



Ricerca di Sistema elettrico

# Analisi e confronto di soluzioni tecnologiche diverse per la rimozione del calore in reattori SMR

M. Caramello, M. De Salve, B. Panella, S. Cozzi,  
M. Ricotti, M. Santinello



## ANALISI E CONFRONTO DI SOLUZIONI TECNOLOGICHE DIVERSE PER LA RIMOZIONE DEL CALORE IN REATTORI SMR

M. Caramello, M. De Salve, B. Panella, S. Cozzi, M. Ricotti, M. Santinello - CIRTEN: CERSE-POLITO-POLIMI

Settembre 2015

### Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA Piano Annuale di Realizzazione 2014

Area: Produzione di energia elettrica e protezione dell'ambiente

Progetto: Sviluppo competenze scientifiche nel campo della sicurezza nucleare e collaborazione ai programmi internazionali per il nucleare di IV Generazione

Linea: Sviluppo competenze scientifiche nel campo della sicurezza nucleare

Obiettivo: Sperimentazione e calcolo in appoggio agli studi sulla sicurezza

Responsabile del Progetto: Felice De Rosa, ENEA

Il presente documento descrive le attività di ricerca svolte all'interno dell'Accordo di collaborazione Sviluppo competenze scientifiche nel campo della sicurezza nucleare e collaborazione ai programmi internazionali per il nucleare di IV Generazione

Responsabile scientifico ENEA: Felice De Rosa

Responsabile scientifico CIRTEN: Giuseppe Forasassi



**CIRTEN**

**Consorzio Interuniversitario per la Ricerca Tecnologica Nucleare**

**POLITECNICO DI TORINO**

**Dipartimento Energia**

**POLITECNICO DI MILANO**

**Dipartimento di Energia - Nuclear Reactors Group**

**Analisi e confronto di soluzioni tecnologiche diverse per la rimozione del calore in reattori  
SMR**

**Autori**

**Marco Caramello (POLITO)**

**Mario De Salve (POLITO)**

**Bruno Panella (POLITO)**

**Stefano Cozzi (POLIMI)**

**Marco Ricotti (POLIMI)**

**Marco Santinello (POLIMI)**

**CERSE-POLITO-POLIMI RL 1499/2015**

**Settembre 2015**

Lavoro svolto in esecuzione dell'Attività LP1. C2.2  
AdP MSE-ENEA sulla Ricerca di Sistema Elettrico - Piano Annuale di Realizzazione 2014  
Progetto B.3.1 "Sviluppo competenze scientifiche nel campo della sicurezza nucleare e  
collaborazione ai programmi internazionali per il nucleare di IV generazione"



## Indice

Sommario	3
1. Introduzione	4
2. Descrizione dei generatori di vapore	8
3. Modellazione dei componenti per il codice di calcolo Relap5-3D	13
Generatore di vapore elicoidale	13
Generatore di vapore a baionetta	14
4. Risultati di confronto nelle condizioni di normale operazione	16
5. Risultati di confronto nelle condizioni di carico ridotto	19
6. Possibile configurazione di un SMR con impiego di generatori di vapore con tubi a baionetta	22
7. Simulazione RELAP di condizioni operative del GV a baionetta per la configurazione SMR25	
8. Simulazione RELAP di condizioni operative della facility HERO-2	30
9. Studio di generatori di vapore a baionetta in sistemi di sicurezza passivi	37
10. Conclusioni	43
Riferimenti bibliografici	45
Breve curriculum gruppi di lavoro	46



## Sommario

*Nel corso dell'annualità 2014 del PAR si è proposto uno studio termoidraulico volto a confrontare due generatori di vapore di geometria non convenzionale per la rimozione di potenza in reattori SMR. Le geometrie confrontate sono quella elicoidale e quella a baionetta.*

*Per questa prima fase dello studio, il reattore di riferimento per il quale sono stati sviluppati i modelli è il reattore modulare di piccola taglia SMART. Lo studio è stato svolto avvalendosi del codice di sistema RELAP5-3D. Lo studio parte dalla definizione di analisi comparata per andare a individuare i limiti di applicabilità e i criteri per la definizione vincolata del problema. Viene poi descritta la geometria dei generatori di vapore e la metodologia con la quale sono stati rappresentati i componenti all'interno del codice di sistema. L'analisi di simulazione ha riguardato due distinte condizioni di funzionamento del componente:*

- *durante la normale operazione*
- *a carico ridotto.*

*Per lo studio della risposta a carico ridotto sono state svolte 130 simulazioni RELAP di funzionamento stazionario per andare a individuare la mappa di funzionamento del componente sotto l'ipotesi di regolazione di potenza a temperatura media costante per il fluido primario.*

*Alla luce dei risultati ottenuti è stato possibile effettuare il confronto per individuare i vantaggi e gli svantaggi di ogni configurazione.*

*Una seconda fase dello studio, eseguita in coordinazione con le attività ENEA-SIET relative al Tema 3 “Sperimentazione a supporto della caratterizzazione di scambiatori con tubi a baionetta”, è stata dedicata a uno studio di pre-test della facility HERO-2, per identificare la matrice di test sperimentali, preceduta da una ipotesi di configurazione di generatore di vapore per reattore integrato SMR e corrispondente analisi RELAP, quindi fluido primario-fluido secondario, quale confronto con il caso sperimentale potenza imposta-fluido secondario.*

*Infine, a conclusione dello studio e con l'obiettivo di approfondire nel prossimo futuro la dinamica di funzionamento di questi generatori di vapore per il loro utilizzo in sistemi di rimozione della potenza di decadimento, sono stati svolti i) dei calcoli di progettazione preliminare per la costruzione di una facility sperimentale che potrebbe essere installata ex-novo presso i laboratori del Politecnico di Torino, ii) le ipotesi preliminary circa la possibilità di utilizzo di una facility sperimentale già presente presso SIET, realizzata nei PAR precedenti, impiegata per lo studio di sistemi passivi a circolazione naturale connessi a generatori di vapore a tubi elicoidali.*



## 1. Introduzione

L’obiettivo di rimozione della potenza termica all’interno dei reattori nucleari in modo *efficiente, sicuro e affidabile* è di vitale importanza per il funzionamento corretto ed economicamente sostenibile di un impianto. Errori ingegneristici nella scelta del dimensionamento e della tipologia di scambiatore di calore da installare nel sistema primario possono comportare la necessità di numerosi fermi di impianto non programmati ed essere causa allo stesso tempo di catene incidentali non previste negli studi di sicurezza. Il medesimo discorso si applica ai componenti per il trasferimento del calore installati nei sistemi ausiliari e di sicurezza che comportandosi in maniera diversa rispetto a quanto definito da progetto inducono un funzionamento anomalo dell'intero sistema con il rischio di un danneggiamento degli elementi del sistema primario. La scelta corretta della tipologia di scambiatore di calore si traduce nella definizione della migliore geometria da adottare considerando le condizioni al contorno dell’impianto, come il ciclo termico, la potenza da smaltire e l’ingombro massimo disponibile.

Considerando il livello di potenza di un impianto, la figura 1 mostra gli intervalli di potenza per gli impianti modulari di piccola taglia e per i reattori di grande taglia di generazione III e III+ [1-2].

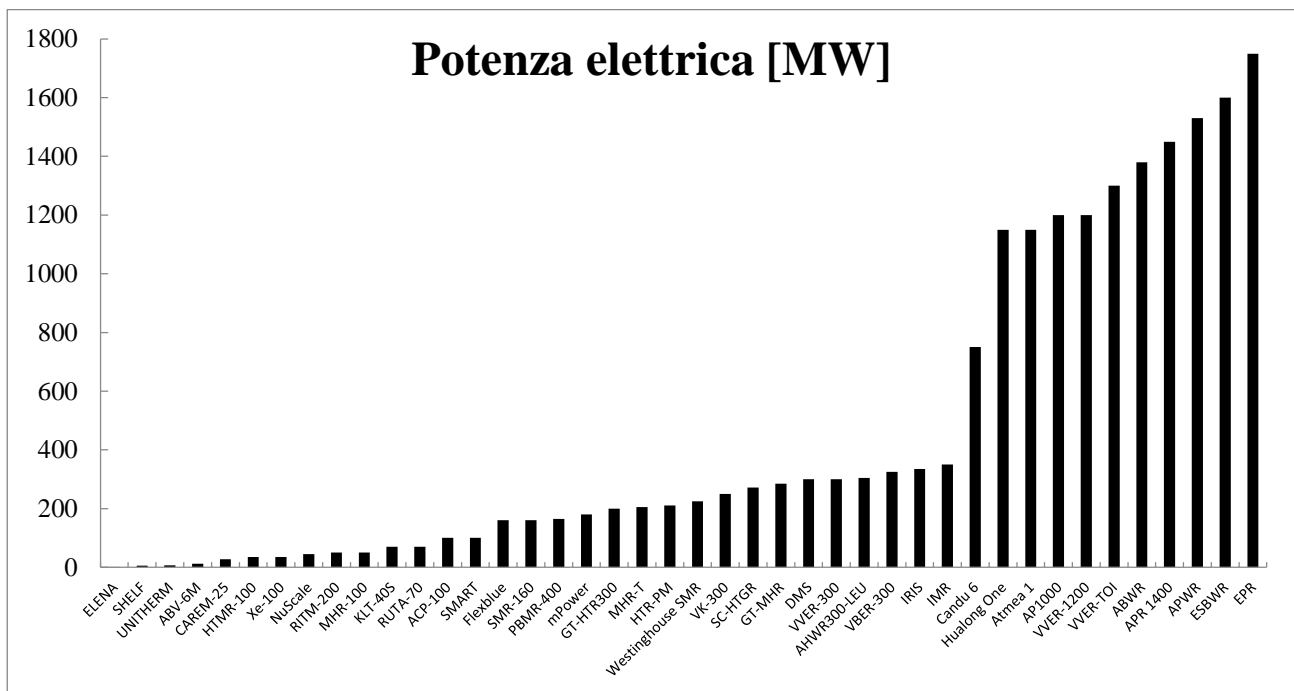


Figura 1. Taglie di potenza di reattori evolutivi e innovativi

Dalla figura 1 è possibile definire 3 diversi intervalli di potenza:



- potenza inferiore a 160 MW<sub>el</sub>
- Potenza tra 160 e 400 MW<sub>el</sub>
- Potenza superiore a 1000 MW<sub>el</sub>

Il primo livello di potenza fa riferimento ad impianti pilota, dimostratori in scala o impianti per fini diversi dalla produzione di energia elettrica, come la desalinizzazione dell'acqua o la produzione di idrogeno. Il secondo livello di potenza contiene i reattori modulari di piccola taglia (SMR) attualmente in costruzione, sviluppo o fase di studio, mentre il livello di potenza più elevato è associato ai reattori di grande taglia pensati per la commercializzazione in paesi con grande richiesta di energia o necessità di rinnovo di numerosi impianti del parco termoelettrico nazionale. La taglia di potenza influisce nella scelta dei generatori di vapore da installare nel sistema primario principalmente per la differente filosofia adottata nella localizzazione dei componenti (interni o esterni al recipiente in pressione) e nel ruolo rivestito dall'impianto nel parco elettrico di riferimento (carico di base, modulato e di picco).

Per la scelta ottimale di scambiatori di calore sono necessari degli strumenti e delle metodologie chiare e validate in modo da ottenere risultati utilizzabili e referenziabili nel processo decisionale. Una delle strade che è possibile percorrere è quella di avvalersi dell'analisi comparata ovvero nel confronto di componenti diversi progettati per la medesima funzione in cui si considerino vincoli specifici di un contesto ben definito.

L'analisi comparata permette nei limiti di validità dei modelli utilizzati, di delineare le differenze tra le diverse soluzioni progettuali. Essa permette di confrontare nel caso degli scambiatori di calore, i parametri caratteristici come:

- compattezza,
- densità di potenza,
- volumetrie e pesi,
- capacità termiche,
- coefficienti di scambio termico,
- stabilità e robustezza.

Non è possibile prescindere nel confronto dalle condizioni in cui il componente andrà ad operare, ed in questo si può evidenziare il limite della metodologia che richiede espressamente che il problema sia formulato e propriamente limitato, rendendo improprio un confronto che non consideri:





- tipologia di fluidi,
- potenza termica,
- ciclo termico dei fluidi.

Il motivo per il quale questa metodologia è di interesse per lo studio degli scambiatori di calore per gli SMR è che permette di confrontare alcune grandezze che sono di particolare interesse nel contesto, quali la compattezza e l’effetto di variazioni dei parametri di funzionamento (portate, cadute di pressione, pressioni di esercizio, temperature in ingresso) sulla performance.

L’obiettivo è quindi di mostrare i risultati ottenuti dall’applicazione dell’analisi comparata su due geometrie di scambiatori di calore, rispettivamente quella ad elica e quella a baionetta tipiche delle moderne scelte tecnologiche. Il reattore di riferimento in termini di potenza nominale e ciclo termico sul quale sono stati sviluppati i calcoli è il reattore SMR SMART [3-6]. I dati di riferimento utilizzati per le simulazioni sono riportati in tabella 1.

Parametro	Valore
<b>Temperatura di ingresso lato primario [°C]</b>	323.0
<b>Temperatura di ingresso lato secondario [°C]</b>	200.0
<b>Portata lato primario [kg/s]</b>	261.5
<b>Portata lato secondario [kg/s]</b>	20.1
<b>Pressione di uscita lato primario [MPa]</b>	15
<b>Pressione di uscita lato secondario [MPa]</b>	5.2

**Tabella 1. Dati di riferimento del reattore SMART**

Nello studio vengono presentati in principio i due scambiatori di calore. Segue la metodologia con la quale essi sono stati simulati all’interno del codice di calcolo RELAP5-3D 4.0.3 ed i risultati ottenuti.

Alcuni dei risultati derivanti dal lavoro sono stati pubblicati nell’ambito della conferenza internazionale ICAPP 2015 tenutasi a Nizza [7].

Si passa poi alla presentazione di una possibile configurazione di generatore di vapore a tubi a baionetta da collocare all’interno di un SMR integrato, che possa fungere da progetto di riferimento per il test del componente da svolgersi presso SIET (facility HERO-2).





I risultati della configurazione “reale” di scambio termico nel componente, quindi del tipo fluido primario-fluido secondario (pertanto a temperature imposta) vengono confrontati con quelli della configurazione “sperimentale”, ossia del tipo bande elettriche scaldanti-fluido secondario (praticamente a potenza imposta). La seconda parte di queste simulazioni, effettuate sempre con codice RELAP, è stata utilizzata per un confronto con calcoli simili effettuati da ENEA e per identificare la matrice di prove sperimentali realizzate presso SIET.

Nella parte finale del documento si presentano alcune ipotesi di sviluppo futuro dell’investigazione, incluse le nuove attività di ricerca computazionale e sperimentale attualmente in corso presso il Politecnico di Torino sulla caratterizzazione dei sistemi di sicurezza per i reattori evolutivi e innovative, e una ipotesi di utilizzo di una facility sperimentale disponibile presso SIET e realizzata in precedenza dal Politecnico di Milano.

## 2. Descrizione dei generatori di vapore

In questo capitolo si presentano e confrontano i dati di riferimento dei due scambiatori di calore che permettono di caratterizzare da un punto di vista geometrico la lunghezza attiva di scambio. Degli schemi di riferimento per generatori di vapore elicoidale e a baionetta precedentemente utilizzati nell'industria nucleare sono riportati nelle figure 2 e 3 [8].

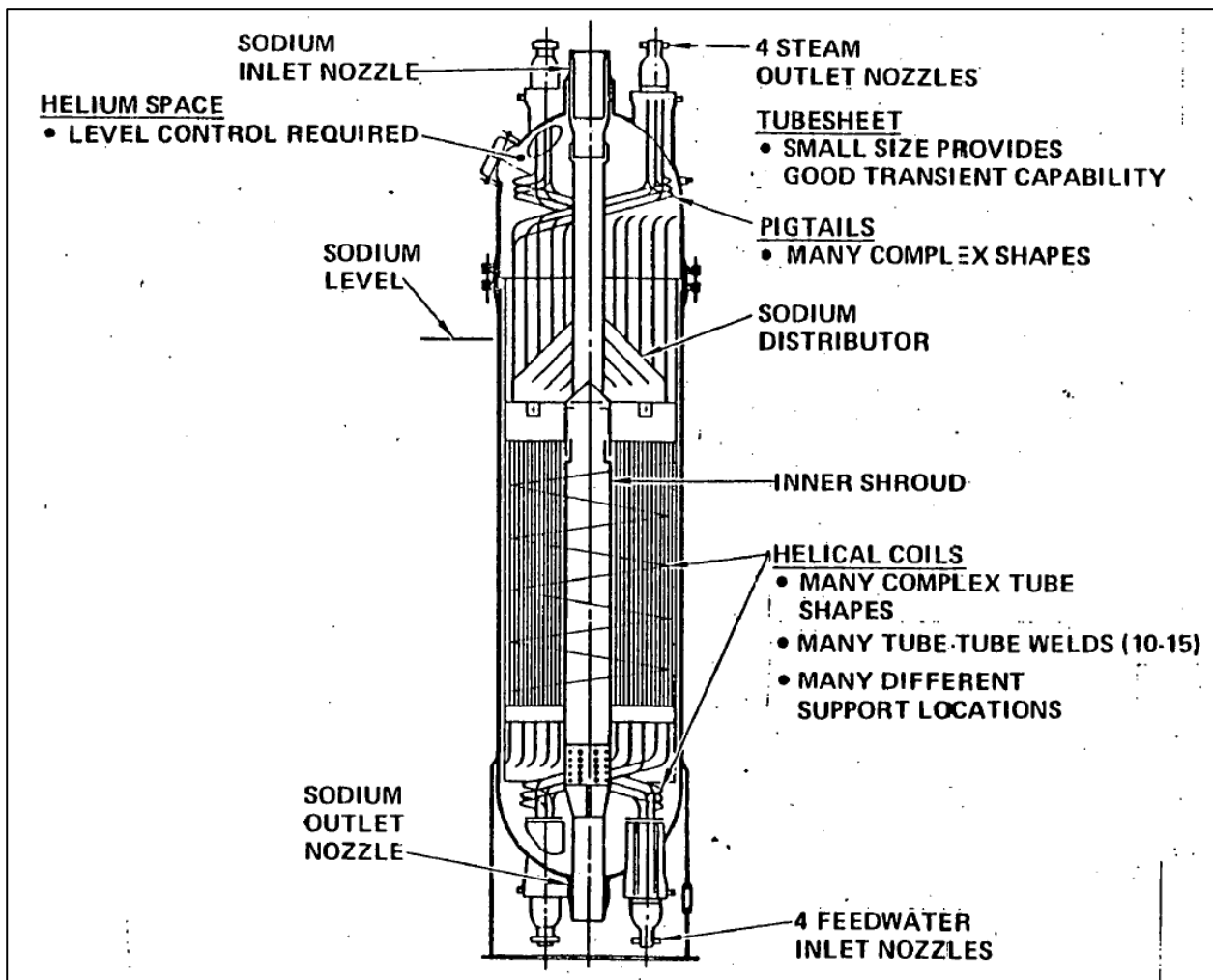


Figura 2. Esempio di generatore di vapore elicoidale

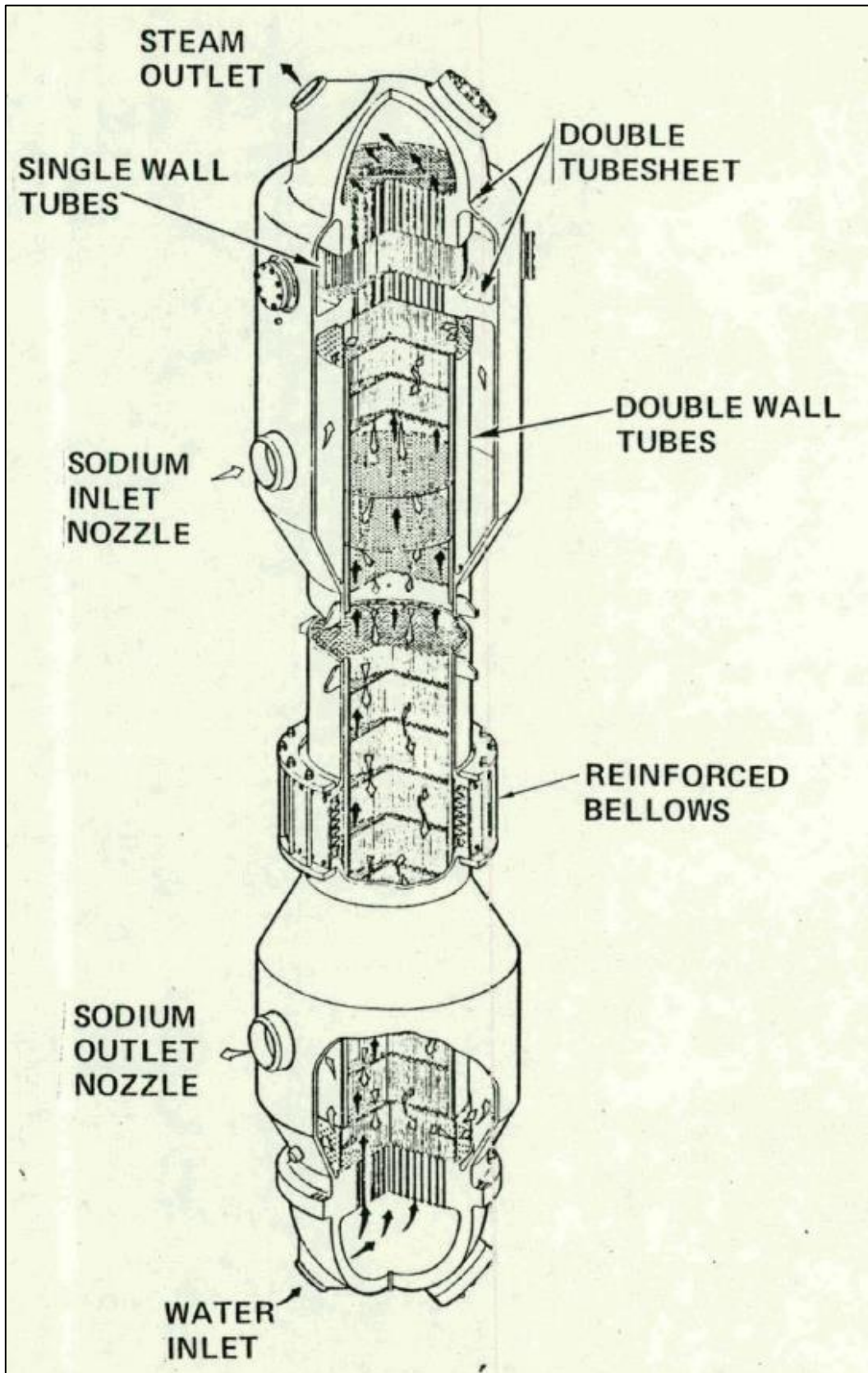


Figura 3. Esempio di generatore di vapore a baionetta



I componenti sono stati precedentemente dimensionati per permettere la rimozione di potenza di  $41.25 \text{ MW}_{\text{th}}$  nelle condizioni di funzionamento riportate in tabella 1.

Nel generatore di vapore elicoidale i condotti di cui è composto il fascio sono suddivisi su diverse colonne in parallelo. I condotti sulla medesima colonna sono caratterizzati dal medesimo diametro dell'elica ed anche dal medesimo passo. L'acqua di alimento del secondario entra nel fascio tubiero a partire dalla parte più bassa dello scambiatore. All'interno dei tubi essa effettua il preriscaldamento, l'evaporazione e il surriscaldamento. Il fascio tubiero è lambito esternamente dal fluido del circuito primario. Esso entra nella parte alta e scorre verso il basso andando a formare una condizione mista tra moto contro-corrente e moto incrociato in funzione del rapporto tra il passo e il diametro dell'elica. La tabella 2 riassume i dati geometrici del generatore di vapore elicoidale.

Parametro	Valore	Parametro	Valore
<b>Diametro interno [mm]</b>	12.0	Diametro esterno [mm]	17.0
<b>Lunghezza media [mm]</b>	24700.0	Numero di tubi	375
<b>Numero di colonne in parallelo</b>	17	Passo radiale [mm]	22.5
<b>Passo assiale [mm]</b>	20.0	Diametro esterno del fascio [mm]	1350.0
<b>Materiale</b>	Inconel 690		

**Tabella 2. Dati geometrici del GdV elicoidale**

Nel generatore di vapore a baionetta l'acqua di alimento del secondario entra nella parte alta del componente e discende nel tubo più interno fino a raggiungerne il fondo. A partire dal fondo, la direzione del moto è invertita ed il fluido scorre nella regione anulare presente tra il tubo interno e il tubo esterno per fuoriuscire dal fascio tubiero sotto forma di vapore surriscaldato. In questa configurazione si può trovare una regione di scambio termico aggiuntiva a quella che permette il raffreddamento del circuito primario. Essa prende il nome di rigenerazione e coinvolge unicamente il fluido secondario: si verifica tra il fluido che discende nel tubo interno e il fluido che risale nella regione anulare. Questa tipologia di scambio termico è da evitare quanto più possibile nel caso di generatori di vapore a baionetta impegnati in cicli termici che richiedono elevati gradi di surriscaldamento poiché contribuisce ad una riduzione di efficienza del componente [9]. Per mitigare questa problematica la soluzione maggiormente utilizzata è quella di porre sul tubo interno



una vernice di isolante che riduce la rigenerazione. Nel caso del generatore di vapore qui presentato si considera la presenza di uno strato di isolante sulla superficie esterna del tubo interno di 0.5 mm avente conducibilità pari a 0.05 W/m/K.

Parametro	Valore	Parametro	Valore
<b>Diametro interno tubo interno</b>	10.16 [mm]	Diametro esterno tubo interno	12.7 [mm]
<b>Diametro interno tubo esterno</b>	15.7 [mm]	Diametro esterno tubo esterno	19.0 [mm]
<b>Lunghezza</b>	3800.0 [mm]	Passo	28.5 [mm]
<b>Reticolo</b>	Triangolare	Materiale	Inconel 690

**Tabella 3. Dati geometrici del GdV a baionetta**

A partire dai dati geometrici dei componenti si possono effettuare alcune considerazioni sui volumi, masse, superfici di scambio termico. La tabella 4 riporta alcuni risultati di confronto tra le geometrie.

Parametro	Elica	Baionetta
<b>Volume di fluido primario [m<sup>3</sup>]</b>	2.42	2.42
<b>Volume di fluido secondario – interno [m<sup>3</sup>]</b>	1.048	0.376
<b>Volume di fluido secondario – esterno [m<sup>3</sup>]</b>		0.381
<b>Volume di fluido secondario – Totale [m<sup>3</sup>]</b>	1.048	0.757
<b>Volume di metallo [m<sup>3</sup>]</b>	1.055	3.09
<b>Volume totale [m<sup>3</sup>]</b>	4.523	6.267
<b>Superficie di scambio [m<sup>2</sup>]</b>	494.68	340.23
<b>Densità di superficie [m<sup>2</sup>/m<sup>3</sup>]</b>	109.37	54.29

**Tabella 4. Confronto geometrico dei componenti**

Il generatore di vapore elicoidale dispone di un volume maggiore per il fluido secondario (circa il 30% in più). Nel generatore di vapore a baionetta, il volume disponibile per il fluido secondario è quasi equamente suddiviso tra la regione del tubo interno e la regione anulare. Il volume di acciaio richiesto per la lunghezza attiva del generatore di vapore a baionetta è circa 3 volte superiore rispetto a quello richiesto per il generatore di vapore elicoidale: questo fattore può costituire un



informazione importante dal punto di vista del costo di materiale necessario alla costruzione del componente. Tenendo conto di tutti i volumi, il generatore di vapore a baionetta risulta avere un ingombro superiore del 40% rispetto al generatore di vapore elicoidale. Il parametro che permette di riassumere in modo esaustivo il concetto di compattezza del componente è la densità di superficie, definita come rapporto tra la superficie di scambio termico disponibile e il volume totale del componente. In questo caso, il generatore di vapore elicoidale è caratterizzato da una densità di superficie superiore del 50%.

Considerazioni aggiuntive possono essere fatte sulla base delle informazioni geometriche degli scambiatori. Il generatore di vapore elicoidale è caratterizzato da rapporti elevati di lunghezza su diametro e questo migliora lo scambio termico del singolo tubo. L'elevata lunghezza dei tubi ne comporta un numero minore per modulo e questo riduce il numero di saldature sulla piastra tubiera che per questo è meno sollecitata. D'altra parte, la lunghezza dei tubi potrebbe richiedere l'utilizzo di saldature intratubo. La costruzione di questi generatori di vapore per elevate potenze potrebbe presentare delle criticità dal punto di vista del montaggio considerata la dimensione degli elementi di cui è formato.

Per quanto riguarda il generatore di vapore a baionetta esso è di manifattura più semplice trattandosi di elementi dritti come nei generatori di vapore standard e questo ne consente un guadagno in semplicità. Criticità attese per quanto riguarda l'utilizzo possono essere legate al montaggio dei tubi interni nei tubi esterni e alla possibilità di chiudere canali in cui si sia registrata una rottura del tubo durante l'operazione del componente.



### 3. Modellazione dei componenti per il codice di calcolo Relap5-3D

L’analisi di confronto tra i due generatori di vapore è stata svolta simulando due diverse condizioni di lavoro:

1. Condizioni stazionarie di normale operazione,
2. Condizioni stazionarie a carico ridotto a diversi livelli di potenza.

Le simulazioni numeriche sono state svolte avvalendosi del codice di calcolo RELAP5-3D 4.0.3 e la metodologia con la quale è stata fatta la modellazione dei componenti è oggetto del seguente capitolo. In totale, 130 simulazioni sono state svolte per valutare la condizione stazionaria in cui si portano a lavorare i componenti per le condizioni di normale operazione e per le condizioni di carico ridotto. In entrambi i modelli, le condizioni al contorno sono simulate mediante time dependent junctions per definire la portata di alimento e time dependent volumes per definire la pressione di uscita dei fluidi.

#### Generatore di vapore elicoidale

La figura 4 riporta lo schema concettuale del modello per il generatore di vapore elicoidale.

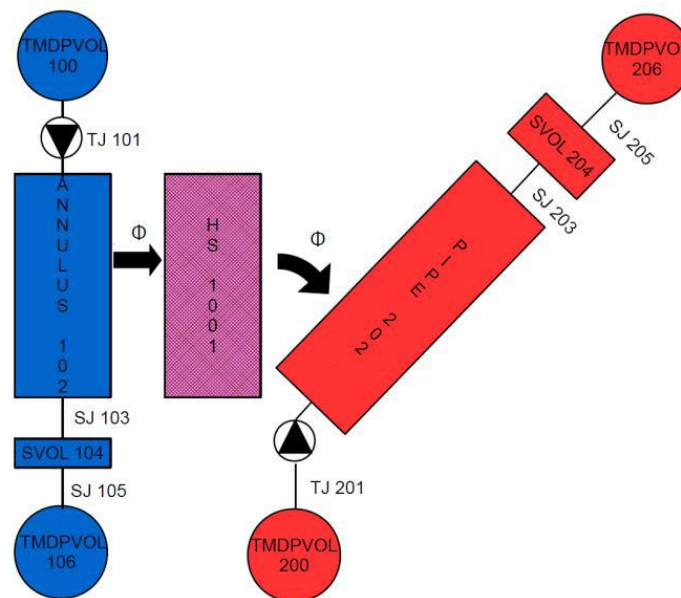


Figura 4. Schema del modello RELAP5-3D del GdV elicoidale

Il modello è stato sviluppato sulla base delle raccomandazioni dell’Idaho National Laboratory in materia di generatori di vapore elicoidali [10]. Il fascio tubiero è simulato mediante un singolo condotto (202) inclinato in modo tale da garantire la lunghezza media e la differenza di altezza tra





l’ingresso e l’uscita delle portate. Il volume di controllo del fluido primario è simulato mediante un componente annulus (102) e definisce il volume dentro cui scorre il fluido primario in condizioni di moto esterno. L’area di passaggio e il diametro idraulico sono stati calcolati sulla base della geometria del componente tenendo conto dell’ingombro dei condotti elicoidali. Le portate sono termicamente collegate per mezzo di una struttura termica rappresentativa delle pareti metalliche. La struttura termica è impostata in modo tale che il codice tenga conto del flusso all’interno dei condotti per il secondario e del flusso all’esterno del banco di tubazioni in condizioni di moto controcorrente per il fluido primario. Le correlazioni standard implementate nel codice di calcolo per la valutazione dei fattori di attrito sono state sostituite da correlazioni specifiche per la geometria di riferimento. Per quanto riguarda il fluido secondario, la correlazione scelta e implementata nel modello è quella di Ito [11] per tenere conto dell’effetto delle forze centrifughe sulle perdite di carico (equazione 1). In equazione 1, il parametro  $d$  rappresenta il diametro della tubazione mentre  $D$  è il diametro dell’elica. Per quanto riguarda il diametro dell’elica è stato utilizzato il valore medio del fascio tubiero pesato sul numero di tubi su ogni colonna. Per quanto riguarda il fluido primario la correlazione implementata è quella di Smith and King [11] specifica per la valutazione delle perdite di carico di un fluido che scorra all’esterno di un fascio elicoidale (equazione 2). In equazione 2,  $Re$  è il numero di Reynolds, mentre  $P_y$  rappresenta la porosità del generatore di vapore definita come rapporto tra il volume disponibile per il fluido primario e il volume occupato dai tubi e dal fluido secondario.

$$f = 0.304 Re^{-0.25} + 0.029 \sqrt{\frac{\pi d}{D}} \quad (1)$$

$$f = 0.26 P_y Re^{-0.117} \quad (2)$$

### Generatore di vapore a baionetta

La figura 3 riporta lo schema concettuale del modello per il generatore di vapore a baionetta. Anche in questo caso, un elemento singolo del fascio tubiero (una baionetta) è utilizzato per rappresentare l’interno generatore di vapore. L’utilizzo di un unico elemento per rappresentare il fascio non comporta una riduzione nella capacità di analisi in quanto procedura standard utilizzata dagli sviluppatori per modellizzare i generatori di vapore con tubi ad U dei reattori pressurizzati, ma impedisce di osservare fenomeni di asimmetria come possono essere le instabilità di canali in



parallelo. Il modello tiene conto sia dello scambio termico tra il fluido primario e il fluido secondario (struttura termica 1001) che della rigenerazione termica all'interno della baionetta (struttura termica 1002). Il tubo interno è simulato mediante una struttura termica multistrato che tenga conto della presenza della vernice isolante.

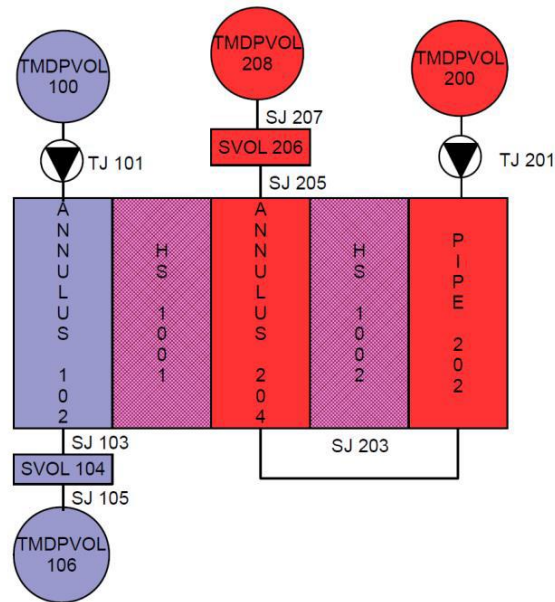


Figura 5. Schema del modello RELAP5-3D del GdV a baionetta



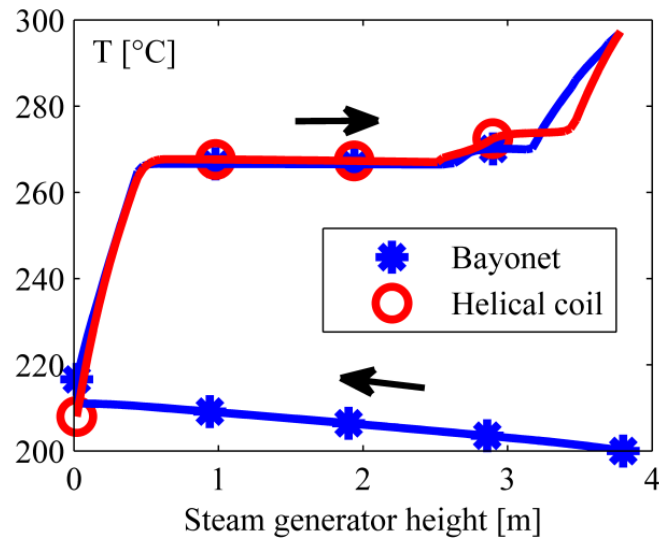
#### 4. Risultati di confronto nelle condizioni di normale operazione

Per il primo confronto sono stati utilizzati i modelli utilizzando i parametri tipici per l'impianto durante il funzionamento in normale operazione riportate precedentemente in tabella 1. La tabella 5 riassume i risultati ottenuti. Il flusso termico medio, definito come il rapporto tra la potenza globalmente rimossa e la superficie di scambio termico è superiore del 45% nel caso del generatore di vapore a baionetta rispetto a quello elicoidale, che è caratterizzato a sua volta da perdite di carico molto più elevate, legate principalmente ad una combinazione di valori più elevati del fattore di attrito e maggiore lunghezza dei condotti.

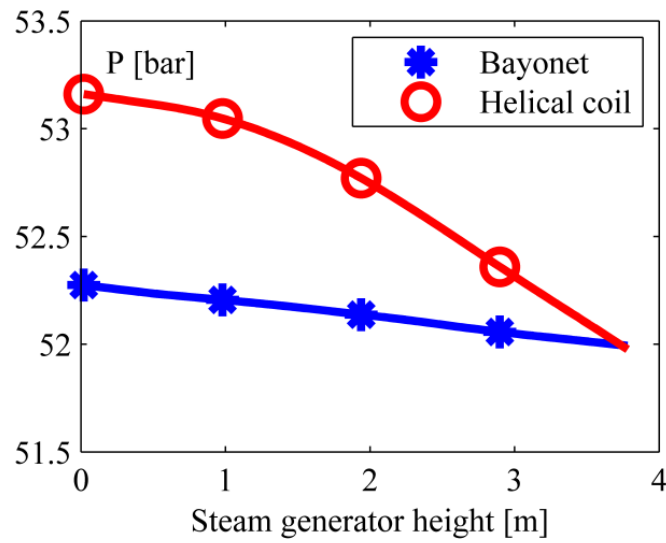
Parametro	Elica	Baionetta
Potenza termica [MW]	41.25	41.25
Flusso termico medio [kW/m <sup>2</sup> ]	83.387	121.24
Portata specifica interna [kg/s/m <sup>2</sup> ]	473.92	203.34
Portata specifica esterna [kg/s/m <sup>2</sup> ]		200.25
Perdite di carico lato secondario [kPa]	101.72	18.71
Coefficiente globale medio di scambio termico [W/m <sup>2</sup> /K]	671.1	975.7

Tabella 5. Risultati di confronto in condizioni di normale operazione

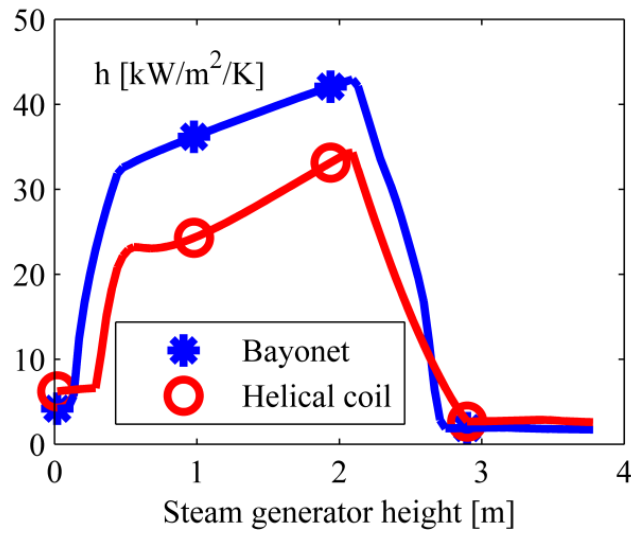
Le simulazioni effettuate hanno anche permesso di ricostruire la distribuzione spaziale delle grandezze caratteristiche del deflusso. Nelle figure 6-8 si riportano gli andamenti per le temperature, la pressione e i coefficienti di scambio termico convettivi del fluido secondario nelle due configurazioni geometriche. La distribuzione spaziale delle grandezze fluidodinamiche permette di individuare le regioni più critiche dal punto di vista della sollecitazione termica e di stimare eventuali fenomeni di disequilibrio fluidodinamico tra le fasi nelle regioni bifase. La simulazione non è tuttavia sufficiente a verificare il corretto funzionamento del componente: per qualificare i risultati numerici rimane comunque strumento fondamentale la sperimentazione con sistemi dimensionati secondo criteri di scalatura come facilities sperimentali di potenza ridotta che permettano di osservare in modo empirico le medesime fenomenologie.



**Figura 6. Andamento della temperatura lato secondario**



**Figura 7. Andamento della pressione lato secondario**

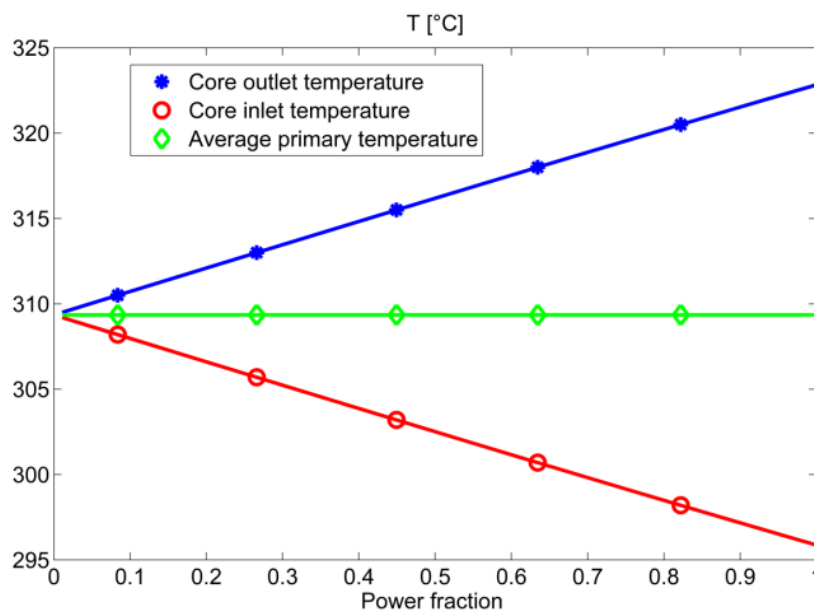


**Figura 8. Andamento dei coefficienti di scambio termico convettivi lato secondario**



## 5. Risultati di confronto nelle condizioni di carico ridotto

Il componente con lo scopo di rimuovere la potenza in condizioni di funzionamento nominale deve essere progettato tenendo anche conto della possibilità per il reattore di lavorare in condizioni di carico ridotto. E' dunque interessante andare a studiare come si comportano i due componenti per valori inferiori di potenza. Il problema viene affrontato ipotizzando in primo luogo una legge che legghi le temperature del fluido primario con la potenza che deve essere rimossa. La portata circolante del reattore si ipotizza invece costante. Per quanto riguarda la legge di potenza, viene ipotizzato che sia mantenuta costante la temperatura media del fluido primario, seguendo la legge riportata in figura 9. L'ipotesi di regolazione per mezzo di una logica che contempli il mantenimento costante della temperatura media del fluido primario è stata scelta trattandosi di una tipologia comune di regolazione ideale per gli impianti ad acqua. La regolazione è ulteriormente semplificata mantenendo costante la pressione del vapore vivo in uscita dal generatore di vapore.



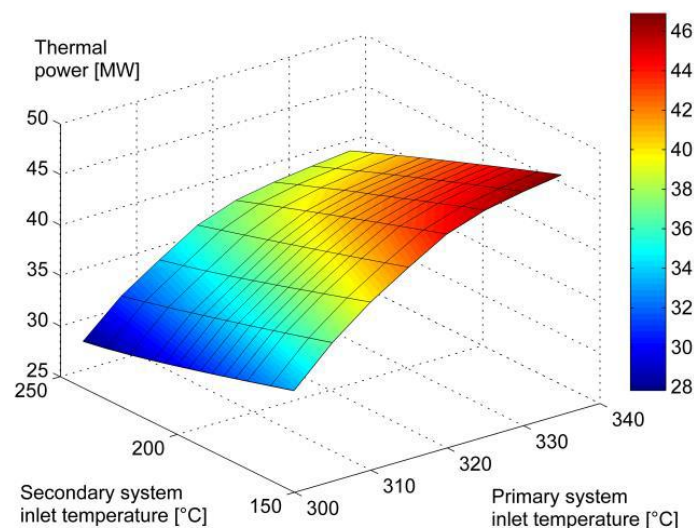
**Figura 9. Relazione tra le temperature del fluido primario e la potenza del nocciolo**

Per trovare il piano di funzionamento dei componenti è stata fatta variare la temperatura di ingresso del fluido secondario in modo tale da garantire per il fluido primario la rimozione di potenza con i livelli di temperatura riportati in figura 9. Si riportano in questo rapporto i risultati ottenuti per il



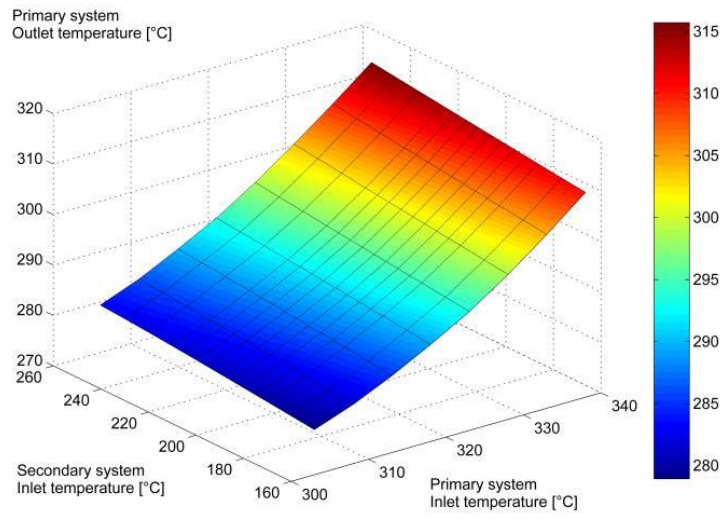
generatore di vapore elicoidale, sottolineando che essi non si discostano in modo considerevole rispetto ai risultati ottenuti con il generatore di vapore a baionetta (figure 10- 12). Le differenze massime registrate sono nell'ordine del 6% per la potenza e dell'11% sulla temperatura di uscita del fluido secondario.

La temperatura di uscita lato primario è debolmente influenzata dalla temperatura del secondario, di più dalla sua temperatura di ingresso. Il motivo è legato al rapporto elevato tra le portate che è intorno a 12. Questo fattore permette di evidenziare una buona stabilità del circuito primario a fronte di fluttuazioni di temperatura nel circuito secondario. Per valori bassi della temperatura di ingresso lato primario la temperatura del secondario è costante e pari alla temperatura di saturazione poiché il fluido non è in grado di completare la propria evaporazione. La temperatura di ingresso lato secondario aumenta con il ridursi del carico termico da rimuovere per ridurre la differenza di temperatura media logaritmica tra i fluidi. Considerato che la temperatura di ingresso lato secondario non può raggiungere la temperatura di saturazione che potrebbe innescare fenomeni di stabilità la validità generale di questa logica di controllo può in questo caso essere ritenuta ragionevole per valori di potenza superiori all'86% della potenza nominale.

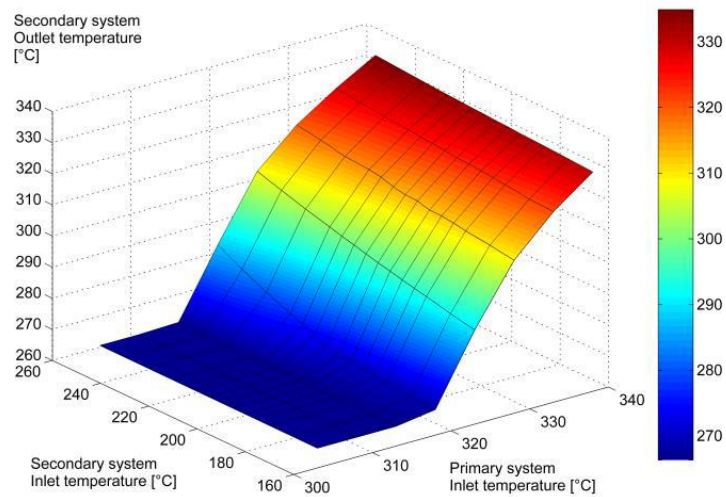


**Figura 10. Andamento della potenza termica**





**Figura 11. Andamento della temperatura in uscita lato primario**



**Figura 12. Andamento della temperatura di uscita lato secondario**



## 6. Possibile configurazione di un SMR con impiego di generatori di vapore con tubi a baionetta

Negli anni e nei PAR precedenti alcuni studi sono stati dedicati all'investigazione di generatori di vapore elicoidali per reattori SMR integrati, in particolare per il progetto IRIS.

Quale termine di confronto e di supporto ragionato alle prove sperimentali che sono parte delle attività PAR 2014, Tema 3, "Sperimentazione a supporto della caratterizzazione di scambiatori con tubi a baionetta", effettuate da ENEA presso SIET e dedicate alla realizzazione e impiego della facility HERO-2 (per tutte le informazioni di dettaglio sul tubo a baionetta si faccia riferimento al Report LP1.C2.3), si è ritenuto opportuno effettuare uno studio preliminare di una possibile configurazione di generatore di vapore a tubi a baionetta, per un SMR integrato da 530MW<sub>th</sub> di potenza, utilizzando gli stessi tubi impiegati in HERO-2. Tale taglia di reattore è stata scelta poiché di recente presso il Politecnico di Milano è stata svolta una attività di ricerca dedicata ad un SMR della stessa taglia, per impiego in ambiente sommerso (con riferimento al concetto francese FlexBlue della società DCNS).

La configurazione del fascio tubiero del generatore di vapore è di tipo a passo triangolare, con dati sintetizzati in tabella 6 e schema in figura 13.

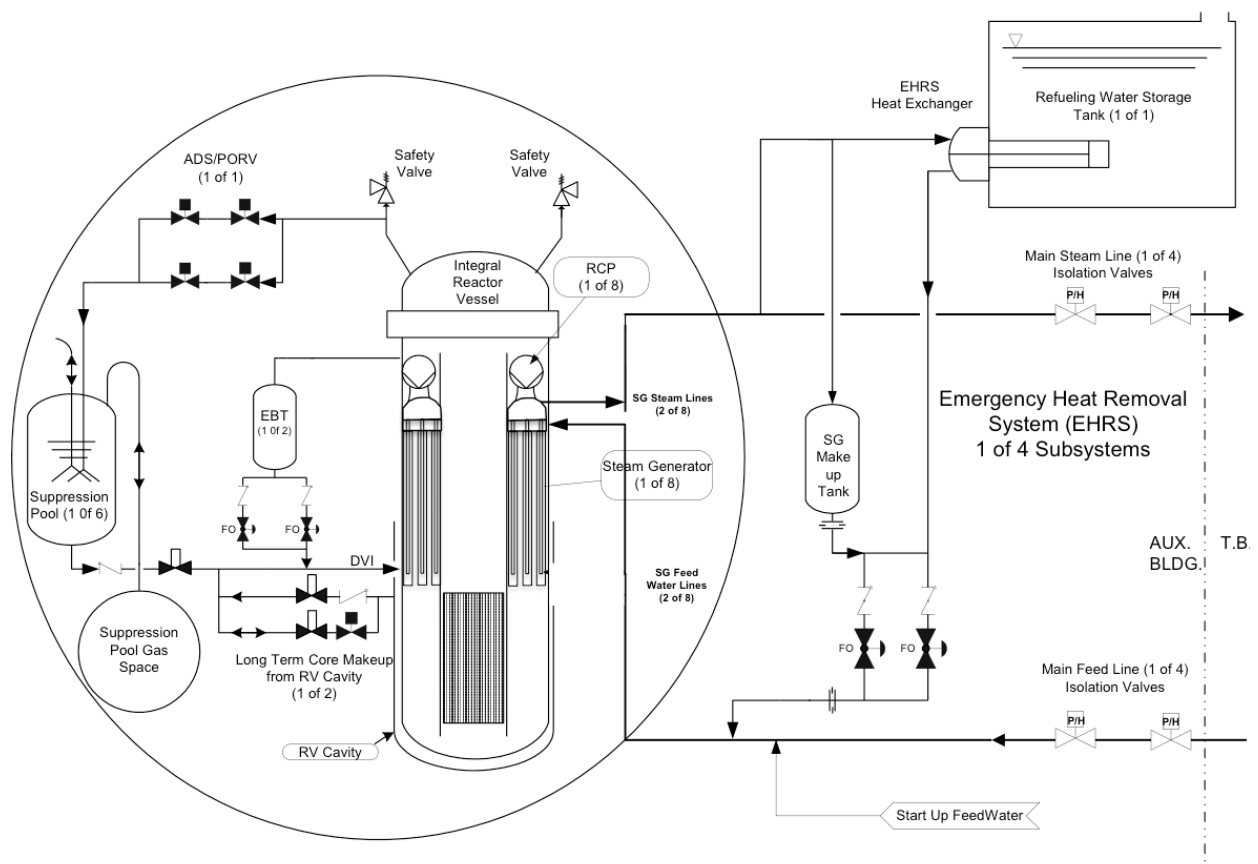
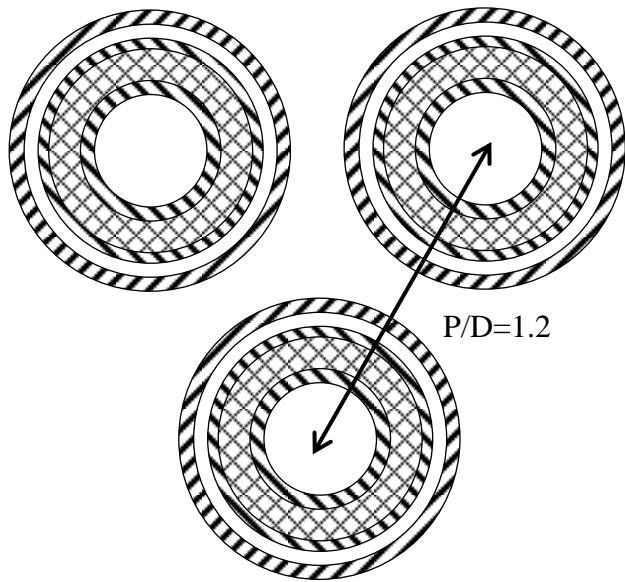
<b>Diametro esterno tubo</b>	25.4 mm
<b>Passo/diametro</b>	1.2
<b>Lunghezza tubo</b>	7 m
<b>Area passaggio fluido primario, per tubo</b>	$8.05 \times 10^{-4} \text{ m}^2$
<b>Temp. Ingresso lato primario</b>	330°C
<b>Temp. Uscita lato primario</b>	292°C

**Tabella 6. Dati di base per il generatore di vapore a tubi a baionetta per SMR integrato da 530 MW<sub>th</sub>**

Nel dimensionamento, sono stati adottati valori differenti per alcuni parametri operativi, quale studio preliminare di sensitività. Le principali grandezze investigate sono la pressione del secondario (tra 60 e 70 bar) e la velocità del fluido primario (tra 1 e 2 m/s), ma sono state investigate anche portate differenti al secondario e gradi differenti di sottoraffreddamento di



ingresso la secondario e temperature di surriscaldamento del vapore in uscita (ma sempre superiori a 20°C).





**Figura 13. Schema passo triangolare di tubi del generatore di vapore e schema SMR integrato**

I risultati più interessanti sono riportati in tabella 7. Le differenti dimensioni, in termini di numero di tubi necessari, e gli ingombri corrispondenti del generatore di vapore determinano il diametro del vessel del reattore integrato, avendo fissato l'ingombro del nocciolo, pari a 2.85m.

<b>Pressione secondario</b>	70 bar	60 bar	60 bar
<b>Numero totale tubi</b>	23 555	20 686	16 825
<b>Potenza per tubo</b>	22.5 kW	25.6 kW	31.5 kW
<b>Diametro interno vessel</b>	6.19 m	5.88 m	5.44 m
<b>Velocità fluido primario</b>	1.5 m/s	1.5 m/s	1.5 m/s
<b>Portata fluido secondario</b>	0.013 kg/s	0.013 kg/s	0.016 kg/s

**Tabella 7. Possibili configurazioni del generatore di vapore a baionetta in funzione dei parametri base**

Per ogni configurazione, si è assunta una efficienza dell'80% nell'utilizzo dell'area anulare tra vessel e barrel, per il collocamento del fascio di tubi a baionetta, ipotizzando l'impiego di un 20% dell'area totale per far spazio a collettori e internals vari.

Tali configurazioni però mostrano la necessità di impiego di un vessel di circa 6m, dimensione realizzabile ma non auspicabile. Si è quindi cercata una configurazione del generatore di vapore che consentisse di mantenere il diametro interno del vessel di 5m.

La tabella 8 mostra alcune possibili configurazioni.

<b>Pressione secondario</b>	60 bar	60 bar	60 bar
<b>Numero totale tubi</b>	11533	11533	13180
<b>Potenza per tubo</b>	46 kW	46 kW	40.2 kW
<b>Diametro interno vessel</b>	4.78	5 m	5 m
<b>Velocità fluido primario</b>	2.13 m/s	2.13 m/s	1.9 m/s
<b>Portata fluido secondario</b>	0.0257 kg/s	0.0257 kg/s	0.023 kg/s
<b>Percentuale utilizzo area anulare</b>	80%	70%	80%

**Tabella 8. Possibili configurazioni del generatore di vapore a baionetta con diametro vessel inferiore o pari a 5m**



## 7. Simulazione RELAP di condizioni operative del GV a baionetta per la configurazione SMR

Il modello costruito per simulare il comportamento del generatore di vapore è costituito da un singolo tubo a baionetta, rappresentante il secondario, accoppiato ad un singolo tubo di dimensioni idrauliche equivalenti al canale di fluido primario.

Tale modello, seppur semplificato, è sufficiente per rappresentare i fenomeni di scambio termico e gli andamenti di pressione all'interno del generatore di vapore, anche se non è sufficiente per individuare fenomeni di instabilità da canali in parallelo dovuti ad asimmetrie nel comportamento del fluido.

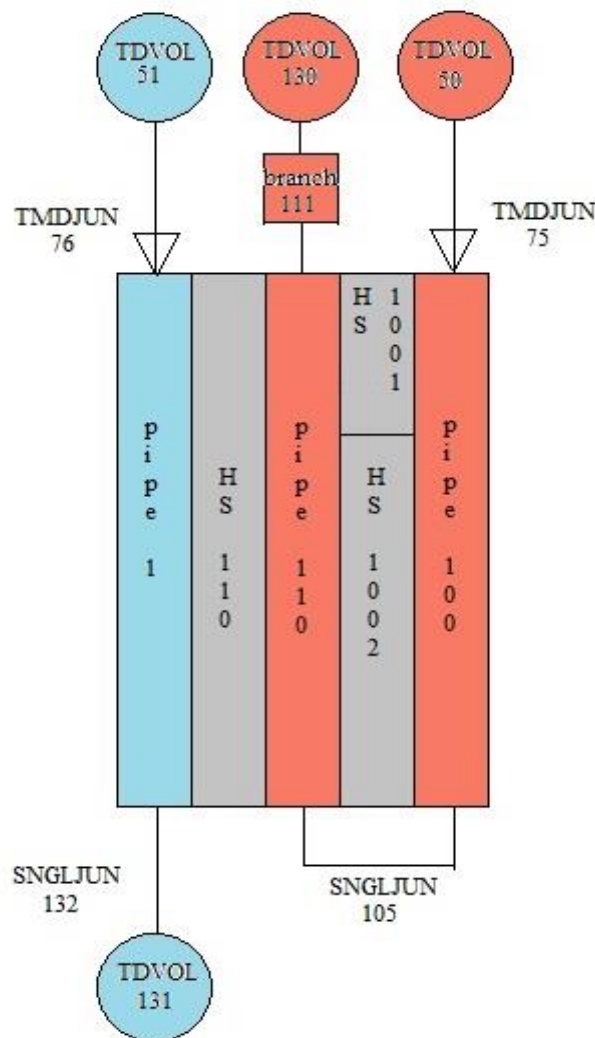


Figura 14. Modello RELAP5



Le condizioni al contorno sono state imposte attraverso l'utilizzo di time dependent volumes per le pressioni e di time dependent junctions per le portate sia per il primario sia per il secondario. I volumi di controllo idraulici sono rappresentati da due tubi semplici per il downcomer del tubo a baionetta (PIPE 100) e per il canale di passaggio del primario (PIPE 1). Il tratto anulare ascendente del generatore di vapore è stato ricostruito attraverso un componente di tipo annulus (ANNULUS 110) che è stato accoppiato agli altri volumi attraverso heat structures.

La HS 110 rappresenta lo scambio termico tra fluido primario e il fluido di passaggio nell'anulo del secondario ed è formata da una semplice parete multistrato rappresentate l'outer tube.

Per quanto simulare l'accoppiamento tra downcomer e riser sono state utilizzate due diverse strutture termiche, entrambe formate da una parete multistrato composta dagli strati metallici di slave e inner tube all'interno dei quali è stato posto uno strato di aria. L'aria non è stata simulata come un fluido in quanto, in prima approssimazione, si è supposto che si possa considerare stagnante. La HS 1001 è rappresentativa dello scambio termico tra il vapore o il fluido caldo in uscita dal riser presente nel collettore di vapore e il fluido discendente all'interno dello slave tube ed è stata considerata adiabatica nella zone dove è presente le piastra tubiera superiore, poiché si è trascurata la eventuale dispersione di calore dovute alla piastra tubiera stessa. La HS 1002 simula la parete che separa il fluido discendente dal fluido ascendente.

La tabella 9 riassume le condizioni di prova simulate e le risultanti temperature in uscita.

<b>Velocità fluido primario</b>	1.5 m/s	<b>Portata secondario</b>	0.013kg/s
<b>Pressione primario</b>	155 bar	<b>Pressione secondario</b>	70 bar
<b>Temperatura ingresso primario</b>	330 °C	<b>Temperatura ingresso secondario</b>	265 °C
<b>Temperatura uscita primario</b>	290.4 °C	<b>Temperatura uscita secondario</b>	328 °C

**Tabella 9. Condizioni di funzionamento nominali**

La simulazione ha permesso di ricostruire gli andamenti di temperatura, pressione, coefficiente di scambio termico e della distribuzione di potenza lungo tutta la lunghezza del tubo.

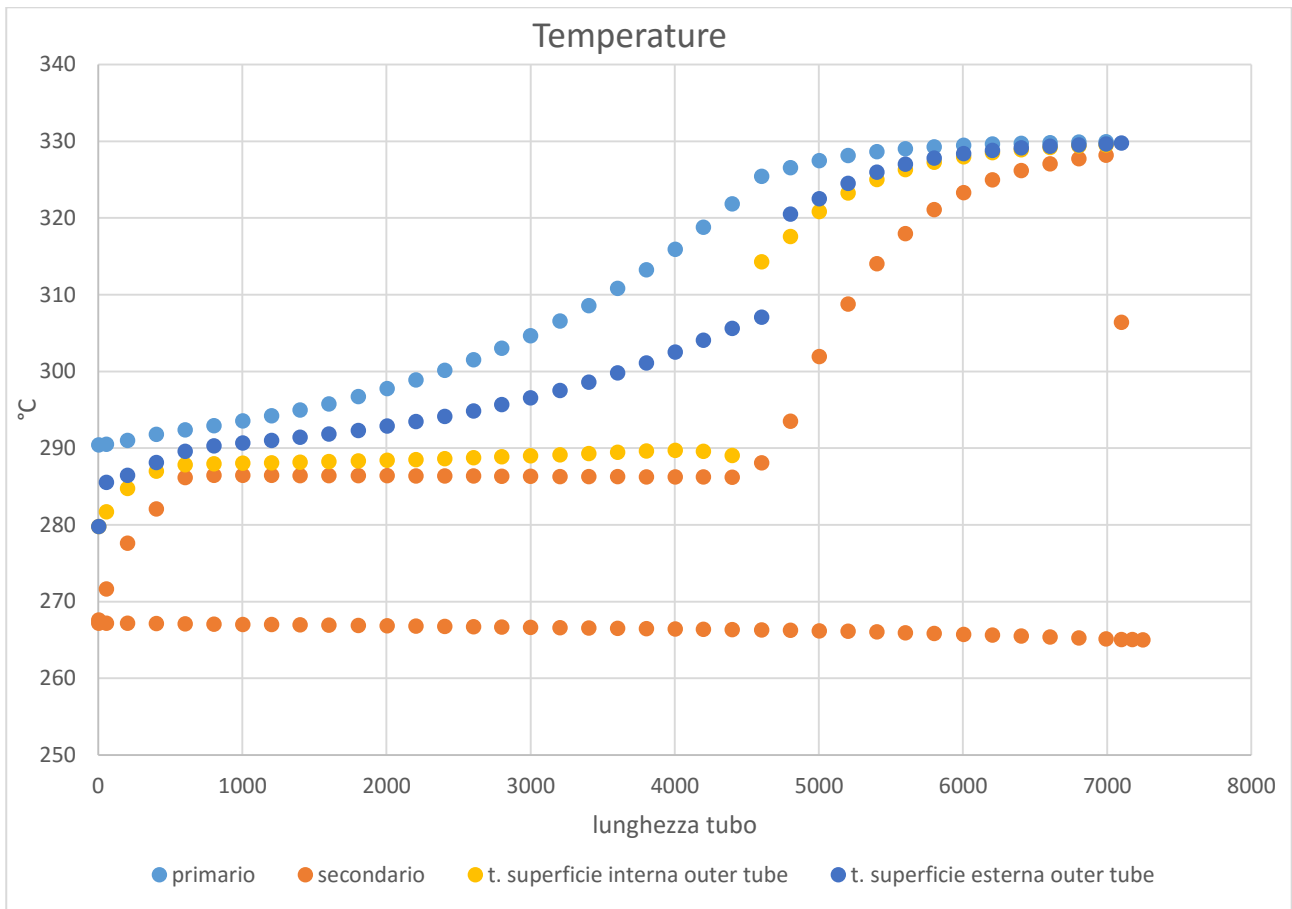


Figura 15. Andamento delle temperature di fluido e di parete lato primario e secondario



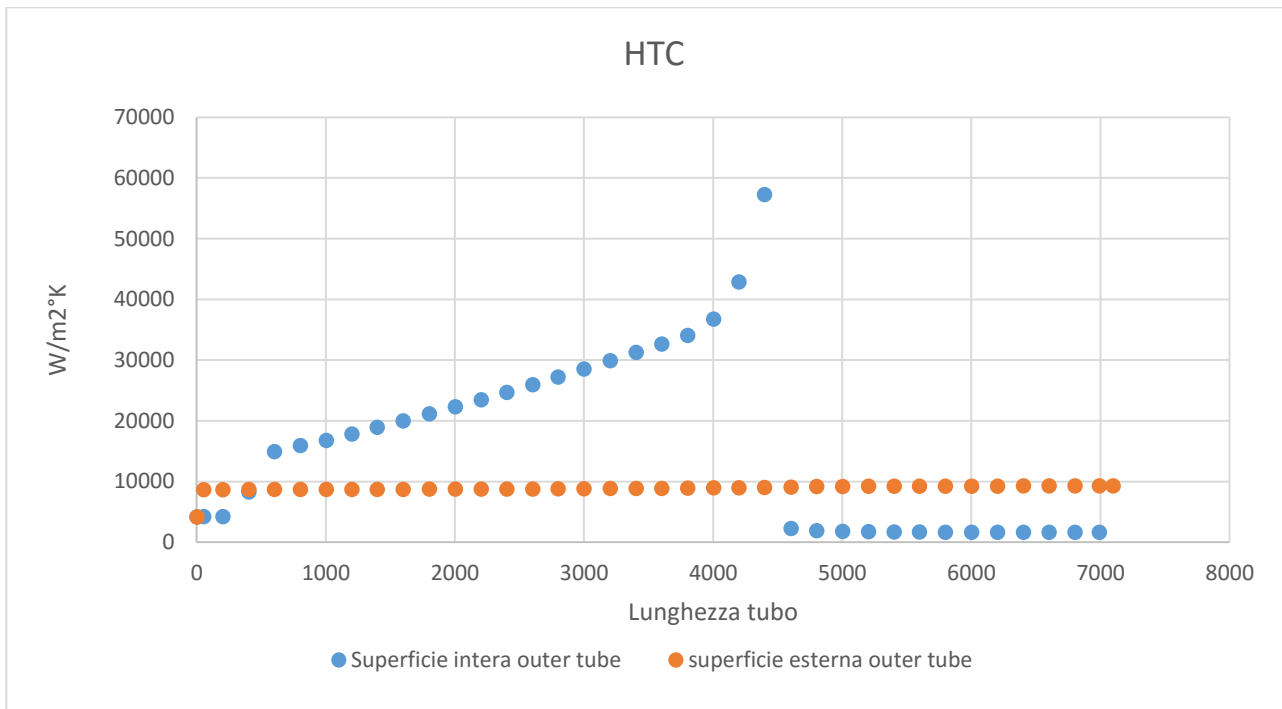


Figura 16. Andamento del coefficiente di scambio termico convettivo sulle pareti interna ed esterna dell'outer tube, lato secondario

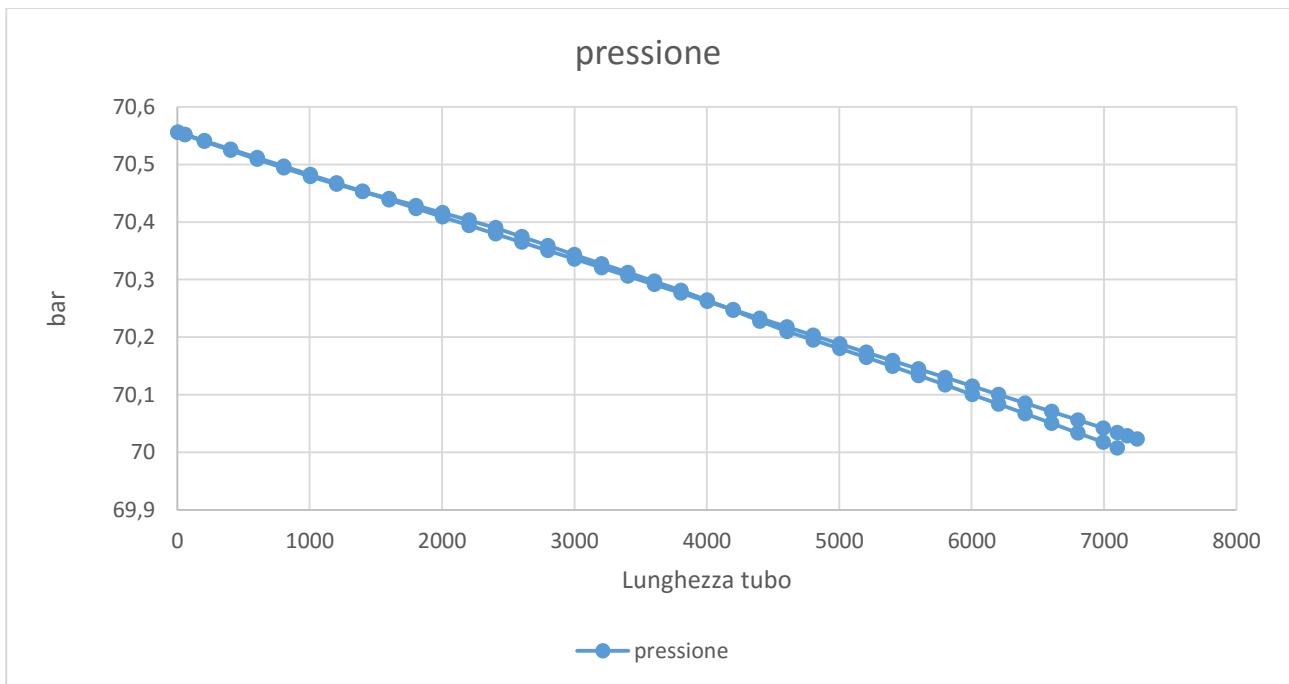
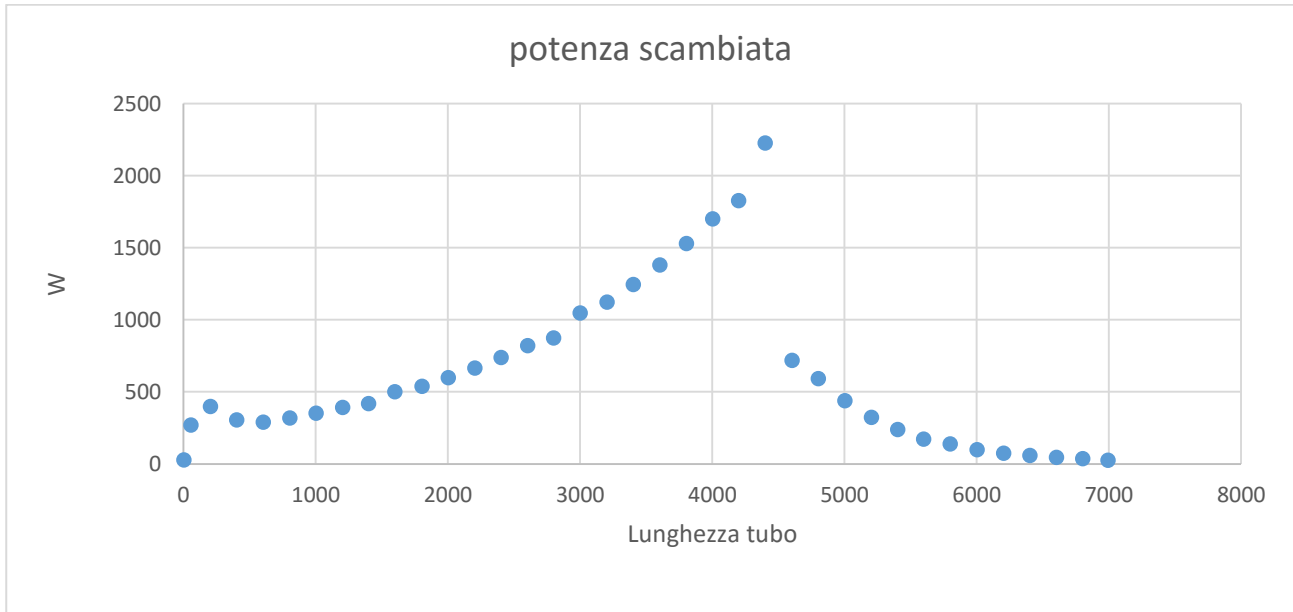


Figura 17. Andamento della pressione lato secondario



**Figura 18. Andamento della potenza fornita al fluido**

Come si può notare, in uscita dall'annulo nella camera di vapore si ha un decremento della temperatura del fluido.

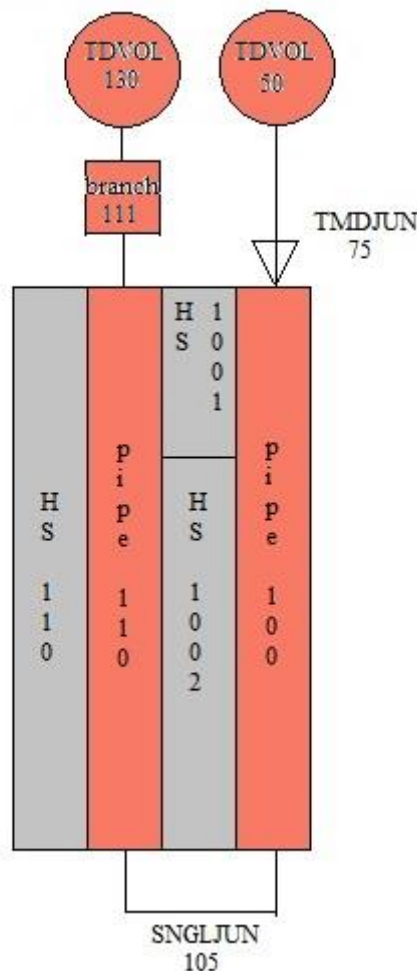
Tale decremento è probabilmente dovuto ad un fenomeno di condensazione del vapore sulle pareti dell'inner tube più freddo nel collettore di vapore e sulle pareti dello stesso e deve essere oggetto di una indagine più approfondita.



## 8. Simulazione RELAP di condizioni operative della facility HERO-2

Un ulteriore modello Relap5 è stato sviluppato a supporto di una possibile campagna sperimentale che coinvolgerà i componenti simulati nella facility HERO2, costruita presso i laboratori SIET di Piacenza.

In tale modello è stata rimossa la parte rappresentativa del circuito primario ed è stata sostituita con una condizione al contorno imposta sulla HS110: in particolare è stata imposta una potenza generata internamente nella struttura termica globalmente pari alla totalità della potenza fornita dal primario al tubo per simulare le condizioni reali di prova.



**Figura 19. Modello RELAP**



Con tale modello sono state condotte simulazioni in due differenti condizioni: con un profilo di potenza il più possibilmente fedele al caso reale e con potenza distribuita uniformemente. Nel primo caso il profilo di potenza fornito al tubo è stato reso con potenze uniformi ma di intensità differente nelle due zone del tubo corrispondenti a pre e post crisi termica individuate dalle precedenti simulazioni. Tali potenze sono state calcolate integrando il profilo reale delle potenze nelle due zone.

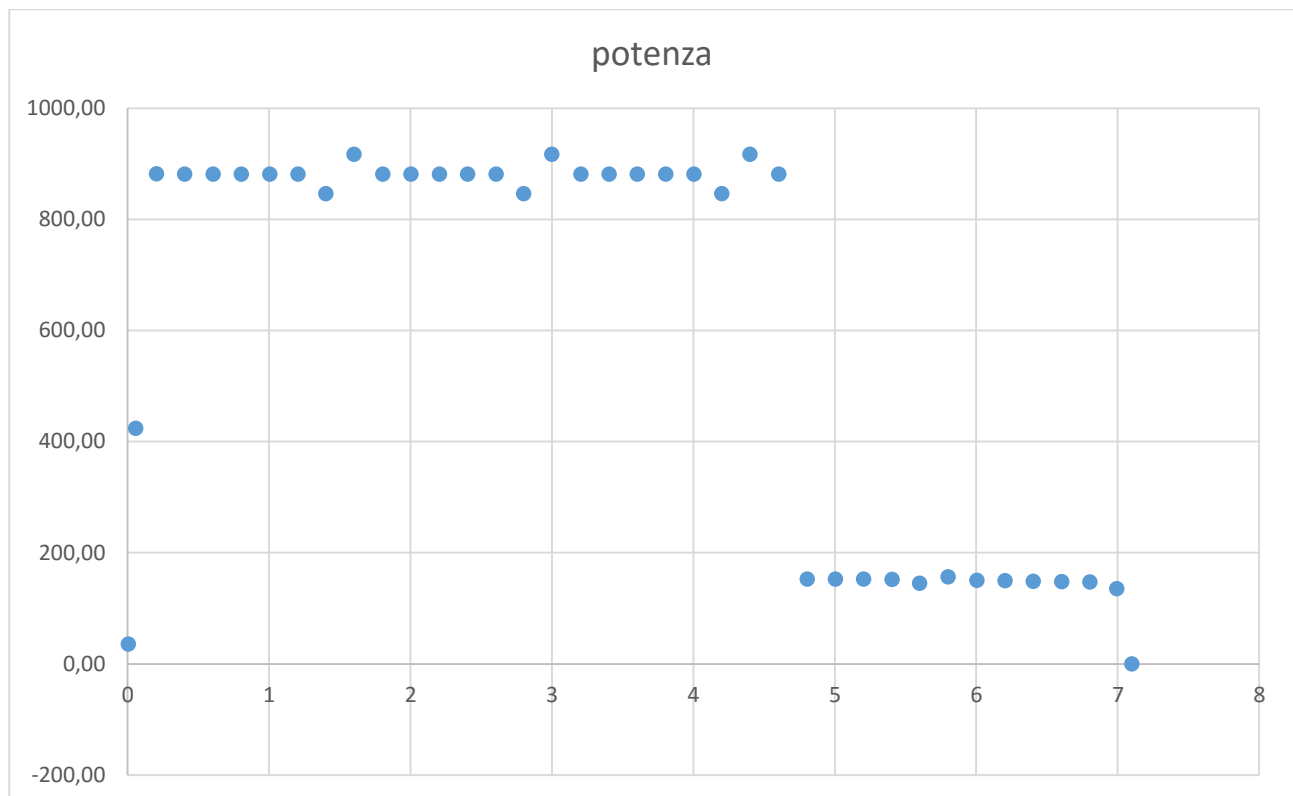
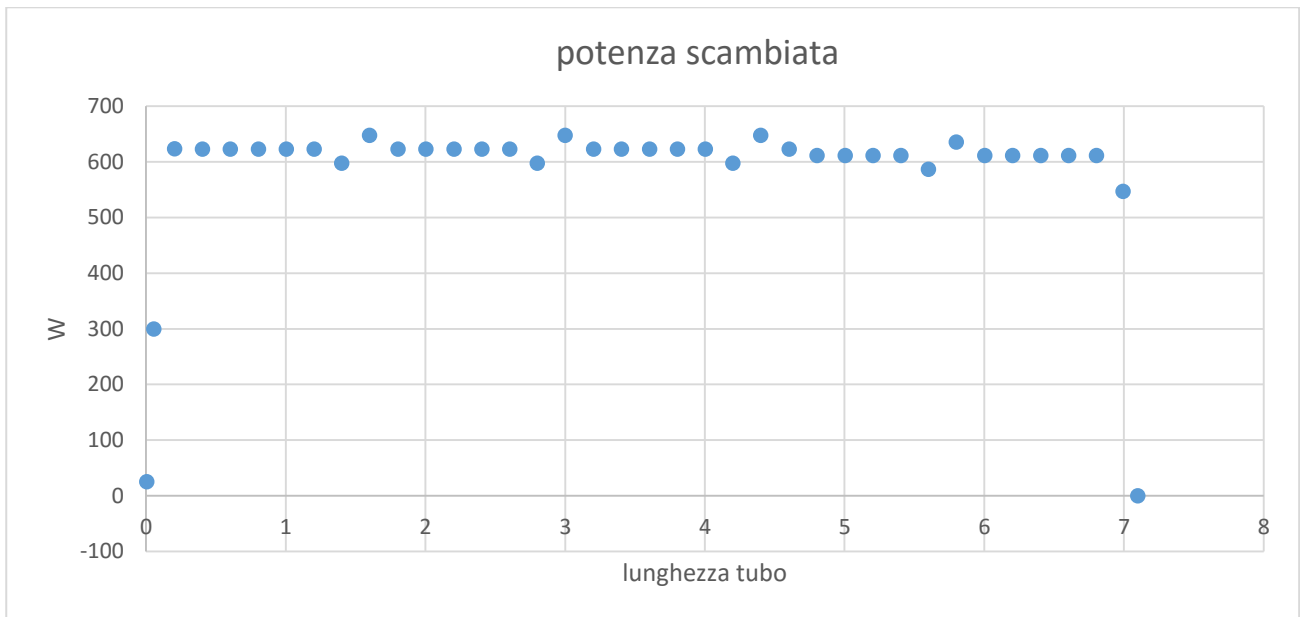


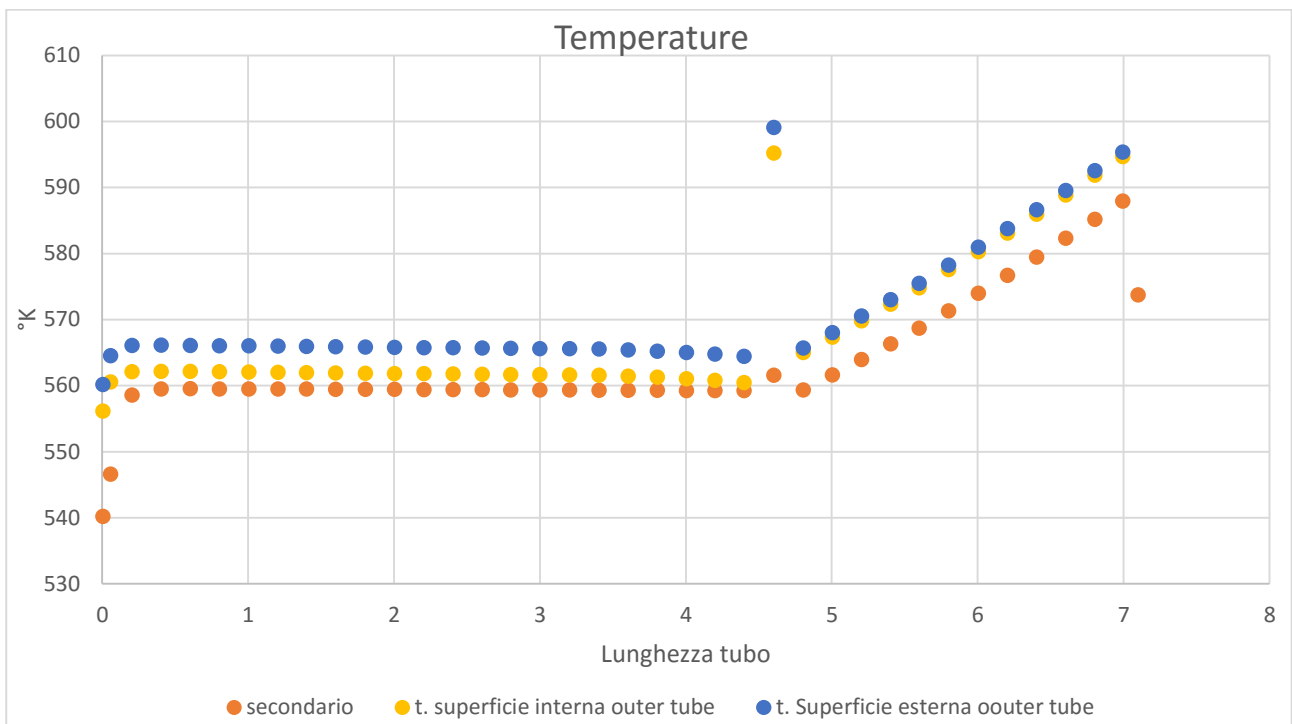
Figura 19. Distribuzione di potenza ottenuta dall'integrazione del profilo reale



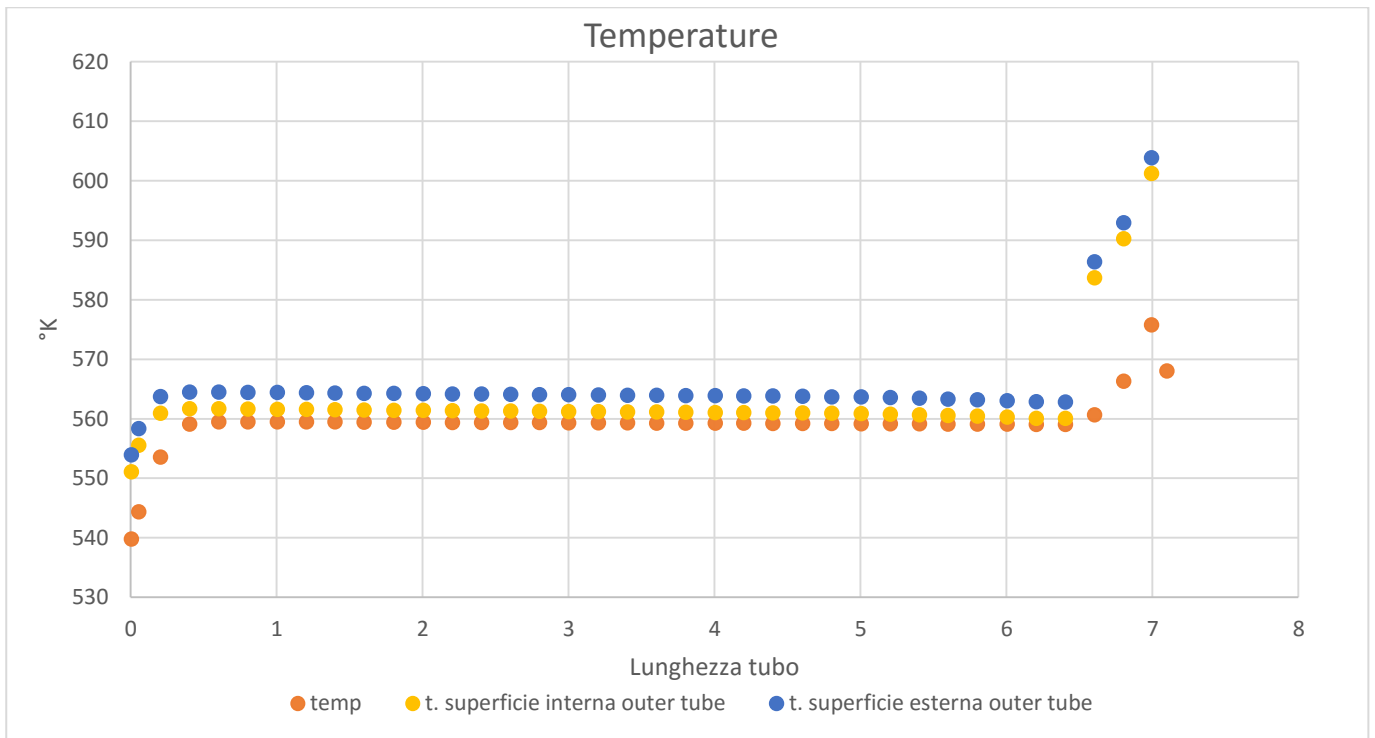
**Figura 20. Distribuzione di potenza uniforme**

Le fluttuazioni nella distribuzione di potenza sono dovuti alla diversa approssimazione del modello, dovuta al fatto che alcune celle hanno una dimensione differente.

Di seguito sono rappresentati gli andamenti delle grandezze termiche esito delle simulazioni.



**Figura 21. Andamenti delle temperature nel caso di distribuzione di potenza quasi-reale**



**Figura 22. Andamenti delle temperature nel caso di distribuzione di potenza uniforme**

Come si può notare, nel caso con il profilo di potenza simile al profilo reale l'andamento delle temperature è molto simile al caso reale; non così nel caso di distribuzione di potenza uniforme.

In entrambi i casi tuttavia, come nel caso reale, si nota un leggero abbassamento della temperatura del fluido nella camera di vapore.

Il picco di temperature nel punto di dryout in figura 21 è dovuto al fatto che, per come è stato costruito il modello, nella cella in cui avviene l'asciugatura del tubo viene fornita ancora una potenza elevata, mentre il coefficiente di scambio termico crolla. Nella cella successiva, si impone invece una potenza più bassa di quella che in realtà scambierebbe il fluido per cui la temperatura si abbassa repentinamente di nuovo.

Tale picco di temperatura è quindi non fisico e dovuto ad una approssimazione insita nel modello.

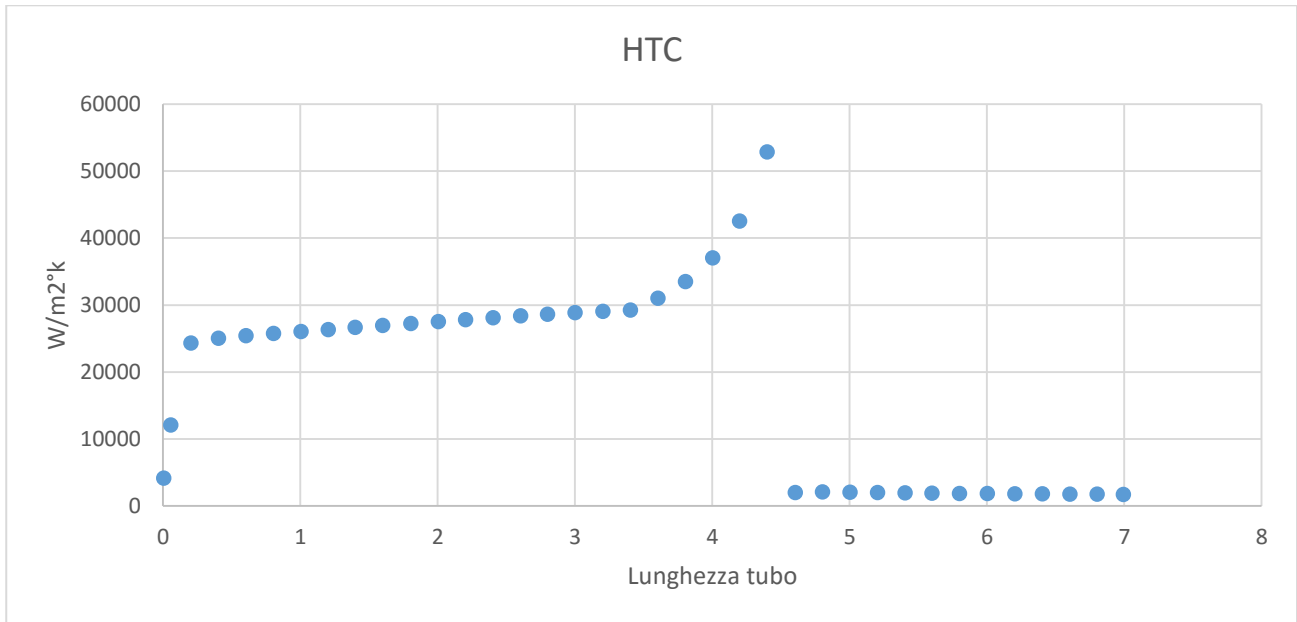


Figura 23. Andamento del coefficiente di scambio termico nel caso di distribuzione di potenza quasi-reale

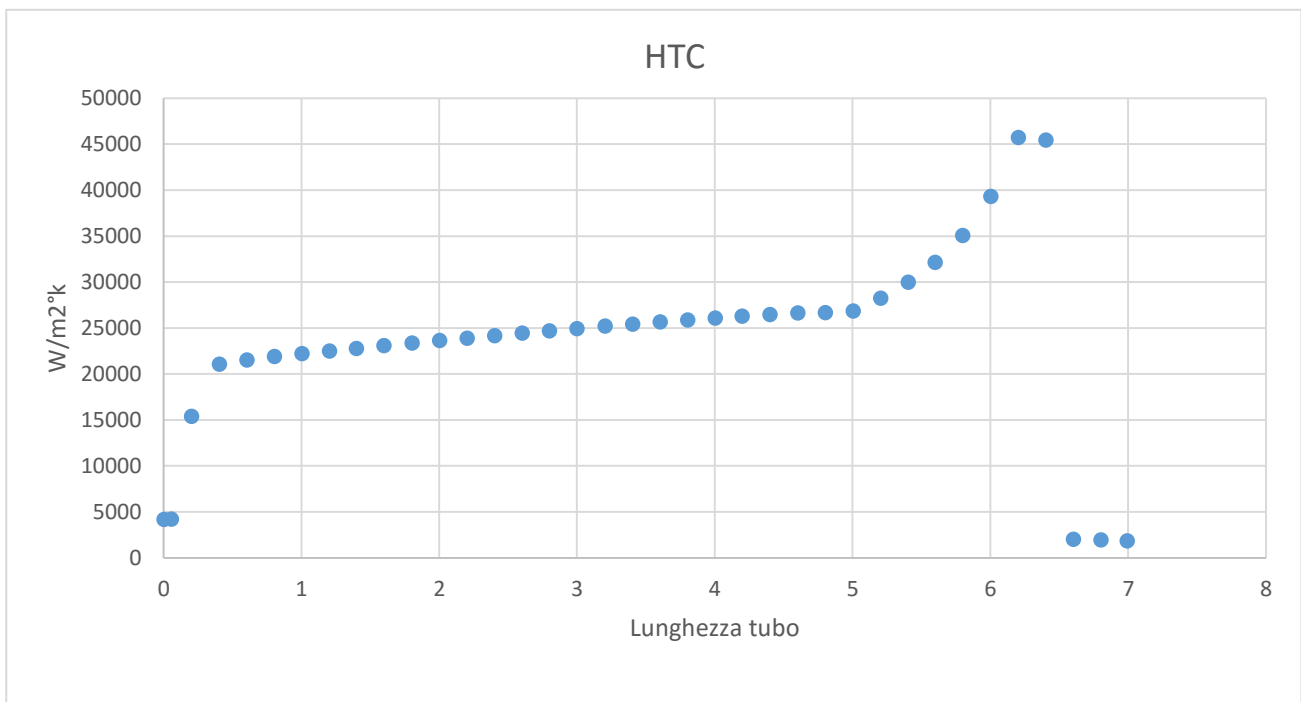


Figura 24. Andamento del coefficiente di scambio termico nel caso di distribuzione di potenza uniforme





La figura 25 rappresenta il confronto tra i diversi andamenti delle temperature del fluido nell'annulo ascendente nelle tre diverse configurazioni simulate.

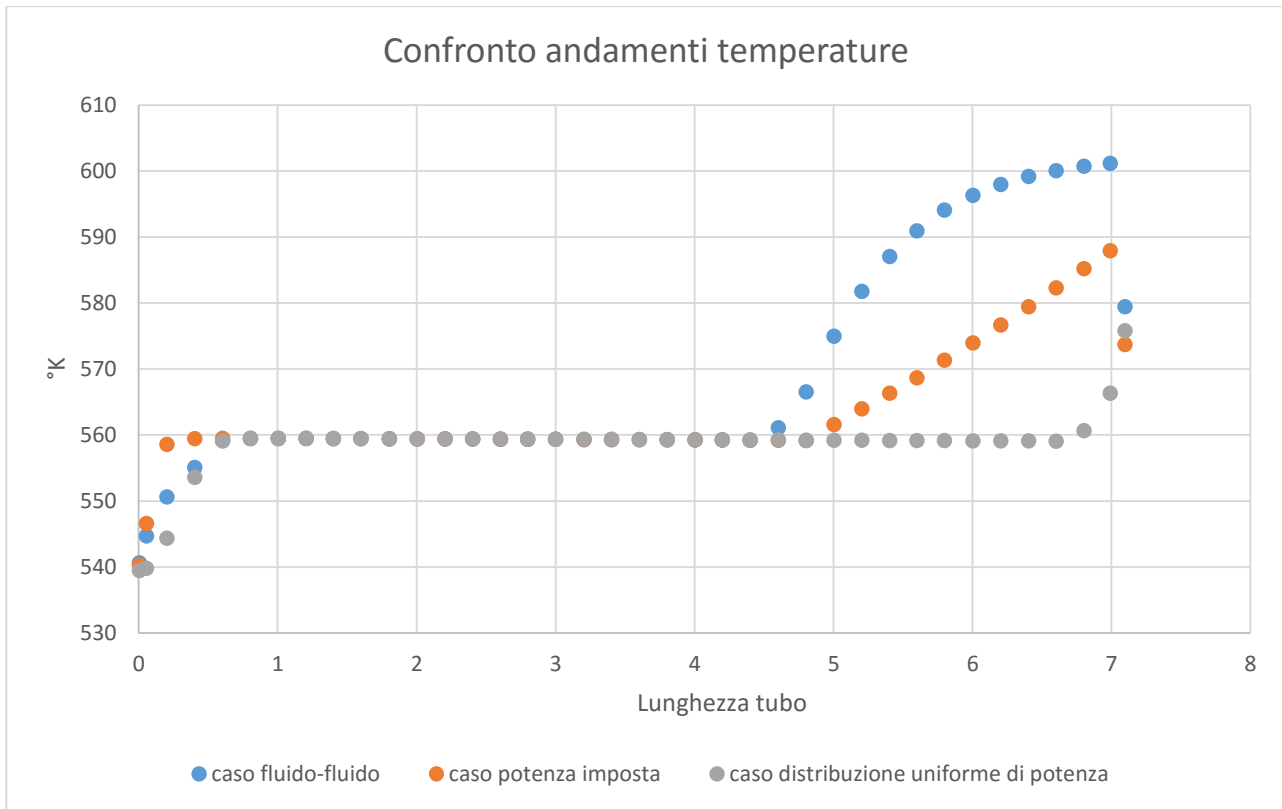


Figura 25. Confronto tra gli andamenti delle temperature nei tre diversi casi simulati

Come si può vedere, la temperatura di uscita tende a calare e il punto di dryout tende a spostarsi verso l'uscita del tubo nel caso di potenza uniformemente distribuita, mentre il punto in cui comincia l'evaporazione rimane circa costante in tutte e tre le casistiche simulate.

Potendo quindi disporre di una facility sperimentale in cui si possano modulare le potenze imposte si potrebbe ottenere una ottima rappresentazione dei fenomeni fisici all'interno del componente imponendo le esatte condizioni di funzionamento in termini di potenze, temperature in ingresso e pressione; non così nel caso di potenza distribuita dove si dovrebbe scalare le potenze o agire sul sottoraffreddamento in ingresso per ottenere un profilo il più simile possibile al reale.



La tabella 10 riassume le condizioni simulate e i risultati ottenuti, primo input per la costruzione di una matrice di prova sperimentale.

Caso	Potenza non uniforme	Potenza uniforme
<b>Potenza imposta [KW]</b>	20.78 + 1.84 KW	22.6 KW
<b>Pressione [bar]</b>	70	70
<b>Portata [kg/s]</b>	0.013	0.013
<b>Temperatura ingresso fluido [°C]</b>	265	265
<b>Temperatura uscita anulo [°C]</b>	300	295

**Tabella 10. Condizioni di prova**

Poiché è previsto l'utilizzo del componente non solo come generatore di vapore ma anche come sistema di sicurezza passivo, sono state condotte simulazioni con il modello RELAP fluido-fluido a portata ridotta sul circuito primario al 20% della portata nominale e a diverse pressioni e portate lato secondario. I punti di indagine più interessanti sono riportati in Tabella 11.

Pressione secondario [bar]	Portata secondario [kg/s]	Potenza scambiata [W]	Temperatura ingresso primario [°C]	Temperatura uscita primario [°C]	Temperatura ingresso secondario [°C]	Temperatura uscita secondario [°C]
70	0.01	5802	330	277	265	285
70	0.02	6504	330	270	265	285
70	0.03	6824	330	267	265	285
70	0.04	6908	330	265	265	285
50	0.01	7819	330	256	244	264
50	0.02	8471	330	249	244	264
50	0.03	8767	330	246	244	264
50	0.04	8851	330	244	244	264
20	0.01	13329	330	205	192	222
20	0.02	13004	330	198	192	212
20	0.03	13304	330	194	192	212
20	0.04	13400	330	192	192	212
20	0.013	12646	330	201	192	222

**Tabella 11. Condizioni integrative per la matrice di prova sperimentale per HERO-2**



## 9. Studio di generatori di vapore a baionetta in sistemi di sicurezza passivi

I generatori di vapore a baionetta, per la loro semplicità costruttiva e installazione modulare consentono di rimuovere una potenza non molto elevata con elevate densità di potenza e con buona efficienza. In particolare essi si ritengono interessanti nella rimozione del calore residuo dei reattori nucleari trasferendo la potenza da rimuovere dal core all'esterno del reattore con sistemi passivi (circolazione naturale).

Per uno studio di fattibilità connesso essenzialmente alla capacità di garantire una adeguata circolazione naturale, si intende qualificare uno scambiatore di calore a baionetta considerando i rapporti potenza termica rimossa/ portata di circolazione naturale in funzione del progetto dello scambiatore, fissato il dislivello di riferimento tra la sorgente e il pozzo termico oltre che le specifiche tecniche del pozzo termico (Isolation Condenser). Il sistema si ritiene di interesse sia nei reattori di tipo SMR, sia nei reattori a metallo liquido.

Lo sviluppo tecnologico di questo sistema, richiede uno studio teorico sperimentale della fluidodinamica della baionetta (cadute di pressione e campi di temperatura) da comparare con le specifiche tecniche realizzabili nei loop di collegamento e nel pozzo termico. Si ravvisa la necessità di sviluppare un modello teorico da validare con un sistema opportunamente scalato.

In questa ottica è possibile proseguire le attività di ricerca e sviluppo di tipo teorico/sperimentale secondo due opzioni:

- i) la realizzazione di una facility ad-hoc, per la quale si presenta nel seguito un progetto di massima,
- ii) la modifica di una facility sperimentale già realizzata in passato presso i laboratory SIET.

### i) Progetto di una nuova attività sperimentale

La figura 14 riporta uno schema concettuale di un apparato sperimentale ad-hoc. I componenti di cui è composta la facility sono:

- Uno scambiatore di calore (Isolation Condenser) costituito da un fascio di tubi verticali con un collettore superiore e un collettore inferiore.
- Una vasca d'acqua nella quale l'Isolation Condenser è immerso.
- Una Water Storage Tank riempita con acqua sottoraffreddata a temperatura e pressione ambiente. L'inventario d'acqua è determinato dal design in modo tale da pressurizzare il sistema come richiesto una volta che è chiamato in funzione.



- Una valvola di isolamento della Storage Tank.
- Uno scambiatore di calore (Dip Cooler) costituito da un fascio verticale di tubi a baionetta riscaldati elettricamente dall'esterno per fornire la potenza termica in ingresso al sistema.
- Una linea che collega il Dip Cooler al collettore superiore dell'Isolation Condenser.
- Una linea che collega il collettore inferiore dell'Isolation Condenser al Dip Cooler.
- Una linea che collega la cima della Water Storage Tank alla linea di ingresso nell'Isolation Condenser per equilibrare la pressione della Water Storage Tank e nell'Isolation Condenser.
- Una linea che collega la Water Storage Tank alla linea di ingresso nel Dip Cooler; questa linea comprende la valvola di isolamento.

In questa configurazione preliminare, la facility sperimentale è dimensionata in modo tale che il sistema risulti in grado di rimuovere una potenza termica di circa 10kW. La taglia del sistema è dettata principalmente da limitazioni ed esigenze di laboratorio.

L'altezza complessiva della facility è di circa 4 metri, con una differenza di quota tra i baricentri termici dei due scambiatori di calore di circa 3 metri.

Nel seguito si descrivono i componenti dell'impianto.

### **Isolation Condenser**

L'Isolation Condenser è costituito da un fascio tubiero di tre tubi verticali collegati a due collettori identici, uno superiore ed uno inferiore.

- **Collettori**
  - Diametro esterno: 150 mm
  - Spessore: 20 mm
- **Fascio tubiero**
  - Numero di tubi: 3
  - Lunghezza: 400 mm
  - Diametro esterno: 10,26 mm
  - Spessore: 1,448 mm

### **Vasca d'acqua**

La vasca d'acqua è costituita da un recipiente di dimensioni 1.0x1.0x1.0 m in cui l'Isolation Condenser è immerso. La massa d'acqua contenuta, a pressione e temperatura ambiente, è mantenuta costante da un sistema di controllo del livello che provvede a compensare eventuali riduzioni di livello mediante l'aggiunta di acqua dall'esterno.



## Dip Cooler

Il Dip Cooler è costituito da un fascio verticale di 2 tubi a baionetta riscaldati elettricamente dall'esterno. La configurazione geometrica del singolo scambiatore a baionetta è ripresa dalla geometria degli scambiatori a baionetta utilizzati per il reattore ALFRED. La singola baionetta è costituita da 4 tubi coassiali come rappresentato nella Figura 13. La lunghezza del singolo tubo a baionetta è circa 1 m.

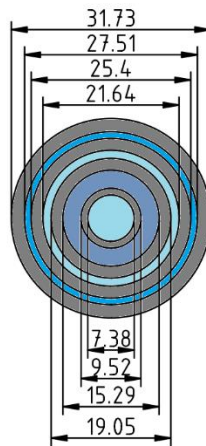


Figura 14. Sezione trasversale dello scambiatore a baionetta.

## Tubazioni di collegamento

Le interconnessioni tra il Dip Cooler e l'Isolation Condenser sono effettuate con tubazioni di diametro esterno di 38.1 mm e spessore 3 mm. Il dimensionamento del piping sarà successivamente rivalutato alla luce del layout e delle pressioni di funzionamento.

La lunghezza delle tubazioni è circa:

- 3 m per la tubazione in uscita dal Dip Cooler e in ingresso all'Isolation Condenser;
- 2,5 m per la tubazione in uscita dall'Isolation Condenser e in ingresso al Dip Cooler.

## Water Storage Tank

La Water Storage Tank ha misure 0,3x0,3x0,3 m e la quantità di acqua contenuta al suo interno può essere modificata a seconda dei casi per testare la facility a diverse pressioni di esercizio.

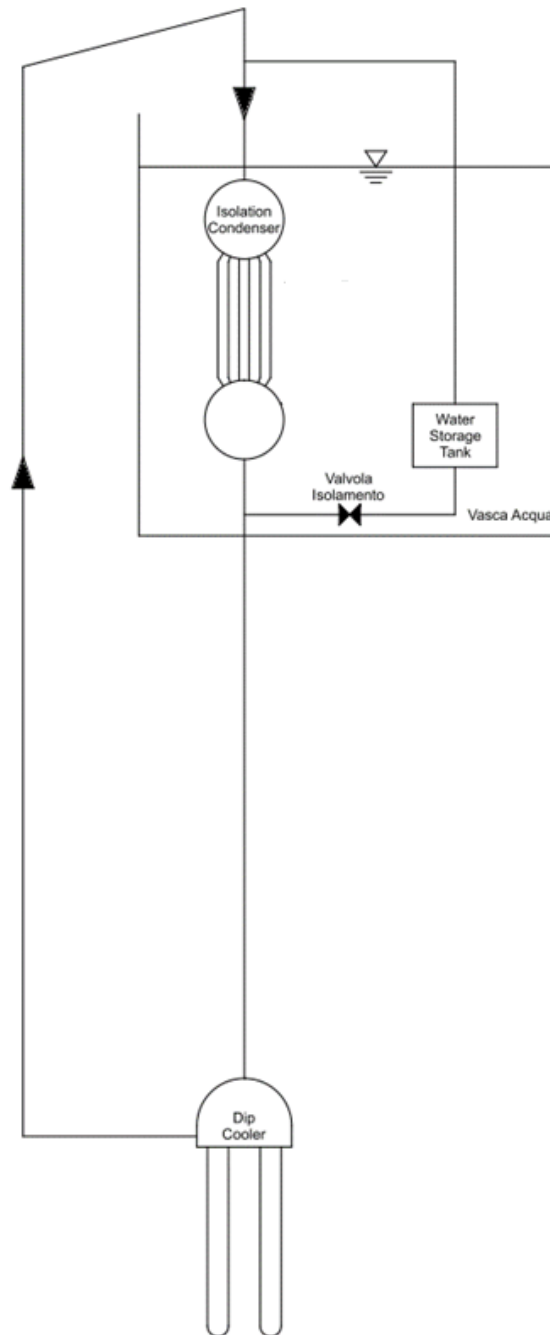
## Valvola di isolamento

La valvola di isolamento è una valvola motorizzata posta a valle della Water Storage Tank e ha la funzione di isolare quest'ultima dal resto del circuito.

L'apertura comandata della valvola permette l'immissione dell'acqua contenuta nella Water Storage Tank nel circuito e l'effettiva entrata in funzione del circuito.



Il tempo di apertura della valvola è di 20 secondi e l'area di passaggio è assunta pari a circa 1/10 dell'area della tubazione di collegamento.

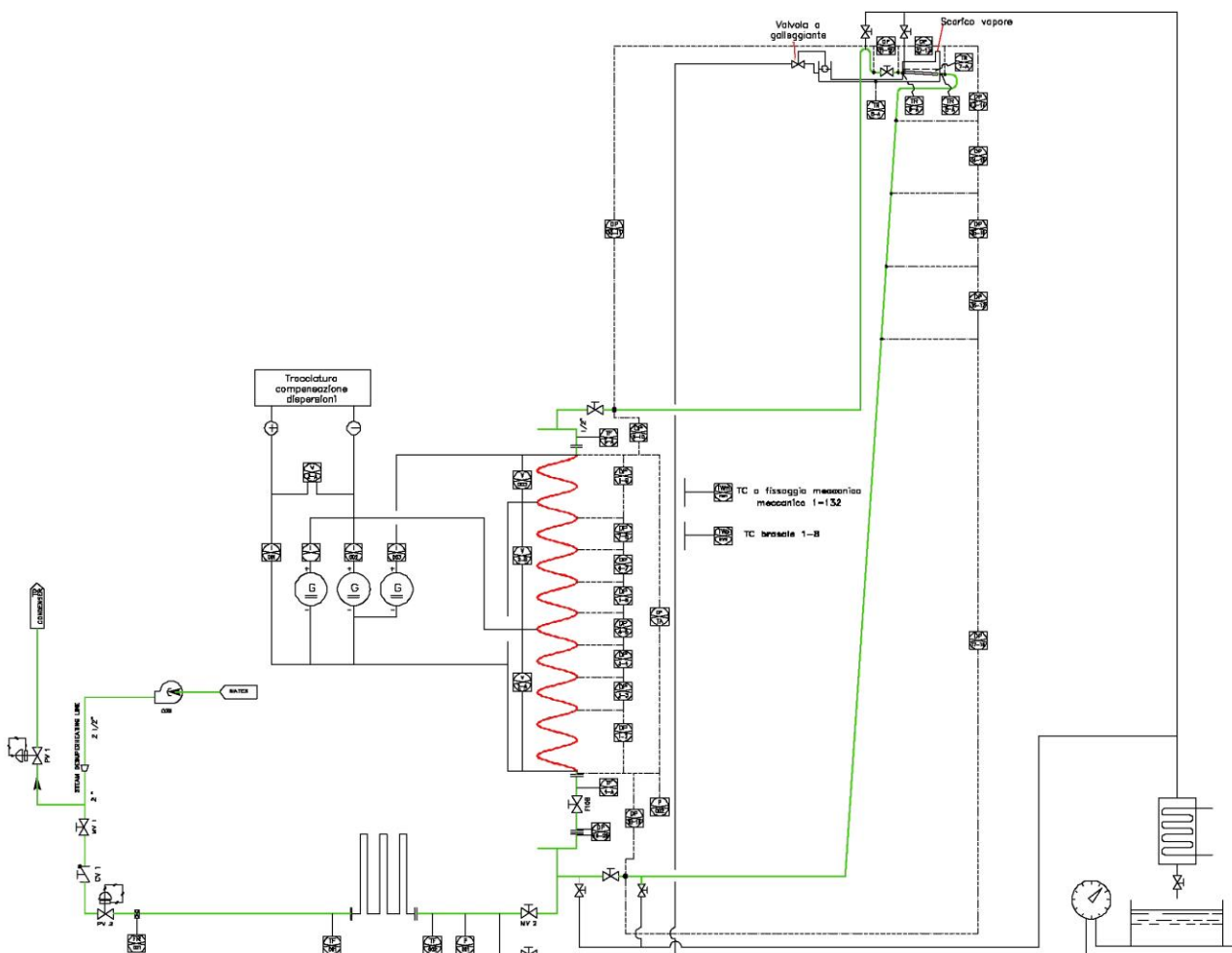


**Figura 15. Schema concettuale della facility**

## ii) Utilizzo di una facility pre-esistente presso SIET

Presso i laboratori SIET è stata realizzata dal Politecnico di Milano, nel 2005-2006, una facility sperimentale dedicata allo studio di un sistema di sicurezza passivo, in circolazione naturale bifase e a pressione variabile, per il reattore SMR IRIS. L'apparato sperimentale collega la facility dedicata allo studio del generatore di vapore a tubi elicoidali con un condensatore immerso in piscina, posto in quota, attraverso tubazioni di collegamento.

La facility ha consentito di investigare il comportamento del sistema passivo e le condizioni operative di stabilità, e potrebbe essere adattata all'investigazione dello stesso concetto di sistema di sicurezza per SMR, similmente a quanto proposto in Fig.14, sostituendo il generatore di vapore a baionetta a quello a tubi elicoidali.



**Figura 16. Schema della facility esistente presso SIET: sistema passivo con GdV a tubi elicoidali**



L'opportunità è facilitata dalla collocazione di HERO-2 proprio sulla stessa struttura che già ospita la facility a tubi elicoidali.

Oltre alle indispensabili verifiche strutturali e di strumentazione, uno studio specifico circa il posizionamento e il dimensionamento del condensatore, della piscina di raffreddamento e delle potenze elettriche disponibili risulta comunque necessario.

La soluzione, in presenza di modifiche limitate alla sostituzione del solo generatore di vapore, consentirebbe di effettuare una efficace comparazione di performance e caratteristiche di comportamento dinamico tra due sistemi passivi a circolazione naturale, basati su due scambiatori differenti, a parità di condizioni.





## 10. Conclusioni

Nel corso dell'annualità 2013 del PAR si è proposto un confronto tra gli scambiatori di calore elicoidali e gli scambiatori di calore a piastra con microcanali da utilizzare in un reattore evolutivo come sistema di rimozione del calore in condizioni di normale operazione e per la rimozione del calore residuo.

Nel corso dell'annualità 2014 del PAR, una prima attività (realizzata dal Politecnico di Torino) è stata di comparazione tra le tipologie di scambiatore di calore elicoidale e lo scambiatore con tubi a baionetta. L'analisi ha coinvolto due design di componenti progettati per la rimozione del calore in condizioni di normale operazione per il reattore SMR denominato SMART attualmente in studio in Korea del Sud. Il confronto ha riguardato prevalentemente tre aspetti:

- Configurazione geometrica,
- Risposta del componente in condizioni di normale operazione,
- Risposta del componente a carico ridotto sotto l'ipotesi di regolazione di carico a temperatura costante.

Per effettuare l'analisi di confronto ci si è avvalsi del codice di sistema RELAP5-3D. Dallo studio è stato possibile osservare come il generatore di vapore elicoidale è caratterizzato da una compattezza maggiore facendo riferimento alle volumetrie disponibili per i fluidi e per il metallo, e la densità di superficie del componente risulta maggiore. Il generatore di vapore a baionetta è invece dotato di cadute di pressione inferiori grazie alla combinazione di una lunghezza inferiore delle tubazioni, una minore portata specifica e fattori di attrito inferiori. I coefficienti di scambio termico lato secondario risultano superiori per il generatore di vapore a baionetta rispetto al generatore di vapore elicoidale. Per quanto concerne l'analisi di confronto a carico ridotto sono state generate le mappe di funzionamento dei componenti sotto l'ipotesi di regolazione a temperatura media costante per il fluido primario. I due generatori di vapore hanno mostrato un comportamento simile, con variazioni relative delle grandezze monitorate nell'ordine del 6%. La regione di funzionamento con le differenze più evidenti è risultata essere quella a basso grado di surriscaldamento del fluido lato secondario.

Una seconda attività (realizzata dal Politecnico di Milano) è stata dedicata alla identificazione di una possibile configurazione di generatore di vapore a tubi a baionetta, in sostituzione del modulo a tubi elicoidali, per un SMR integrato, utilizzando lo stesso modulo base di tubo impiegato nella facility sperimentale HERO-2. A seguire, è stato effettuato uno studio RELAP di performance per



tale generatore di vapore, in configurazione scambio termico fluido primario-fluido secondario, quale base di giustificazione e supporto delle prove sperimentali che ENEA ha condotto presso SIET, in sinergia con il Tema 3 della LP1 del PAR 2014. I risultati hanno confermato la possibilità di eseguire prove sperimentali di interesse per tale configurazione, congruentemente con i vincoli operativi della facility HERO-2 (pressioni, temperature, potenze). L'ultima parte dello studio è stata dedicata alla simulazione RELAP delle stesse condizioni operative, ma in configurazione facility sperimentale e quindi bande riscaldanti-fluido secondario, per poterne apprezzare le differenze e utilizzarle per una estrapolazione di dati e comportamenti al caso reale. Sono stati quindi proposti punti aggiuntivi alla matrice di prove sperimentali per HERO-2.



## Riferimenti bibliografici

1. IAEA, Advances in Small Modular Reactor Technology Developments Sept. 2014.
2. <http://www.world-nuclear.org> visited on August 2015
3. Y. Choung, D. Kim, J. Park and W. Lee, “The design concept of a SG cassette mock-up for ISI of helical tubes in SMART SG”, *Proc. KNS Autumn Meeting*, Gyeongju, Korea (2009).
4. H. Bae, H. Park, S. Yi and S. Moon, “Design of SG for SMART ITL”, *Proc. KNS Spring Meeting*, Pyeongchang, Korea (2010).
5. H. Kang, H. S. Han, Y. Kim and K. K. Kim, “Thermal sizing of printed circuit SG for integral reactor”, *Proc. KNS Spring Meeting*, Jeju, Korea (2010).
6. IAEA Advanced Reactors Information System (ARIS) <http://aris.iaea.org> 04-04-2011.
7. M. Caramello, M. De Salve, C. Bertani, B. Panella (2015) Thermal hydraulic comparison of helical coil and bayonet tube steam generators for Small Modular Reactors. In: ICAPP-International Congress on Advances in Nuclear Power Plants, Nice-France, 3-6 May 2015. pp. 41-48.
8. Newburn, F. 1978. “Commercial LMFBR Steam Generator Design Comparison. Final Report for Period from 1 October 1977 through 30 September 1978”. United States. doi:10.2172/6078828. <http://www.osti.gov/scitech/servlets/purl/6078828>.
9. M. Caramello, M. Gregorini, M. De Salve, C. Bertani, A. Alemberti, B. Panella (2015) Thermal hydraulic analysis of Alfred bayonet tube steam generator. In: ICAPP-International Congress on Advances in Nuclear Power Plants, Nice (France), 3-6 May 2015. pp. 838-845.
10. Nathan V. Hoffer, Piyush Sabharwall, Nolan A. Anderson, Modeling a Helical-coil Steam Generator in RELAP5-3D for the Next Generation Nuclear Plant, INL/EXT-10-19621 (2011).
11. H. Ito, “Friction factors for turbulent flow in curved pipes”, *J. Basic Eng.*, 81, 123-134 (1959).
12. B. J. Webb, “Design aspects of Once-through helical coil SGs”, *Proc. ASME 2011 Small Modular Reactors Symposium*, Washington DC, USA (2011).



## Breve curriculum scientifico del gruppo di lavoro impegnato nell'attività

### Politecnico di Torino

Il gruppo di lavoro impegnato nell'attività è costituito da un professore senior e un professore ordinario di Impianti nucleari del Politecnico di Torino (Dipartimento Energia), Bruno Panella e Mario De Salve, e dal Dottorando Marco Caramello.

Panella e De Salve lavorano da più di 35 anni al Politecnico nel campo della Ingegneria nucleare, con particolare riferimento alla termoidraulica e alla sicurezza e hanno portato avanti molte ricerche sperimentali nel laboratorio di termoidraulica del Dipartimento di Energetica (ora Dipartimento Energia) del Politecnico di Torino, pubblicando i risultati su riviste internazionali o in atti di Congresso nazionali e internazionali. Sono anche autori di diversi rapporti nell'ambito dei PAR precedenti.

Marco Caramello, nell'ambito del dottorato, svolge attività di ricerca nella simulazione con codici di sistema (RELAP) dei sistemi di rimozione della potenza degli impianti nucleari con sistemi passivi ed attivi. E' attivo anche nella ricerca sperimentale nel contesto della termo fluidodinamica bifase. E' coautore di articoli presentati a Congressi nazionali e internazionali e proposti a riviste internazionali.

Maggiori dettagli e l'elenco delle pubblicazioni si possono trovare nella rubrica del sito Web del Politecnico di Torino (<http://www.polito.it>).

### Politecnico di Milano

Il gruppo di lavoro è composto da un professore ordinario di Impianti Nucleari (Marco Ricotti), un dottorando di ricerca (Marco Santinello) e da un tesista (Stefano Cozzi).

Ricotti è da oltre 20 anni impegnato in attività di R&S nel settore dell'ingegneria nucleare, in particolare per aspetti di termoidraulica e sicurezza passiva applicata a reattori SMR, attraverso attività numerico-modellistiche e sperimentali. E' coordinatore del gruppo di ricerca Nuclear Reactors Group del Politecnico di Milano-Dip. di Energia.

Marco Santinello è dottorando del primo anno in “Scienza e tecnologie energetiche e nucleari”, è stato assegnista di ricerca e da oltre due anni si occupa di reattori SMR, collaborando a progetti internazionali.

Stefano Cozzi è laureando in Ingegneria Nucleare.

Maggiori dettagli sulle competenze e attività di ricerca del gruppo sul sito: <http://www.nuclearenergy.polimi.it>.