiore del 4%). Da ciò si può dedurre come l'area calcolata con le formule a parametri concentrati delle norme API sia sufficiente a depressurizzare il vessel e, al contempo, non restituisca un sovradimensionamento eccessivo, facendo funzionare correttamente la valvola senza cicli di apertura e chiusura.

Successivamente, l'analisi è stata ripetuta utilizzando diversi valori di area per la PSV minori di quella calcolata, in modo da cercare l'effettiva area minima che consente la depressurizzazione del vessel in questo scenario. I risultati possono essere reputati abbastanza interessanti: scendendo a valori di area di passaggio fino a 130 mm<sup>2</sup> si osserva un andamento sia della portata che della pressione del tutto simile al caso precedente (figura 3.9a), mentre con un'area di 120 mm<sup>2</sup> si nota come il dispositivo non riesca più a mantenere la Set Pressure, con la pressione nel separatore che si assesta ad un valore leggermente superiore (circa 1057 kPa a) (figura 3.9b).



**Figura 3.9** Andamento della pressione nel separatore trifase (curva blu) e della portata sfiatata dalla PSV (curva arancione) nello scenario di uscita ostruita, con una sezione di passaggio di  $130 \text{ mm}^2$  (a) e di  $120 \text{ mm}^2$  (b).

È possibile affermare, perciò, che se questo fosse lo scenario dimensionante, sarebbe sufficiente dimensionare la PSV con un'area commerciale appena superiore a  $130 \text{ mm}^2$  (nel caso specifico, si tratterebbe di un orificio di tipo F, con  $A'=198,1 \text{ mm}^2$ )

### 3.3 Scenario incidentale di incendio esterno

Per completare le analisi sulla PSV installata sul separatore trifase è utile simulare lo scenario incidentale in cui il vessel viene lambito da un incendio esterno, al fine di trovare l'area minima dell'orificio della valvola necessaria a depressurizzare il sistema e verificare quale sia l'effettivo scenario dimensionante.

In seguito all'irraggiamento subito dal vessel durante un incendio esterno, il liquido presente al suo interno inizia ad evaporare a causa del calore assorbito, provocando l'aumento della pressione e l'attivazione della valvola di sicurezza.

Per riprodurre questo scenario, è stata innanzitutto creata una corrente di energia (denominata "Fire") che simuli la potenza termica assorbita dal vessel: questa potenza dipende da una serie di fattori quali la tipologia di incendio, la natura del combustibile che lo alimenta, il grado di esposizione del vessel alla fiamma e la presenza di misure antincendio. Le norme API (API, 2007) forniscono un modello per calcolare la potenza assorbita tenendo conto di questi fattori e, per il caso in cui si considerino attive le misure antincendio, suggeriscono la seguente formula:

$$W_{abs} = 43200 \cdot F \cdot A_{ws}^{0,82},$$

dove:

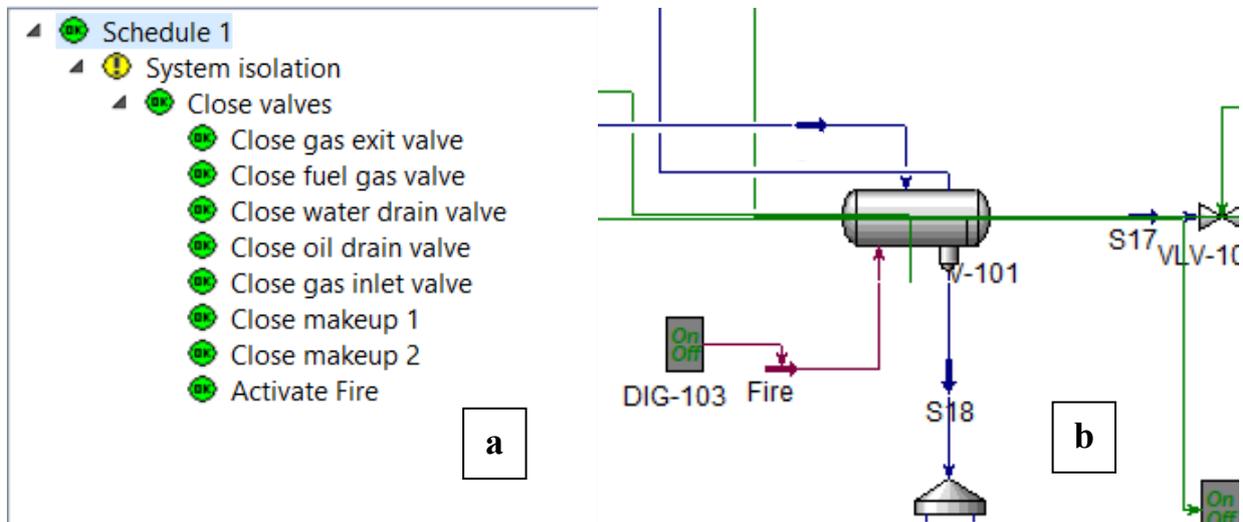
- $W_{abs}$  è la potenza termica assorbita dal vessel durante l'incendio (W);
- $F$  è un fattore ambientale adimensionale e dipende dal grado di isolamento del recipiente (pari a 1 se non è presente isolamento);
- $A_{ws}$  è la superficie interna del vessel bagnata dal liquido (m<sup>2</sup>).

Questa formula è stata implementata in un foglio di calcolo interno ad HYSYS<sup>®</sup> (*Spreadsheet*), all'interno del quale è stato importato il valore dell'area bagnata (calcolato automaticamente dal software), mentre il valore di potenza calcolato è stato esportato come dato di input alla corrente di energia precedentemente creata (figura 3.10).

	A	B	C	D
1	14,94 m2	Wetted area		
2	396,7 kW	Fire duty		

**Figura 3.10** Calcolo del calore assorbito dal separatore durante un incendio esterno, all'interno dello strumento *Spreadsheet* di Aspen HYSYS<sup>®</sup>.

Per verificare il corretto funzionamento e dimensionamento della PSV anche per il caso di incendio esterno, è necessario programmare nell'*Event Scheduler* l'isolamento del sistema, ossia la chiusura di tutte le valvole di ingresso e di uscita (figura 3.11a) e contemporaneamente attivare la corrente di energia tramite un controllore ON-OFF ad essa collegato (figura 3.11b).

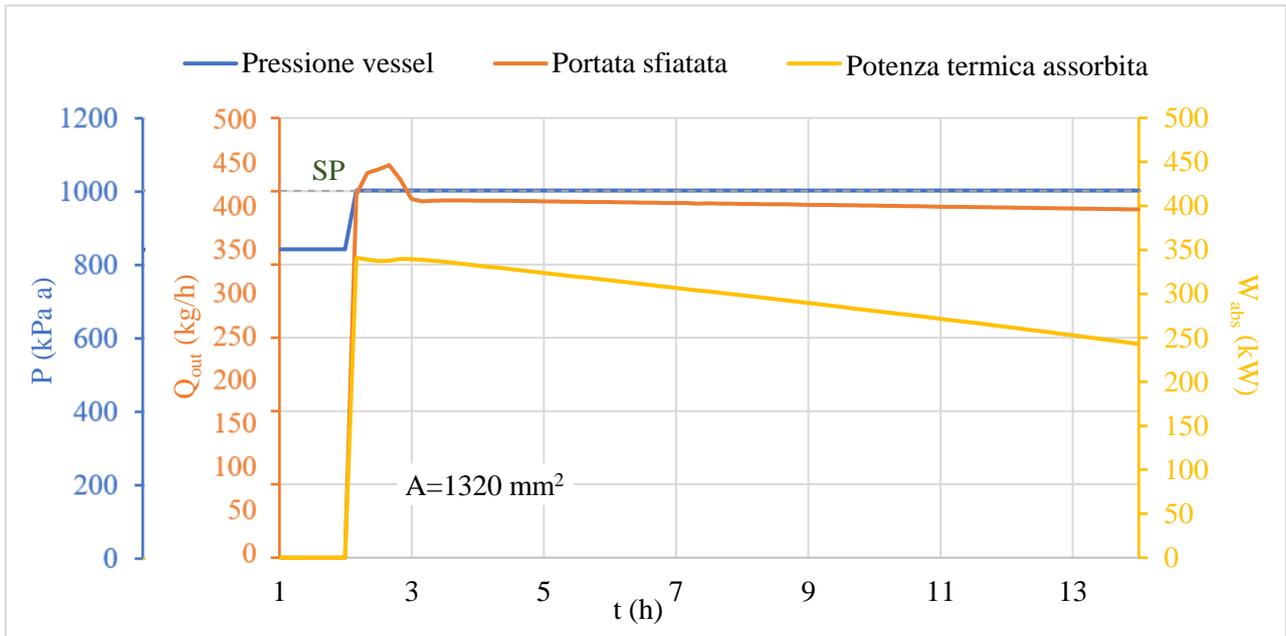


**Figura 3.11** Programmazione dell'isolamento del sistema nell'*Event Scheduler* (a) e collegamento della corrente di calore al vessel (b).

Come nel caso precedente, viene simulato inizialmente il funzionamento di una PSV dotata di un'area di 1320 mm<sup>2</sup> (area selezionata in fase di dimensionamento), e i risultati vengono riportati in un grafico analogo a quelli mostrati per lo scenario di uscita ostruita. In questo caso può essere utile tenere traccia anche dell'andamento della potenza termica assorbita dal vessel (figura 3.12).

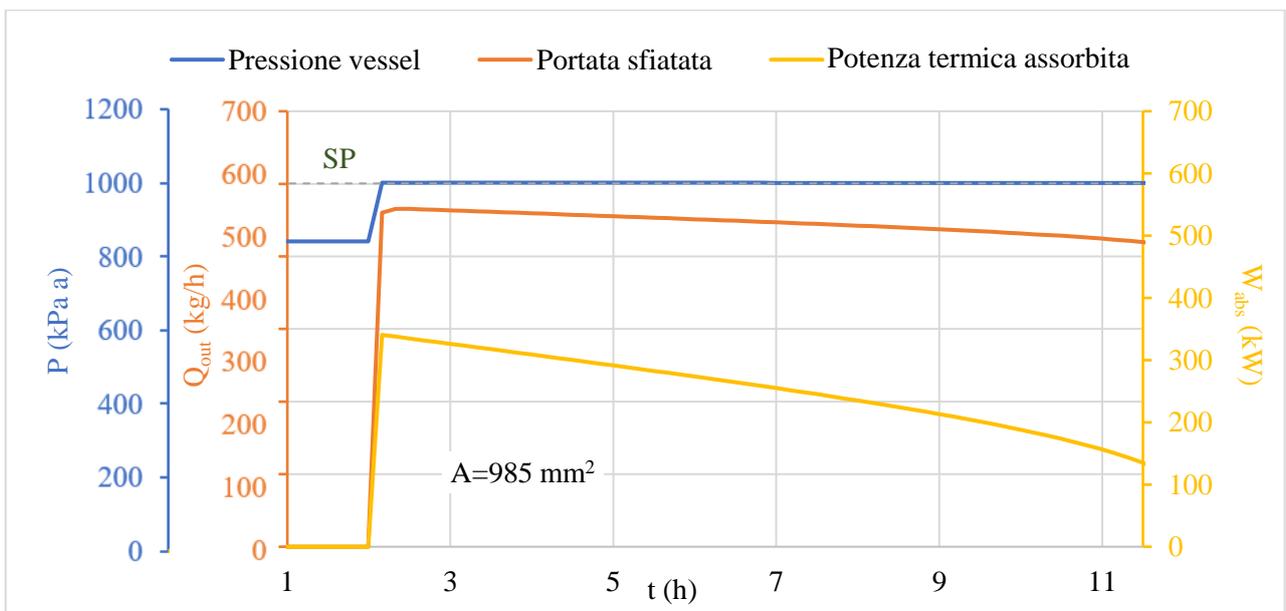
Si può notare come anche in questo caso vi sia un rapidissimo aumento di pressione, la quale raggiunge la SP in circa 9 minuti e si stabilizza su quel valore, indicando che la PSV ha una sezione di passaggio sufficiente a garantire la sicurezza del separatore. A differenza dello scenario precedente, però, l'andamento della portata sfiatata a parità di area è sensibilmente migliore: dopo un leggero picco iniziale imputabile, probabilmente, ad una fase di stabilizzazione del sistema, la portata assume un andamento uniforme, mostrando come in questo caso non vi siano problemi di "chattering" e, quindi, come l'eventuale sovradimensionamento non sia eccessivo e non rischi di danneggiare il dispositivo.

In questo scenario la portata di gas scaricato non è costante, ma diminuisce lentamente nel tempo (come si percepisce guardando attentamente la figura). La portata di liquido che evapora, infatti, diminuisce nel tempo poiché diminuisce il calore da esso assorbito (che è proporzionale all'area bagnata, anch'essa in fase di diminuzione per il graduale abbassamento del livello nel vessel): per mantenere la Set Pressure, dunque, sarà necessario sfiatare sempre meno gas.



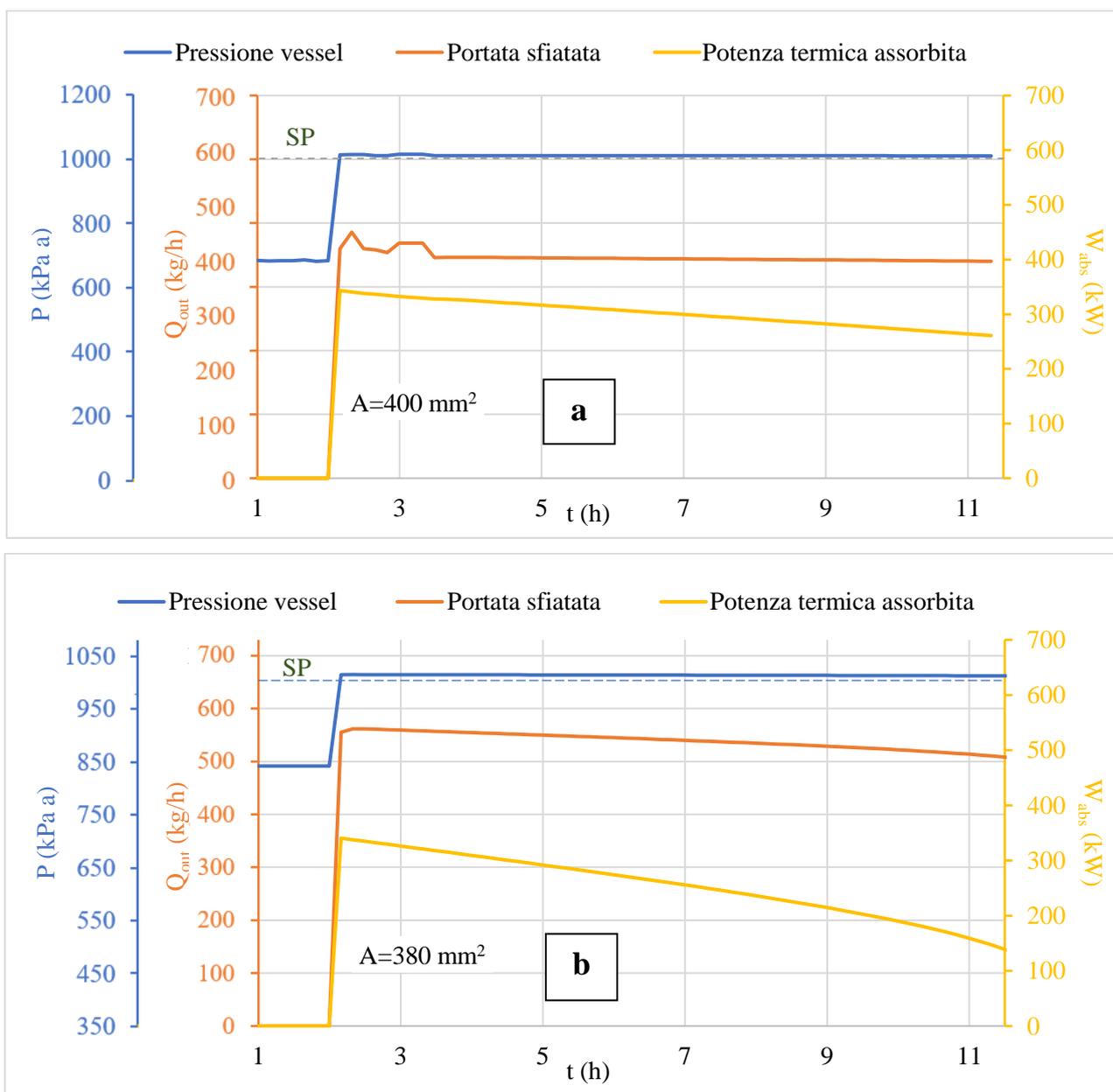
**Figura 3.12** Andamento della pressione nel separatore trifase (curva blu), della portata sfiatata dalla PSV (curva arancione) e della potenza termica assorbita dal vessel (curva gialla) nello scenario di incendio esterno, con una sezione di passaggio della valvola di  $1320 \text{ mm}^2$ .

Anche in questo caso, l'analisi è stata ripetuta sostituendo l'area commerciale con l'area calcolata (figura 3.13) al fine di verificare la validità delle formule suggerite dalle norme API per questo scenario, e con aree via via minori, al fine di ottenere l'area minima sufficiente a depressurizzare il vessel.



**Figura 3.13** Andamento della pressione nel separatore trifase (curva blu), della portata sfiatata dalla PSV (curva arancione) e del calore assorbito dal vessel (curva gialla) nello scenario di incendio esterno, con una sezione di passaggio della valvola di  $985 \text{ mm}^2$ .

L'analisi svolta con l'area calcolata attraverso le formule ( $985 \text{ mm}^2$ ) dimostra ancora una volta che le norme API suggeriscono un dimensionamento in grado di garantire il mantenimento della SP con un andamento uniforme della portata scaricata. Ci si accorge, tuttavia, che il sistema risponde altrettanto bene se si diminuisce l'area fino a  $400 \text{ mm}^2$  (figura 3.14a), mentre con un orifizio leggermente meno ampio ( $380 \text{ mm}^2$ ) la pressione si assesta ad un valore leggermente superiore della SP (circa  $1020 \text{ kPa}$  a, figura 3.14b).



**Figura 3.14** Andamento della pressione nel separatore trifase (curva blu), della portata sfiatata dalla PSV (curva arancione) e del calore assorbito dal vessel (curva gialla) nello scenario di incendio esterno, con una sezione di passaggio della valvola di  $400 \text{ mm}^2$  (a) e di  $380 \text{ mm}^2$  (b).

Si può concludere, perciò, che nonostante le norme API individuino correttamente lo scenario dimensionante (quello di incendio, in questo caso), basterebbe un'area nominale dell'orifizio della valvola appena superiore a 400 mm<sup>2</sup> (in particolare, un orifizio di tipo H, con A=506 mm<sup>2</sup>) per garantire il mantenimento della Set Pressure in entrambi gli scenari incidentali esaminati.

### **3.4 Considerazioni finali**

A conclusione dell'analisi dettagliata delle diverse simulazioni, si riporta di seguito una breve sintesi dei risultati ottenuti, al fine di trarre delle considerazioni complessive sul lavoro svolto.

#### **Variatione delle condizioni di ingresso del flare gas**

L'analisi del processo di recupero al variare delle condizioni di ingresso del gas da trattare ha previsto essenzialmente due tipologie di simulazioni: la prima con lo scopo di studiare il comportamento del sistema quando la portata di gas aumenta progressivamente nel tempo, la seconda volta a descrivere il funzionamento del controllo di livello del separatore trifase in situazioni di diversa composizione dell'alimentazione.

La simulazione di variazione di portata ha permesso di monitorare l'accensione del compressore ausiliario, l'andamento delle portate volumetriche trattate da ciascuna macchina e della portata volumetrica di kick-back, verificando dunque il mantenimento del set point di portata e pressione in aspirazione da parte del controllore dedicato e suggerendone un tuning più preciso per evitare oscillazioni troppo ampie. È stata altresì monitorata la potenza termica da fornire al cooler per raffreddare la corrente in uscita dai compressori e, di conseguenza, la portata di utility necessaria. Infine, è stato graficato l'andamento del livello nel separatore, visualizzando così il timing dell'attivazione del make-up e la quantità di acqua necessaria in un dato periodo di funzionamento del processo. È importante specificare che non è stata analizzata la linea di dreno poiché il caso operativo analizzato non prevedeva condensazione di acqua o idrocarburi.

In relazione all'analisi sulla diversa composizione del gas, invece, alcuni limiti tecnici del software non hanno consentito di far variare nel tempo la frazione molare delle sostanze che compongono l'alimentazione, perciò i casi operativi sono stati analizzati singolarmente, valutando le differenze nell'andamento del livello della fase acquosa e della fase condensata nel vessel di separazione, nonché il funzionamento del make-up e delle linee di dreno – a proposito delle quali sono state tratte indicazioni utili sul dimensionamento delle valvole –, con relativa analisi quantitativa dei reflui prodotti dall'impianto durante un certo periodo di operatività (tabella 3.1).

### Variazione delle condizioni di ingresso del flare gas

Descrizione	Risultati	Considerazioni
Incremento progressivo di portata (caso operativo 7)	Corretta accensione del compressore ausiliario	Previsione del range temporale di funzionamento
	Corretta regolazione della portata in ingresso alle macchine	
	Corretto funzionamento della linea di kick-back	
	Lievi oscillazioni della pressione di aspirazione	Necessità di affinare il tuning del controllore
	Portata di utility al cooler dipendente solo dal numero di compressori in funzione	Previsione della portata di utility per valutarne i costi, programmarne l'acquisto e dimensionare i sistemi di trattamento
Differente composizione in alimentazione (caso operativo 6)	Corretta regolazione del livello di acqua nel separatore	Previsione della quantità di acqua di make-up per valutarne i costi, programmarne l'acquisto e dimensionare i sistemi di trattamento
		Necessità di attivazione della linea di dreno
		Previsione della quantità di acqua da smaltire per il design dei sistemi di trattamento
	Livello quasi costante del liquido nella seconda camera del separatore	Necessità di sovradimensionare leggermente la valvola di dreno
		Previsione della quantità di reflui prodotti per la stima delle emissioni di possibili inquinanti e il design dei sistemi di trattamento

**Tabella 3.1** Descrizione degli scenari di variazione delle condizioni di ingresso del flare gas, sintesi dei risultati ottenuti e considerazioni finali.

### Blocco della linea di uscita del gas compresso

È stato proposto uno scenario in cui viene chiusa la valvola di regolazione posta sulla corrente di gas in uscita dal separatore trifase, al fine di simulare l'ostruzione della linea con il conseguente aumento di pressione nel vessel ed attivazione della valvola di sicurezza installata su di esso. Si è proceduto analizzando l'andamento della pressione e della portata sfiatata dalla PSV al variare della sua sezione di passaggio, con lo scopo di validarne o meno il dimensionamento precedentemente effettuato in azienda tramite una procedura a parametri concentrati suggerita nelle norme API. I risultati ottenuti mostrano che, per questo scenario, l'area della valvola selezionata in fase di dimensionamento risulta significativamente maggiore di quella necessaria a garantire la depressurizzazione dell'apparecchiatura, sottoponendo il dispositivo di sfiato a cicli continui di apertura e chiusura (fenomeno del "chattering") che possono determinarne il danneggiamento.

#### Blocco della linea di uscita del gas compresso

Descrizione	Risultati	Considerazioni
	Corretto mantenimento della Set Pressure della PSV	Valvola non sottodimensionata
Chiusura della valvola di uscita del gas dal separatore	Problemi di "chattering" con $A=1320 \text{ mm}^2$	Valvola con orifizio K eccessivamente sovradimensionata
	Area minima necessaria di circa $130 \text{ mm}^2$	Possibilità di utilizzare un orifizio F (se lo scenario è quello dimensionante)

**Tabella 3.2** Descrizione dello scenario di blocco della linea di uscita del gas compresso, sintesi dei risultati ottenuti e considerazioni finali.

### Scenario incidentale di incendio esterno

Un'analisi del tutto analoga al caso precedente è stata condotta simulando uno scenario incidentale, modellato tramite l'isolamento del separatore e la creazione di una corrente di potenza termica per simulare il calore assorbito durante un incendio esterno. È stato analizzato l'andamento nel tempo della pressione del vessel, della portata di sfiato della PSV e della potenza assorbita al variare della sezione dell'orifizio della valvola. Anche in questo caso si è registrato un certo sovradimensionamento (non tale, però, da causare danneggiamento alla meccanica del dispositivo) e, essendo questo lo scenario dimensionante (l'area minima necessaria, cioè, risulta maggiore di quella trovata nel caso di uscita bloccata), è stato possibile effettuare la scelta finale della sezione di passaggio della PSV, concludendo che un orifizio di tipo H è sufficiente a garantire la depressurizzazione del vessel, e che quindi il calcolo effettuato con le norme API sovrastima

complessivamente l'area di circa il 160%. Ciò può consentire, dunque, un risparmio economico sia sull'acquisto del dispositivo che sulla sua manutenzione.

### **Incendio esterno al separatore trifase**

Descrizione	Risultati	Considerazioni
Isolamento del separatore e attivazione di una corrente di potenza termica	Corretto mantenimento della Set Pressure della PSV	Valvola non sottodimensionata
	Assenza di "chattering" con $A=1320 \text{ mm}^2$	Valvola non eccessivamente sovradimensionata
	Area minima necessaria di circa $400 \text{ mm}^2$	Scenario dimensionante Possibilità di utilizzare un orificio H Risparmio economico su acquisto e manutenzione del dispositivo

**Tabella 3.3** Descrizione dello scenario di incendio esterno, sintesi dei risultati ottenuti e considerazioni finali.

Da questo riepilogo si evince come l'impiego di una metodologia di analisi di processo che comprenda anche la simulazione dinamica del sistema in esame consenta di ottenere dei risultati interessanti ed utili nelle fasi di design e di conduzione dell'impianto, fornendo al progettista e al gestore dello stesso alcune informazioni che da un'analisi in stazionario non sarebbero potute emergere. L'utilizzo di Aspen HYSYS<sup>®</sup> come software per la simulazione del processo si è rivelato tutto sommato soddisfacente, nonostante alcuni limiti tecnici (come la mancanza di un modello per i compressori ad anello liquido e alcune difficoltà di calcolo in modalità dinamica in occasione di rapidi cambiamenti di specifiche) non abbiano permesso di effettuare ulteriori analisi per il completamento totale dello studio (valutando, ad esempio, l'energia necessaria per il funzionamento delle macchine o il comportamento dell'unità di recupero al variare della composizione dell'alimentazione nel tempo).



## CONCLUSIONI

Il lavoro svolto ha permesso di effettuare delle analisi dettagliate su una serie di simulazioni in modalità dinamica della sezione di recupero del gas di torcia di un impianto industriale assunto come caso di studio. Il software Aspen HYSYS® ha consentito di modellare dapprima il processo in stato stazionario, e successivamente in transitorio, con la riproduzione diversi scenari volti a studiare il comportamento del sistema al variare di alcune condizioni.

L'analisi dalle diverse simulazioni dinamiche effettuate permette di fornire indicazioni utili per la gestione dell'impianto e, in alcuni casi, per il design di alcune sue parti: si è in grado di determinare, al verificarsi di un determinato scenario, la potenza termica necessaria per il raffreddamento della corrente compressa (e, di conseguenza, la quantità di acqua di raffreddamento), la quantità di acqua di make-up necessaria a mantenere un certo livello all'interno del separatore trifase, e la quantità di reflui prodotti. Ciò consente di pianificare in maniera più precisa gli eventuali approvvigionamenti di risorse idriche provenienti dall'esterno, di dimensionare più correttamente gli eventuali impianti di trattamento reflui posti a valle dell'unità di recupero e di stimare le eventuali emissioni nell'ambiente di sostanze pericolose derivanti dallo smaltimento dei reflui.

Altrettanto interessante è lo studio inerente al dimensionamento della PSV posta sul separatore trifase: confrontando le aree ottenute per tentativi tramite la simulazione dinamica del package con quelle calcolate tramite le formule a parametri concentrati delle norme API, si può notare come queste ultime sovrastimino significativamente la sezione del dispositivo necessaria a garantire la sicurezza del vessel, concludendo che l'impiego di un'analisi dinamica dei principali scenari di pressurizzazione può risultare in un apprezzabile risparmio economico.

Rispetto allo scopo iniziale di questo studio, la quasi totalità delle analisi previste è stata portata a termine e i risultati ottenuti sono da ritenersi soddisfacenti, nonostante alcuni limiti tecnici del software (riguardanti la modellazione della peculiare tecnologia di compressione e la difficoltà di calcolo in determinati scenari dinamici) non abbiano permesso di effettuare alcune considerazioni aggiuntive.

Possibili integrazioni future potrebbero essere condotte ripetendo le analisi con l'ausilio di differenti software di simulazione di processo, al fine di determinare il più adatto per questo tipo di applicazioni e di valutare quanto la scelta di uno rispetto agli altri influenzi la validità dei risultati; sarebbe interessante, inoltre, estendere lo studio non solo all'unità di compressione, ma anche all'intero sistema di trasporto del gas dal collettore alla torcia, valutando, così, in termini quantitativi l'effettiva riduzione di operatività del dispositivo di combustione, scopo principale dell'installazione del package di recupero.



## **BIBLIOGRAFIA**

- Ackland, J., White, J., & Waibel, R. (2013). Fuels. In J. Z. Company, *The John ZInk Hamworthy Combustion Handbook* (2 ed., Vol. 1, p. 46-77). Charles E. Baukal, Jr.
- API. (2007). *API Standard 521 - Pressure-relieving and depressuring systems* (5 ed.).
- API. (2014). *API Standard 520 - Sizing, selection and installation of pressure-relieving devices* (9 ed.).
- Asadi, J., Yazdani, E., Dehaghani, Y., & Kazempoor, P. (2021, Maggio 15). Technical evaluation and optimization of a flare gas recovery system for improving energy efficiency and reducing emissions. *Energy Conversion and Management* (236).
- AspenTech. (2005). *HYSYS 2004.2 Simulation Basis*. Cambridge.
- Blackwell, B., Leagas, T., & Seefeldt, G. (2015, Gennaio). Practical flare gas recovery. *Hydrocarbon Engineering*, p. 21-28.
- DEP Specification. (2017, Febbraio). GAS/LIQUID, LIQUID/LIQUID AND GAS/LIQUID/LIQUID SEPARATORS – TYPE SELECTION AND DESIGN RULES. *Design and Engineering Practice (DEP)*.
- ELRI. (2021, Novembre 4). *Impact of Gas Flaring on Global Warming & Agriculture*. Tratto da Environmental Law Research Institute: <https://elri-ng.org/2021/11/04/impact-of-gas-flaring-on-global-warming-agriculture/>
- Emam, E. A. (2015). GAS FLARING IN INDUSTRY: AN OVERVIEW. *Petroleum & Coal* 57 (5), 532-555.
- Evans, L. B., Vatavuk, W. M., Stone, D. K., Lynch, S. K., Pandullo, R. F., & Koucky, W. (2002). Flares. In U. S. Agency, *EPA AIR POLLUTION COST MANUAL* (6) (p. 283-325).
- Hagos, F., Aziz, A., Zainal, E., Mofijur, M., & Ahmed, S. (2022). Recovery of gas waste from the petroleum industry: a review. *Environmental Chemistry Letters* (20), 263-281.
- Hamid, M. K. (2007). *HYSYS: An introduction to Chemical Engineering Simulation*. Skudai.
- Knospe, C. (2006, 02). PID Control. *IEEE control systems magazine*, 30-31.
- Mondal, S., Uddin, M., Majumder, S., & Pokhrel, J. (2015). HYSYS Simulation of Chemical Process Equipment.

- Okoro, E., Adeleye, B., Okoye, L., & Maxwell, O. (2021). Gas flaring, ineffective utilization of energy resource and associated economic impact in Nigeria: Evidence from ARDL and Bayer-Hanck cointegration techniques. *Energy Policy* (153).
- Parivazh, M., Mousavi, M., Naderi, M., Rostami, A., Dibaj, M., & Akrami, M. (2022). The Feasibility Study, Exergy, and Exergoeconomic Analyses of a Novel Flare Gas Recovery System. *Sustainability*, 14(15).
- Peterson, J., Tuttle, N., Cooper, H., & Baukal, C. (2007). Minimize facility flaring. *Hydrocarbon Processing*, 86(6), 111-115.
- Rahimpur, M., Jamshidnejad, Z., Jokar, S., Karimi, G., Ghorbani, A., & Mohammadi, A. (2012). A comparative study of three different methods for flare gas recovery of Asalooye Gas Refinery. *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, 4, 17-28.
- Sandler, S. I. (2020). *Chemical, Biochemical, and Engineering Thermodynamics* (5 ed.). John Wiley & Sons.
- Schwartz, R., White, J., & Bussman, W. (2014). Flares. In J. Z. Company, *THE JOHN ZINK HAMWORTHY COMBUSTION HANDBOOK (2) VOLUME III* (p. 252-297). C. E. Baukal, Jr.
- Taheri, S., Manshadi, M., & Moghaddam, A. (2015). Normal Flare Gas Recovery for Imam Khomeini Oil Refinery (Phase II). *4th Conference on Emerging Trends in Energy Conservation*.
- Wagner, W., Cooper, J., Dittman, A., Kijima, J., Kretschmar, H.-J., Kruse, A., . . . Willkommen, T. (2000). The IAPWS Industrial Formulation 1997 for the Thermodynamic Properties of Water and Steam. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 122(1), 150-182.
- Yazdani, E., Asadi, J., Dehaghani, Y., & Kazempoor, P. (2020, Dicembre). Flare gas recovery by liquid ring compressors-system design and simulation. *Journal of Natural Gas Science and Engineering* (84).

## SITOGRAFIA

(2024, 01 20). Tratto da Zeeco: <https://it.zeeco.com/products/flares/smokeless>

*Flaring in Industry*. (2024, 01 20). Tratto da Wermac:

[https://www.wermac.org/equipment/flare\\_stack.html](https://www.wermac.org/equipment/flare_stack.html)

Lahn, S. (2019, 16 08). *Enhance Flare Gas Recovery with Liquid Ring Compressors*. Tratto da

Pumps&Systems: <https://www.pumpsandsystems.com/enhance-flare-gas-recovery-liquid-ring-compressors>

*LIQUID RING VACUUM PUMPS AND COMPRESSORS*. (2024, 01 24). Tratto da Busch Vacuum

Solutions: <https://www.buschvacuum.com/global/en/products/vacuum-pumps/liquid-ring/liquid-ring-technology/>

The World Bank. (2015). *ZERO ROUTINE FLARING BY 2030*. Tratto da The World Bank:

<https://www.worldbank.org/en/programs/zero-routine-flaring-by-2030>

The World Bank. (s.d.). *Global Flaring and Methane Reduction Partnership (GFMR)*. Tratto da The

World Bank: <https://www.worldbank.org/en/programs/gasflaringreduction/gas-flaring-explained#:~:text=research%20from%20the%20european%20geosciences,carbon%20deposits%20in%20the%20arctic>

The World Bank. (s.d.). *Global Gas Flaring Data*. Tratto da The World Bank:

<https://www.worldbank.org/en/programs/gasflaringreduction/global-flaring-data>

USEPA. (2023, 5). *13.5 Industrial flares*. Tratto da AP-42: Compilation of Air Emissions Factors

from Stationary Sources: <https://www.epa.gov/air-emissions-factors-and-quantification/ap-42-Compilation-air-emissions-factors>



## **RINGRAZIAMENTI**

Ritengo doveroso riservare uno spazio per ringraziare tutte le persone che, con il loro supporto, hanno contribuito alla realizzazione di questo elaborato e che mi hanno sostenuto durante il percorso universitario appena concluso.

Per prima cosa, un sentito ringraziamento va al mio relatore, prof. Matteo Minelli, che mi ha indirizzato verso la scelta del percorso di tirocinio e guidato, con disponibilità e pazienza, in ogni step della stesura della tesi.

Ringrazio i miei tutor aziendali, nonché correlatori, ing. Francesca Nappini e ing. Damiano Tondelli: la loro presenza ed esperienza mi è stata di grande supporto per la realizzazione di questo lavoro, a partire dalla scelta dell'argomento, e soprattutto per la mia crescita professionale.

Un ringraziamento particolare va ai miei genitori e alla mia famiglia, che mi hanno da sempre sostenuto e consentito, anche con sacrificio, di intraprendere questo percorso di studi lontano da casa.

Grazie alla mia metà, Ilenia, per avermi instancabilmente supportato ed incoraggiato durante questi anni e per essere stata sempre la prima a fare il tifo per me.

Ringrazio infine tutti gli amici che, con la loro presenza e compagnia, mi hanno aiutato, ognuno a suo modo, a vivere con la giusta leggerezza questo mio percorso di conoscenza e di vita.