



Ricerca di Sistema elettrico

Validazione del modello RELAP5 di un sistema DHR in circolazione naturale tramite analisi di post-test ed analisi del comportamento di tale sistema in SMR di tipo PWR

M. Polidori, M. Santinello, M. Ricotti



VALIDAZIONE DEL MODELLO RELAP5 DI UN SISTEMA DHR IN CIRCOLAZIONE NATURALE TRAMITE ANALISI DI POST-TEST ED ANALISI DEL COMPORTAMENTO DI TALE SISTEMA IN SMR DI TIPO PWR

M. Polidori (ENEA)

M. Santinello, M. Ricotti (CIRTEN, Politecnico di Milano)

Settembre 2017

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2016

Area: Generazione di energia elettrica con basse emissioni di carbonio

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

Obiettivo: Validazioni analitiche e verifiche sperimentali

Responsabile del Progetto: Federico Rocchi, 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: Federico Rocchi

Responsabile scientifico CIRTEN: Marco Ricotti

Titolo
Validazione del modello RELAP5 di un sistema DHR in circolazione naturale tramite analisi di post-test ed analisi del comportamento di tale sistema in SMR di tipo PWR
Descrittori

Tipologia del documento: Rapporto Tecnico
Collocazione contrattuale: Accordo di programma ENEA-MSE su sicurezza nucleare e reattori di IV generazione
Argomenti trattati: Termoidraulica dei reattori nucleari, Reattori e sistemi innovativi, Trasmissione del calore, Sicurezza nucleare

Sommario

Nell'ambito della seconda annualità dell'Accordo di Programma MiSE/ENEA Piano Triennale 2015-2017, si prosegue l'attività di validazione del codice RELAP5 cominciata nel PAR2015 in collaborazione con i Laboratori SIET di Piacenza e finalizzata alla verifica della capacità e dei limiti del codice RELAP5 nella simulazione di sistemi per la rimozione del calore di decadimento passivi.

La sezione di prova a due tubi a baionetta HERO-2, caratterizzata nel PAR2014 in circuito aperto a circolazione forzata, nel PAR2015 è stata testata in circolazione naturale previa chiusura del circuito sfruttando linee e componenti già utilizzate da SIET e POLIMI. ENEA aveva definito la matrice di prova utilizzando simulazioni pre-test condotte con RELAP5mod3.3, SIET si era occupata dell'allestimento ed esecuzione delle prove. I test termoidraulici che sono stati condotti sul loop hanno consentito la caratterizzazione delle prestazioni di HERO-2 in circolazione naturale, in funzione del grado di riempimento e della potenza fornita alla sezione di prova, in condizioni operative di interesse per reattori SMR. Nel presente documento sono riportati i dati sperimentali prodotti nella campagna e le simulazioni post-test di RELAP5 effettuate sui dati sperimentali a doppio tubo.

Il documento viene integrato da un ampliamento dello studio condotto da POLIMI nella precedente annualità relativo al confronto prestazionale di un generatore di vapore a tubi elicoidali con uno a tubi a baionetta. Per la validazione del modello di quest'ultimo si è fatto uso della caratterizzazione effettuata sui dati forniti dalla SIET. Tali scambiatori sono stati inseriti nel design di un SMR integrato (Flexblue© di DCNS) e valutati per la rimozione passiva del calore di decadimento nelle condizioni incidentali di Station-Black-Out.


Note

Il documento è stato realizzato in collaborazione tra ENEA e CIRTEN
 In appendice documento CIRTEN in lingua Inglese. Rif.: CERSE-POLIMI RL-150/2017

Autori: M. Polidori*
 M. Santinello**, M. E. Ricotti**
 (*) ENEA, (**) POLIMI


Copia n.
In carico a:

2			NOME			
			FIRMA			
1			NOME			
			FIRMA			
0	EMISSIONE	22/11/2017	NOME	Massimiliano Polidori	Paride Meloni	Federico Rocchi
			FIRMA			
REV.	DESCRIZIONE	DATA		REDAZIONE	CONVALIDA	APPROVAZIONE

	Sigla di identificazione	Rev.	Distrib.	Pag.	di
	ADPFISS – LP1 – 090	0	L	2	63

INDICE

LISTA DELLE FIGURE.....	3
LISTA DELLE TABELLE	3
1. INTRODUZIONE	4
2. Impianto HERO-2 per studi EHRS.....	5
2.1. Descrizione della sezione di prova	5
2.2. Implementazione nell’impianto IETI.....	10
2.2.1. Controllo della potenza elettrica erogata, e potenza termica rimossa dalla piscina	12
2.2.2. Procedura operativa di avviamento delle prove a due tubi	12
2.3. STRUMENTAZIONE DELLA FACILITY.....	13
3. COMMISSIONING E CARATTERIZZAZIONE DI GRANDEZZE DERIVATE	14
3.1. Utilizzo di un sistema di acquisizione parallelo per la correzione dei segnali delle termocoppie di fluido	14
3.2. Taratura degli orifizi di ingresso del Generatore di Vapore a tubi a baionetta.....	15
3.3. Calcolo del titolo in uscita alla sezione di prova.....	15
3.4. Caratterizzazione delle dispersioni termiche del circuito	16
4. RISULTATI DEI TEST SPERIMENTALI E PRIME VALUTAZIONI	17
4.1. Condizioni in ingresso: matrici di prova	17
4.2. Risultati: prove a due tubi	17
4.2.1. Analisi dei risultati ottenuti	19
4.2.2. Comportamento oscillatorio osservato.....	23
5. SIMULAZIONI POST-TEST CON IL CODICE RELAP5	24
5.1. Il codice RELAP5.....	24
5.2. Il modello RELAP5 di HERO-2 per test EHRS.....	25
5.3. Risultati dell’analisi post-test a due tubi	28
6. CONCLUSIONI.....	34
ACRONIMI.....	36
BIBLIOGRAFIA	36
RINGRAZIAMENTI	36
APPENDICE A – RAPPORTO POLIMI.....	37
APPENDICE B – INFORMAZIONI DI IMPIANTO	59

LISTA DELLE FIGURE

Figura 1 – Sezione di un tubo a baionetta.....	5
Figura 2 – Disegno della parte superiore di HERO-2 e particolare della zona di ingresso con orifizio. ..	6
Figura 3 – Schema di funzionamento di un tubo a baionetta.....	6
Figura 4 – Immagini di un riscaldatore elettrico.	7
Figura 5 – Disposizione delle termocoppie di fluido.	8
Figura 6 – Disegno di assieme della sezione di prova HERO-2.....	9
Figura 7 – Schematizzazione del layout di impianto HERO2-EHRS.	11
Figura 8 – Immagini della sezione di prova HERO-2 installata.....	13
Figura 9 – Funzione delle dispersioni termiche con TF02.....	16
Figura 10 – Pressione di saturazione in funzione della potenza netta e del Filling Ratio.	19
Figura 11 – Portata massica in funzione della potenza netta e del Filling Ratio.....	19
Figura 12 – Titolo in uscita in funzione della potenza erogata e del Filling Ratio.....	20
Figura 13 – Titolo in uscita in funzione della pressione al duomo e del Filling Ratio.....	20
Figura 14 – Coefficiente globale di scambio termico del condensatore in funzione della potenza netta erogata e del Filling Ratio.....	21
Figura 15 – Schema della nodalizzazione per RELAP5 del circuito di prova HERO-2 EHRS.....	26
Figura 16 – Confronto tra pressioni assolute simulate e misurate all’ingresso di HERO-2.....	28
Figura 17 – Confronto tra pressioni assolute simulate e misurate all’uscita di HERO-2.....	29
Figura 18 – Confronto tra temperature simulate e misurate all’uscita di HERO-2.....	30
Figura 19 – Confronto tra temperature simulate e misurate all’ingresso del condensatore.	30
Figura 20 – Confronto tra temperature simulate e misurate all’uscita del condensatore.	31
Figura 21 – Confronto tra temperature simulate e misurate all’ingresso di HERO-2.....	31
Figura 22 – Confronto tra portate simulate e stimate dalle misurazioni.....	32
Figura 23 – Effetto della variazione (errore) di FR sulla pressione di prova.	33

LISTA DELLE TABELLE

Tabella 1 – Principali parametri di progetto.....	5
Tabella 2 – Dimensioni dei tubi.....	5
Tabella 3 – Costanti di correzione TC di fluido.....	14
Tabella 4 – Caratterizzazione idraulica orifizi di ingresso del GV HERO2.....	15
Tabella 5 - Matrice delle prove a due tubi.....	17
Tabella 6 – Matrice delle prove a singolo tubo.....	17
Tabella 7 – Matrice delle prove a due tubi con azoto.....	17
Tabella 8 – Sintesi dei risultati delle prove a due tubi.....	18
Tabella 9 – Tabella delle deviazioni standard della caduta di pressione all’orifizio di ingresso DP11..	23
Tabella 10 – Descrizione degli elementi principali della nodalizzazione.....	27
Tabella 11 – Effetto dell’errore di FR sulla pressione e sulla portata nel test 13.....	33

1. INTRODUZIONE

A partire dalla terza annualità del PAR 2012-2014, i laboratori SIET di Piacenza hanno ospitato una serie di campagne sperimentali sulla sezione di prova HERO-2 a due tubi a baionetta paralleli allo scopo di acquisire dati di base per la caratterizzazione dei tubi a baionetta e sulla opportunità del loro impiego come generatore di vapore in reattori di tipo SMR.

La sezione di prova HERO-2 era stata messa a disposizione da ENEA, mentre SIET si era occupata del montaggio e la realizzazione delle prove. Ogni tubo a baionetta, del diametro esterno di 2.54 cm e lunghezza 7.2 m, è costituito da un tubo interno che convoglia il liquido in ingresso e un tubo esterno riscaldato elettricamente. Nell'intercapedine tra i due tubi si realizza la generazione di vapore. Il riscaldamento è stato realizzato con un totale di 210 resistori elettrici che avvolgono i due tubi esterni per tutta la loro lunghezza. Ogni tubo è stato suddiviso in due zone di riscaldamento controllato indipendentemente. La potenza totale netta per ogni tubo è di circa 22 kW. La pressione di progetto della coppia di tubi a baionetta, in previsione di futuri utilizzi, è di 180 bar, ma la facility è in grado di operare a una pressione massima di 70 bar ed una portata di 0.1 kg/s per tubo in circolazione forzata. Il principale limite di sicurezza era rappresentato dalla massima temperatura ammissibile per i riscaldatori esterni di 350°C.

Dopo una prima campagna svolta in circuito aperto e volta alla caratterizzazione dello scambio termico e delle condizioni di instabilità dei due tubi in parallelo [1], nella prima annualità del PAR 2015-2017 si era provveduto alla chiusura del circuito attraverso la connessione con un tubo di condensazione immerso in piscina per il trasferimento del calore al pozzo termico, e all'esecuzione di una nuova campagna sperimentale mirata a caratterizzare il comportamento della sezione di prova HERO-2 in circolazione naturale [2].

Scopo della campagna sperimentale era lo studio del comportamento termoidraulico di un sistema di raffreddamento di emergenza (Emergency Heat Removal System, EHRS) per la rimozione passiva del calore di decadimento in condizioni rappresentative di reattori SMR (Small Modular Reactor) ad acqua pressurizzata. La campagna sperimentale era stata articolata in tre fasi principali: la prima fase condotta con i due tubi attivi, la seconda con un singolo tubo attivo e la terza con due tubi e immissione controllata di azoto per verificare l'effetto della presenza di incondensabile sulle prestazioni di scambio termico, in funzione del grado di riempimento del circuito e delle potenze erogate nella sezione di prova. Le prove sono state condotte in regime stazionario.

In questa seconda annualità PAR2016, i dati prodotti in circuito chiuso sono stati l'oggetto di analisi post-test con l'ausilio del codice termoidraulico di sistema RELAP5, sfruttando anche l'analisi post-test ottenuta dalla prima campagna sperimentale di caratterizzazione del componente che ha permesso la messa a punto del modello della sezione di prova [3]. In particolare, l'obiettivo è stato la validazione del codice e delle opzioni di modellazione adottate per la simulazione del loop in circolazione naturale (scambio termico in piscina, portata, etc.), al variare del grado di riempimento del circuito e del livello di potenza fornita ai due tubi. L'analisi si è focalizzata sui test condotti con due tubi attivi.

Questo documento viene integrato in Appendice A da uno studio effettuato da POLIMI nella quale è stato confrontato il comportamento di due configurazioni di generatori di vapore, una con tubi elicoidali e l'altra con tubi a baionetta, inserite nel design di un reattore SMR integrato (Flexblue© di DCNS) in funzionamento passivo durante uno scenario incidentale di Station Black-Out. Il lavoro qui presentato costituisce un ampliamento dello studio del precedente del PAR2015, e consiste in uno studio di sensitività rispetto al funzionamento del generatore di vapore e del condensatore esterno. È stato simulato un transitorio di 5 ore a partire dall'istante in cui è attivato lo spegnimento rapido del reattore. Sia per la configurazione con tubi elicoidali che per quella con tubi a baionetta sono stati utilizzati modelli e nodalizzazioni validati in precedenti lavori con dati sperimentali.

2. Impianto HERO-2 per studi EHRS

2.1. Descrizione della sezione di prova

L'oggetto dei test descritti in questo documento è la sezione di prova chiamata HERO-2 (Heavy liquid metal pressurized water cooled tube #2). Il componente è stato fornito da ENEA [4] a SIET, che si è occupata del montaggio nell'impianto IETI.

La sezione di prova è costituita da due tubi a baionetta e l'insieme è caratterizzato da una lunghezza di circa 7.3 m. Tutte le parti della sezione di prova sono costituite da elementi commerciali e il materiale utilizzato è AISI304. La pressione di progetto della coppia di tubi a baionetta, in previsione di futuri utilizzi, è di 180 bar. In Tabella 1 sono riportati i principali parametri di progetto. L'impianto su cui verrà testato il componente allo stato attuale è in grado di operare a una pressione massima di 70 bar ed una portata di 0.1 kg/s per tubo. L'impianto è in grado di alimentare la sezione di prova con acqua sottoraffreddata o satura e allo scarico della sezione di prova è presente un separatore di vapore corredato da un sistema in grado di attuare il controllo della pressione d'uscita.

Tabella 1 – Principali parametri di progetto.

Fluido di processo	Acqua
Pressione	180 bar
Temperatura in ingresso	300-335 °C
Temperatura in uscita vapore	400 °C

Ogni tubo a baionetta è costituito da un totale di 3 tubi concentrici, in cui il tubo interno convoglia il liquido in ingresso e il tubo esterno è riscaldato elettricamente. Nell'intercapedine tra i due tubi si realizza la generazione di vapore. In Figura 1 è riportato in sezione un tubo a baionetta in corrispondenza di un attacco per la presa di pressione e in Tabella 2 sono riassunte le dimensioni principali dei tubi.

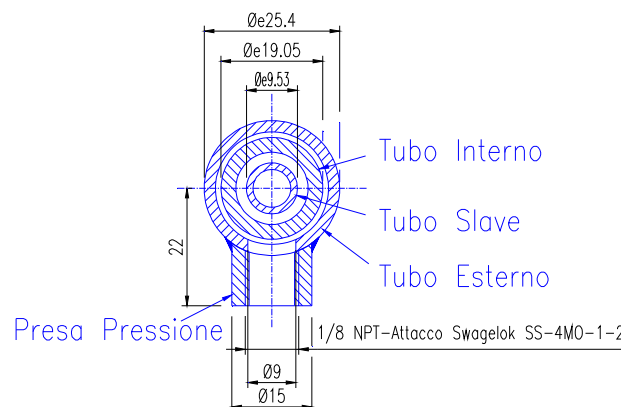


Figura 1 – Sezione di un tubo a baionetta.

Tabella 2 – Dimensioni dei tubi.

[mm]	Diametro esterno	Diametro interno	Spessore	Lunghezza
Tubo Slave	9.53	7.09	1.22	7262
Tubo Interno	19.05	15.75	2.77	7262
Tubo Esterno	25.40	21.18	2.11	7118

Il centraggio tra tubo slave e tubo interno è effettuato attraverso appositi distanziali, mentre tra tubo interno ed esterno il compito è demandato ai cavi di strumentazione delle termocoppie di fluido poste nella regione anulare che hanno anche il compito di preservare l'integrità delle termocoppie stesse.

All'ingresso di ciascun tubo è posta una struttura saldata sulla camera di vapore in grado di alloggiare gli orifizi, piccoli bulloni forati con lo scopo di stabilizzare il flusso di acqua impedendo la formazione di instabilità. La differenza di pressione misurata tra l'ingresso e l'uscita dell'orifizio permette inoltre di calcolare la portata entrante. All'uscita dalla regione anulare, l'acqua entra in una camera di vapore del diametro di 17 cm e altezza 12 cm su cui sono saldati due bocchelli, di cui flangiato per l'accoppiamento con l'impianto IETI e l'altro usato per far uscire i cavi delle termocoppie di fluido e quindi sigillato.

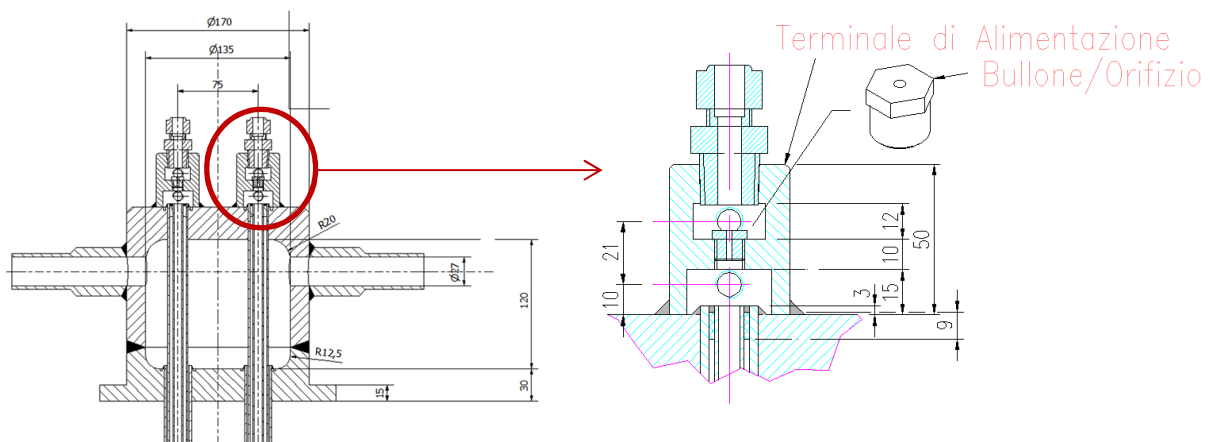


Figura 2 – Disegno della parte superiore di HERO-2 e particolare della zona di ingresso con orifizio.

Il principio di funzionamento di un generatore di vapore a tubi a baionetta è schematizzato nella seguente Figura 3. L'acqua sottoraffreddata discende dal tubo interno. Nella risalita all'interno dell'intercapedine anulare esterna, avviene la generazione di vapore, dove il calore fornito attraverso il tubo esterno viene rimosso. Per cercare di limitare lo scambio termico tra il fluido caldo in risalita nello spazio anulare e il fluido freddo discendente si deve creare un intercapedine chiusa ermeticamente e riempita di un mezzo isolante, nel caso di HERO-2 è aria, ma per applicazioni di tipo nucleare è preferibile un gas nobile.

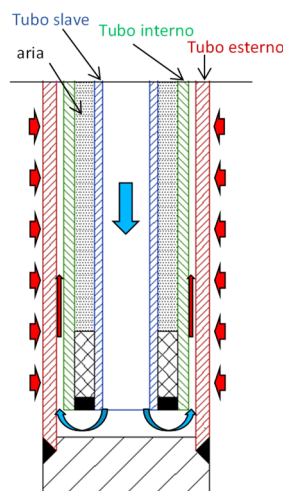


Figura 3 – Schema di funzionamento di un tubo a baionetta.

Il riscaldamento è stato realizzato con un totale di 210 resistori elettrici che avvolgono i due tubi esterni per tutta la loro lunghezza. Ciascun riscaldatore elettrico della lunghezza di 6 cm, di cui un'immagine è visibile in Figura 4, è in grado di erogare 240 W alla tensione di 100 V. Quindi, la potenza totale disponibile per ciascun tubo ammonta a 25.2 kW, che al netto delle perdite di calore verso l'esterno porta ad una potenza stimata di circa 22 kW netti per tubo. La temperatura massima ammissibile è fissata a 350 °C, limite che si è dimostrato essere il più stringente in fase di progettazione e realizzazione dei test. Va segnalato che l'installazione di questa tipologia di riscaldatori porta ad avere una certa discontinuità nel flusso di potenza fornita, che idealmente dovrebbe essere lineare. In primo luogo, perché deve essere lasciato spazio in corrispondenza delle 5 prese di pressione lungo tutto il tubo e poi perché non è chiaro se ci siano effetti di bordo sull'erogazione di potenza. Tuttavia, in prima approssimazione la distribuzione di potenza sarà considerata lineare. Le termocoppie di parete installate da SIET sono state collocate nello spazio lasciato libero tra i resistori, a quote corrispondenti alle termocoppie di fluido.

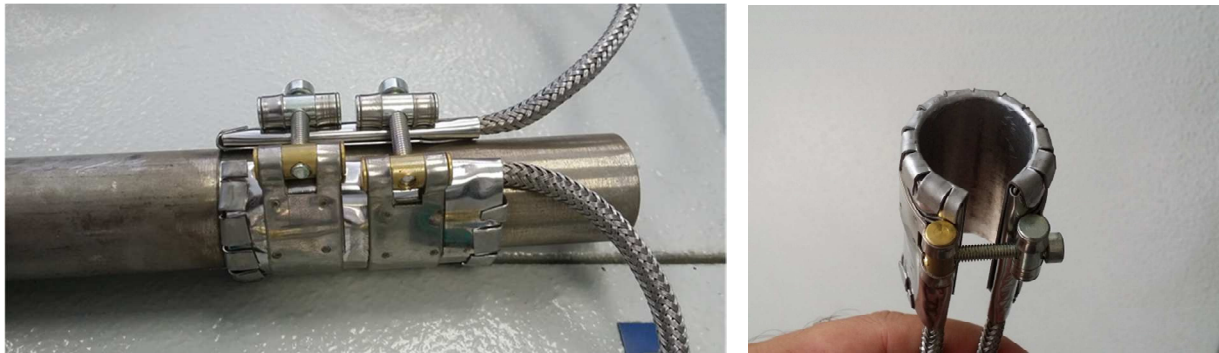


Figura 4 – Immagini di un riscaldatore elettrico.

Ogni tubo è stato suddiviso in due zone di riscaldamento controllato indipendentemente. A seguito dei calcoli di pre-test è stata scelta un'alimentazione di potenza suddivisa in 2/3 nella regione bassa e 1/3 nella regione alta, al fine di avere un maggior controllo sulle temperature di surriscaldamento all'uscita nella camera di vapore.

L'intero impianto è alimentato dai 3 gruppi che compongono il sistema TAMINI presenti in SIET, dove:

- ❖ TAMINI 3 fornisce potenza ai preriscaldatori che condizionano il fluido in ingresso,
- ❖ TAMINI 2 fornisce potenza alla regione 2/3 nella parte bassa dei tubi a baionetta,
- ❖ TAMINI 1 fornisce potenza alla regione 1/3 nella parte alta dei tubi a baionetta.

Riguardo la strumentazione, HERO-2 è stato strumentato in parte già nella fase di assemblaggio con 14 termocoppie di tipo K, 7 per ciascun tubo con passo di 1 m, in grado di fornire la temperatura del fluido nella regione anulare, come schematizzato in Figura 5. In corrispondenza delle termocoppie di fluido sono state anche installate 7 termocoppie di parete (esterna) sul tubo 1, installate da SIET.

Sono presenti anche 5 prese di misura della pressione per ciascun tubo disposte a un passo di 1.4 m e sul fondo del tubo è presente una penetrazione dove è connesso un terminale per un trasduttore di pressione differenziale. Si è scelto di strumentare maggiormente uno dei due tubi con 7 misuratori di pressione differenziale: 1 attraverso l'orifizio, 1 per il tubo discendente e 5 per la regione anulare. L'altro tubo è strumentato con 4 misuratori: 1 per l'orifizio, 1 per il tubo discendente, 1 per l'anulare, e 1 per la perdita di pressione totale ingresso/uscita.

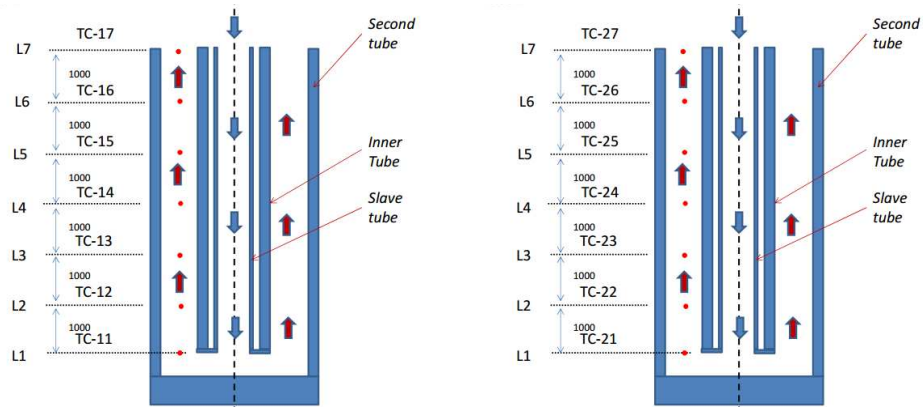


Figura 5 – Disposizione delle termocoppie di fluido.

SIET stessa ha poi provveduto alla restante strumentazione di impianto al fine di monitorare le condizioni di pressione e perdita di pressione, la portata, la temperatura di ingresso e uscita e la potenza. La strumentazione può essere quindi riassunta in:

- ❖ 14 termocoppie di fluido, 7 per ciascuno dei due tubi
- ❖ 7 termocoppie di parete sul tubo 1
- ❖ 2 misuratori di portata
- ❖ 2 misuratori di pressione assoluta (ingresso e uscita)
- ❖ 11 misuratori di pressione differenziale (DP), di cui 7 sul tubo 1 più strumentato e 4 sul tubo 2
- ❖ Misure di voltaggio e amperaggio per la valutazione della potenza fornita.

In Figura 6 è riportato il disegno di insieme della sezione di prova HERO-2 in cui sono state evidenziate le posizioni delle termocoppie di fluido e le prese di pressione

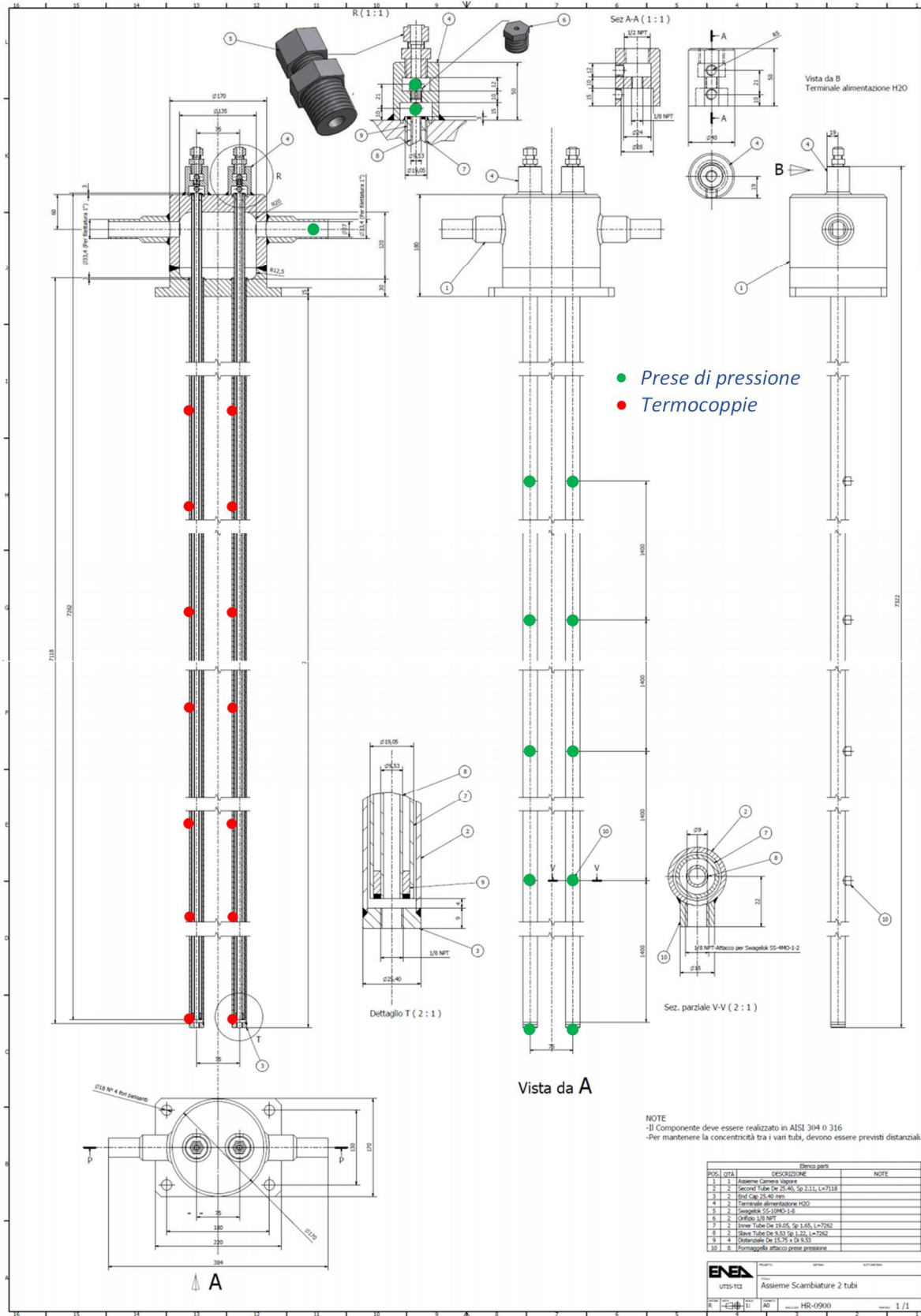


Figura 6 – Disegno di assieme della sezione di prova HERO-2.

2.2. Implementazione nell'impianto IETI

Le prove sulla facility sperimentale HERO2-EHRS si inquadrano nel progetto di sistemi integrati di generazione di vapore per i reattori SMR ad acqua leggera, per i quali sia prevista la possibilità di rimuovere tramite circolazione naturale il calore di decadimento generato da uno spegnimento di emergenza di un reattore nucleare.

Quindi l'impianto è caratterizzato da un circuito chiuso, con uno sviluppo in altezza pari a circa 20 m, nel quale si possono distinguere le seguenti componenti/linee di processo:

- ❖ generatore di vapore (GV) a tubi a baionetta HERO-2;
- ❖ piscina di raffreddamento con tubo di scambio inclinato, da 2" 1/2 sch. 80;
- ❖ "gamba calda", da 3/4" sch. 40, di collegamento uscita GV - ingresso piscina di raffreddamento;
- ❖ "gamba fredda", da 3/4" sch. 40, di collegamento uscita piscina di raffreddamento - ingresso GV;
- ❖ valvola di sicurezza tarata a 70 bar posizionata all'uscita del GV;
- ❖ linea di estrazione vapore incondensabili a monte condensatore sulla sommità dell'impianto;
- ❖ linee di caricamento impianto dal punto più basso, in corrispondenza delle prese di pressione M13 e M23.

Uno schema generale del layout di impianto è riportato in Figura 7, mentre lo schema altimetrico è riportato nel disegno plano-altimetrico in APPENDICE B.

Funzionando l'impianto in circolazione naturale, non ci sono organi meccanici che movimentano il fluido, né valvole attuate di regolazione per portata e pressione, ma vi sono valvole manuali per poter incrementare le perdite di carico lungo il circuito.

I parametri controllati per la campagna prove sono:

- ❖ potenza elettrica erogata
- ❖ grado di riempimento (Filling Ratio, FR).

Variando queste grandezze, i valori di portate, pressioni, titoli in uscita e temperature si determineranno automaticamente e uno degli obiettivi della campagna sperimentale sarà la loro registrazione.

Sulle prese delle linee manometriche M13 e M23 sono state predisposte due valvole (indicate nel P&ID come V03 e V04), una per tubo per il riempimento dell'impianto, collegate alla pompa centrifuga che provvede al riempimento iniziale, a bassa pressione. Questa posizione è stata scelta in quanto costituisce il punto più basso del circuito, come risulta evidente dal disegno altimetrico di APPENDICE B.

Sulla sommità della linea di ingresso alla piscina, costituente il punto più alto dell'impianto è presente una piccola valvola di scarico collegata ad un condensatore ausiliario: questa valvola ha la duplice funzione di indicare il completo riempimento dell'impianto una volta che l'acqua comincia a traboccare e a permettere, durante il funzionamento in temperatura ed in pressione, assieme al condensatore, di estrarne una quantità controllata, condensarla perché poi venga pesata.

Misurata la capienza massima del circuito (escluse linee manometriche) pari a circa 19.5 kg di acqua a temperatura ambiente, il FR è determinato in base alla seguente relazione:

$$FR = \frac{M_{max} - M_{estratta}}{M_{max}}$$

dove M_{max} è la massa di acqua a freddo corrispondente a un totale riempimento del circuito e $M_{estratta}$ è la massa d'acqua sottratta al circuito.

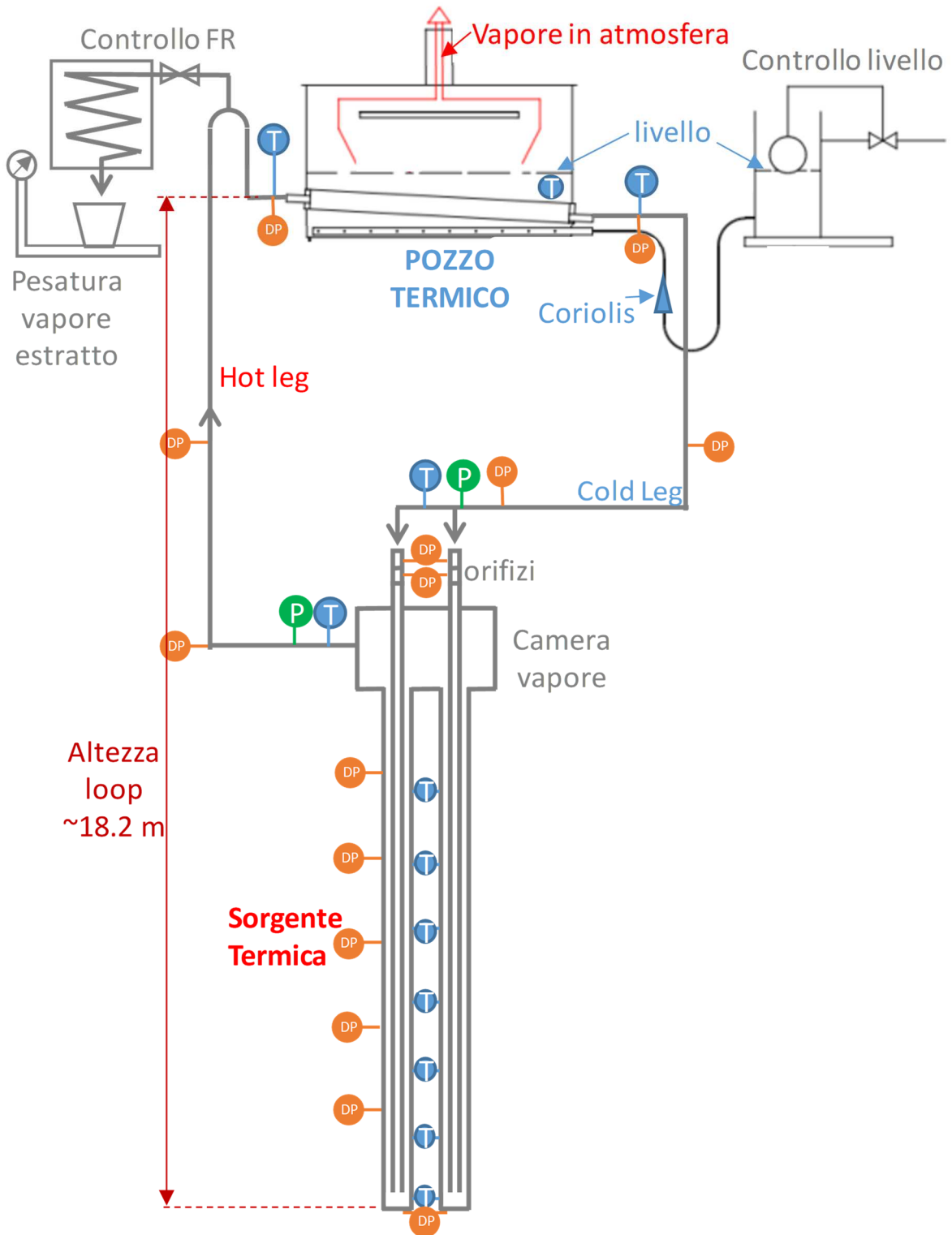


Figura 7 – Schematizzazione del layout di impianto HERO2-EHRS.

2.2.1. Controllo della potenza elettrica erogata, e potenza termica rimossa dalla piscina

I tubi a baionetta lavorano a potenza imposta per mezzo di resistenze scaldanti, collegate in parallelo, installate sulla parete esterna dei tubi della sezione di prova in modo che la generazione di potenza sia regolabile in maniera indipendente in due tratti. Dal momento che lo scambio termico avverrà in condizioni sottoraffreddate-bifase, la generazione di potenza è stata mantenuta uniforme su tutta la sezione scaldante.

La potenza elettrica erogata, al netto delle perdite, viene rimossa dalla piscina dove la quantità di acqua evaporata a causa della potenza termica scambiata viene reintegrata mediante una pompa centrifuga.

Il livello della piscina di raffreddamento è regolato dal livello della piscina ausiliaria mediante una valvola a galleggiante. La valvola mantiene nelle due piscine un livello costante tale da assicurare la completa copertura del tubo condensatore. La portata immessa nella piscina di condensazione attraverso una valvola a galleggiante viene rilevata da un misuratore ad effetto Coriolis (F02). Tramite la portata di reintegro e la misura della temperatura dell'acqua nella piscina (TF04), corrispondente alla temperatura di saturazione a pressione ambiente, quando l'impianto è regimato, si riesce a ricavare una stima della potenza rimossa pur essendo quest'ultima affetta da una pesante incertezza a causa dei lunghi tempi di regimazione del livello.

2.2.2. Procedura operativa di avviamento delle prove a due tubi

Per sommi capi viene descritta la procedura operativa seguita durante l'avviamento.

- ❖ Apertura della valvola di scarico sulla sommità dell'impianto V14.
- ❖ Chiusura valvola manuale di reintegro della piscina di raffreddamento (V08).
- ❖ Avvio della pompa centrifuga di riempimento con chiusura della valvola di drenaggio alla mandata della pompa V09.
- ❖ Apertura delle valvole V03 e V04 per il riempimento dell'impianto.
- ❖ Spurgo delle linee manometriche (al traboccare del liquido dalla valvola di scarico superiore).
- ❖ Chiusura delle valvole V03 e V04.
- ❖ Avvio flusso del condensatore ausiliario di raffreddamento del drenaggio di vapore.
- ❖ Chiusura interruttori dei generatori di potenza e salita in potenza.
- ❖ Raccolta del liquido proveniente dal condensatore ausiliario fino ad un livello prefissato di un recipiente opportunamente tarato sul Filling Ratio desiderato.
- ❖ Chiusura valvola di drenaggio vapore V14.
- ❖ Regolazione impianto sul livello di potenza desiderato.
- ❖ Attesa della regimazione ed acquisizione dello stazionario.

2.3. STRUMENTAZIONE DELLA FACILITY

Per le misure delle grandezze fisiche è stata predisposta la strumentazione riportata nella tabella compresa in APPENDICE B. Occorre specificare che le termocoppie di fluido e di parete della sezione di prova erano comprese nella fornitura della stessa, pertanto non ne sono forniti i certificati. Le termocoppie di fluido TF15, TF17 e la termocoppia di parete TW13 sono rimaste fuori uso per tutta la campagna sperimentale in quanto danneggiate.

Per le misure di portata massica circolante non vi è alcuna misura diretta, ma la medesima può essere calcolata indirettamente dalle misure di differenza di caduta di pressione a cavallo degli orifizi di ingresso (DP11 e DP21). Il valore di portata viene in seguito determinato moltiplicando la caduta di pressione per un coefficiente di efflusso, derivato da una caratterizzazione idraulica degli orifizi d'ingresso, sulla base della campagna sperimentale sulla sezione di prova a tubi a baionetta HERO-2 del PAR2014 (si veda documento [2]).

In Figura 8 sono riportate due immagini della sezione di prova installata presso i Laboratori SIET.



Figura 8 – Immagini della sezione di prova HERO-2 installata.

3. COMMISSIONING E CARATTERIZZAZIONE DI GRANDEZZE DERIVATE

3.1. Utilizzo di un sistema di acquisizione parallelo per la correzione dei segnali delle termocoppie di fluido

Avendo riscontrato durante le prove della facility HERO-2 nel 2015 un'incompatibilità delle termocoppie da 0.5 mm di diametro con le schede del SAD in uso (problema già documentato in [2]), è stato deciso di confrontare il valore registrato mediante un sistema di acquisizione che non presenta la stessa problematica. In particolare si è proceduto nel seguente modo: in primo luogo, mediante una commutazione fisica dei collegamenti elettrici, durante l'acquisizione di alcuni stazionari, le termocoppie da 0.5 mm sono state acquisite in successione sia con il SAD principale, soggetto all'abbattimento di segnale, che con il SAD ausiliario immune all'abbattimento del segnale. Infine, in fase di analisi dati sono stati confrontati i valori acquisiti. Ottenuto un valore di correzione per ciascuna termocoppia di fluido, il medesimo è stato implementato nel SAD per la correzione automatica dell'errore alle TC. Le acquisizioni già effettuate sono state corrette manualmente a posteriori durante la stesura dei Quick Look Reports.

Le correzioni sono state implementate nel sistema di acquisizione dati, in analogia a quanto fatto in [1], secondo una correlazione lineare che segue la formula

$$T_{corr} = m * T_{raw} + q;$$

dove T_{corr} è la temperatura corretta, T_{raw} è la temperatura acquisita dal SAD, m e q , rispettivamente coefficiente angolare e termine noto, sono stati definiti secondo la seguente Tabella 3.

Tabella 3 – Costanti di correzione TC di fluido

Correzione TC (da analisi dati Agilent)		
	m	q
TF01	1	-1.636723962
TF02	1	-1.782217574
TF21	1	-11.41269101
TF22	1	-11.03331985
TF23	1	-8.704727495
TF24	1	-8.630460935
TF25	1	-6.738641306
TF26	1	-5.985373411
TF27	1	-4.680806171
TF11	1	-11.08512546
TF12	1	-11.00621562
TF13	1	-8.683923742
TF14	1	-8.382440718
TF15	1	0
TF16	1	-6.370750216
TF17	1	0
TF04	1	-1.643352165
TF03	1	-1.652505182
TF05	1	-2.11304799

Da notarsi che il coefficiente angolare è stato imposto pari ad 1 in quanto si è notato che i valori ottenuti tendono a presentare un off-set costante nel tempo, fatta salva la dispersione dei risultati causato dall'incertezza di misura.

3.2. Taratura degli orifizi di ingresso del Generatore di Vapore a tubi a baionetta

Per la taratura degli orifizi di ingresso (tappi con foro passante di 2 mm) alla sezione di prova, utile alla determinazione delle portate circolanti, sono stati utilizzati i dati della matrice a tubo singolo da 20 bar delle prove sui tubi a baionetta di HERO-2 del settembre 2015. Sono stati scelti questi test in quanto non affetti dalle oscillazioni DWO a doppio tubo osservate e già trattate ampiamente in [1].

In totale analogia con quanto si fa per le valvole, è stato ricavato un coefficiente di efflusso secondo la seguente formula:

$$K_v = \frac{\frac{\dot{m}}{\rho}}{\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho_0}}} \quad \left[\frac{m^3/h}{bar^{0.5}} \right]$$

dove K_v coefficiente di efflusso, \dot{m}/ρ : portata volumetrica, Δp differenza di pressione monte-valle orifizio espressa in bar e ρ/ρ_0 densità relativa con riferimento all'acqua ad una temperatura dai 5°C ai 40°C.

Tabella 4 – Caratterizzazione idraulica orifizi di ingresso del GV HERO2.

Portata [kg/s]	DP11 [kPa]	Densità Tsat(20bar)-15°C [kg/m ³]	Kv
0.0121	15.27	865	0.120
0.0121	15.29	865	0.120
0.0121	15.39	865	0.119
0.0112	12.83	865	0.121
0.0112	12.09	865	0.125
0.0112	12.08	865	0.125
0.0104	10.91	865	0.122
0.0104	10.51	865	0.124
0.0104	10.47	865	0.124
Valore medio			0.122

Utilizzando il coefficiente di efflusso medio possono essere estrapolate le portate massiche circolanti nell'impianto applicando la formula:

$$\dot{m} = \dot{m}_{Tubo1} + \dot{m}_{Tubo2} = K_v \rho(TF01, P02) \left[\sqrt{\frac{\Delta p_{DP11}}{\rho(TF01, P02)}} + \sqrt{\frac{\Delta p_{DP21}}{\rho(TF01, P02)}} \right]$$

3.3. Calcolo del titolo in uscita alla sezione di prova

Il titolo viene calcolato mediante la seguente formula derivata dal bilancio termico sul generatore di vapore:

$$x = \frac{\dot{Q}_{el} - \dot{m}(h_{ls}(P03) - h(TF01, P02))}{\dot{m}(h_{vs}(P03) - h_{ls}(P03))};$$

Dove \dot{Q}_{el} potenza elettrica fornita, \dot{m} portata massica complessiva, $h_{vs}(P03)$ entalpia di vapore saturo alla pressione del duomo, $h_{ls}(P03)$ entalpia di liquido saturo alla pressione del duomo, $h(TF01, P02)$ entalpia del liquido in ingresso alla sezione di prova.

3.4. Caratterizzazione delle dispersioni termiche del circuito

Le dispersioni termiche della sezione di prova sono state calcolate mediante un bilancio tra potenza elettrica erogata al generatore di vapore e potenza estratta in piscina sui test eseguiti a due tubi in parallelo: quest'ultima è derivata a partire dalla misura diretta della portata di reintegro (dal misuratore di portata ad effetto Coriolis F02, collegata alla pompa centrifuga) e dalla differenza tra l'entalpia del vapore saturo alla temperatura di piscina misurata (T04) e l'entalpia del liquido a condizioni ambientali, stimate a 28°C e 1.013bar. Il suddetto bilancio viene realizzato secondo la seguente equazione:

$$V_{TAM1}I_{TAM1} + V_{TAM2}I_{TAM2} - \dot{m}_{F02}(h_{vs}(TF04) - h(1.013bar, 28^{\circ}C)) = \dot{Q}_{loss}$$

L'insieme dei risultati ottenuti è stato graficato in relazione alla temperatura di uscita dalla sezione di prova TF02 con correlazione polinomiale di secondo grado, come di seguito rappresentato.

La correlazione con la temperatura di uscita della sezione di prova TF02 è stata giudicata l'opzione più fondata dal punto di vista fisico, in quanto ciò che regola lo scambio termico tra le linee di processo e l'ambiente esterno è la differenza di temperatura che si ha tra l'aria alla temperatura ambiente e la parete tubo, la quale può considerarsi, in virtù delle basse resistenze termiche della convezione lato interno e della conduzione della parete, simile a quella di bulk del fluido.

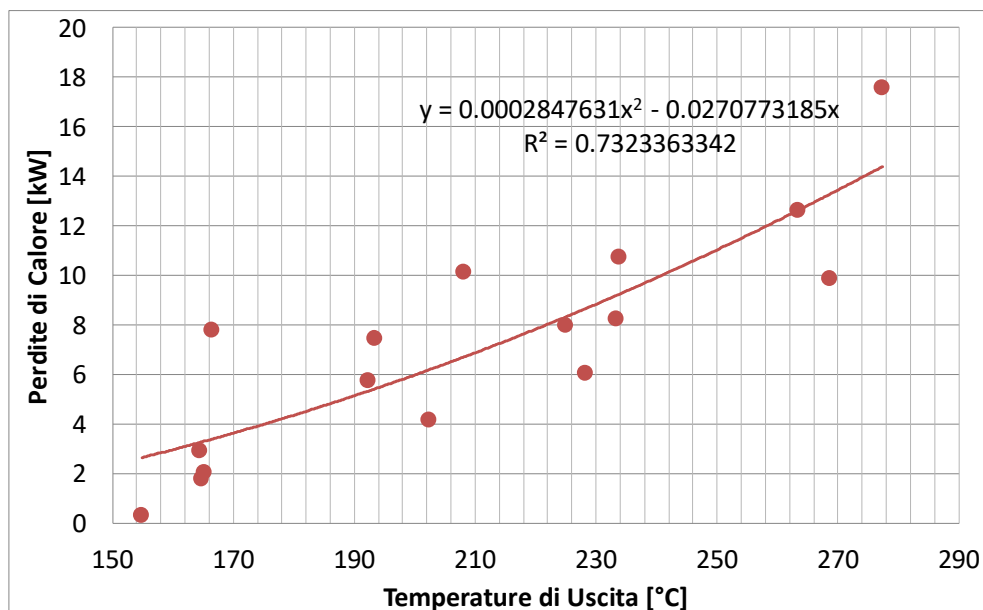


Figura 9 – Funzione delle dispersioni termiche con TF02

L'elevata dispersione dei punti sperimentali è conseguenza dei lunghi tempi di regimazione del livello della piscina; la regressione polinomiale consente di ottenere una funzione applicabile per ottenere la potenza netta, partendo dalla potenza lorda fornita dalle resistenze elettriche:

$$\dot{Q}_{netta} = V_{TAM1}I_{TAM1} + V_{TAM2}I_{TAM2} - (0.0002847631 * TF02^2 - 0.0270773185 * TF02)$$

4. RISULTATI DEI TEST SPERIMENTALI E PRIME VALUTAZIONI

4.1. Condizioni in ingresso: matrici di prova

Per completezza di informazione, nelle seguenti Tabella 5, Tabella 6 e Tabella 7 sono riportate le matrici di prova seguite durante i test. Nella presente attività saranno simulati solo i test a doppio tubo.

Tabella 5 - Matrice delle prove a due tubi

Prove a due tubi						
		Potenza elettrica erogata totale [kW]				
Filling Ratio	0.32	50.00	33.00	22.50	11.00	5.00
	0.43	50.00	33.00	22.50	11.00	5.00
	0.5	50.00	33.00	22.50	11.00	
	0.64	50.00	33.00	22.50	11.00	
	0.69		33.00	22.50	11.00	

Tabella 6 – Matrice delle prove a singolo tubo

Prove a singolo tubo					
		Potenza elettrica erogata totale [kW]			
Filling Ratio	0.35	22.50	16.50	11.00	5.50
	0.45	22.50	16.50	11.00	5.50
	0.56	22.50	16.50	11.00	5.50
	0.65	22.50	16.50	11.00	5.50
	0.72		16.50	11.00	5.50

Tabella 7 – Matrice delle prove a due tubi con azoto

Prove a due tubi con 17n condensabili (FR = 0.50)					
		Potenza elettrica erogata totale [kW]			
MASSA N ₂ [g]	0.0			22.50	
	4.0	50.00	33.00	22.50	11.00
	7.0	50.00	33.00	22.50	

4.2. Risultati: prove a due tubi

I risultati delle prove a due tubi, con i relativi nomi delle varie acquisizioni, sono riassunti nella seguente Tabella 8:

Tabella 8 – Sintesi dei risultati delle prove a due tubi

Potenza elettrica erogata [kW]	Potenza netta (da correlazione dispersioni) [kW]	Filling Ratio	Pressione al duomo P03 [bar]	Portata totale circolante [kg/s]	Titolo di uscita alla sezione di prova	Nome Acquisizione
46.89	38.56	0.32	25.54	0.0280	0.88	01-09-2016_1335
33.87	28.74	0.32	12.53	0.0232	0.71	01-09-2016_1402
23.61	20.37	0.32	6.93	0.0160	0.69	01-09-2016_1454
10.16	8.79	0.32	2.93	0.0156	0.28	01-09-2016_1525
5.63	4.83	0.32	2.00	0.0133	0.17	01-09-2016_1554
47.57	38.33	0.43	30.09	0.0279	0.83	05-08-2016_1115
33.68	28.36	0.43	13.21	0.0244	0.63	05-08-2016_1202
23.36	20.06	0.43	7.09	0.0238	0.43	05-08-2016_1243
11.13	9.61	0.43	3.20	0.0277	0.16	05-08-2016_1330
5.85	4.70	0.43	2.13	0.0285	0.06	05-08-2016_1416
32.13	26.71	0.43	13.53	0.0252	0.58	04-08-2016_1315
23.52	20.13	0.43	7.31	0.0250	0.41	04-08-2016_1206
50.19	36.91	0.50	54.71	0.0337	0.70	29-07-2016_1205
33.59	27.39	0.50	16.71	0.0258	0.58	27-07-2016_1208
25.91	20.44	0.50	13.74	0.0280	0.38	29-07-2016_1324
11.65	9.56	0.50	4.28	0.0297	0.15	29-07-2016_1426
50.15	35.75	0.64	62.66	0.0371	0.58	03-08-2016_1359
32.79	24.13	0.64	27.38	0.0352	0.35	03-08-2016_1443
23.98	17.28	0.64	18.65	0.0380	0.19	03-08-2016_1133
10.14	7.51	0.64	5.49	0.0397	0.06	03-08-2016_1242
34.12	20.62	0.69	58.54	0.0373	0.24	02-08-2016_1613
23.70	14.50	0.69	30.67	0.0374	0.15	02-08-2016_1349
10.44	7.16	0.69	7.09	0.0390	0.05	02-08-2016_1451

4.2.1. Analisi dei risultati ottenuti

Per valutare la dipendenza dei risultati dalle condizioni in ingresso sono stati realizzati i grafici riportati nel seguente paragrafo.

Il grafico di Figura 10 rappresenta i valori di pressione in funzione della potenza netta erogata, ovvero la potenza elettrica alla quale sono state sottratte le dispersioni stimante mediante la correlazione prima ottenuta.

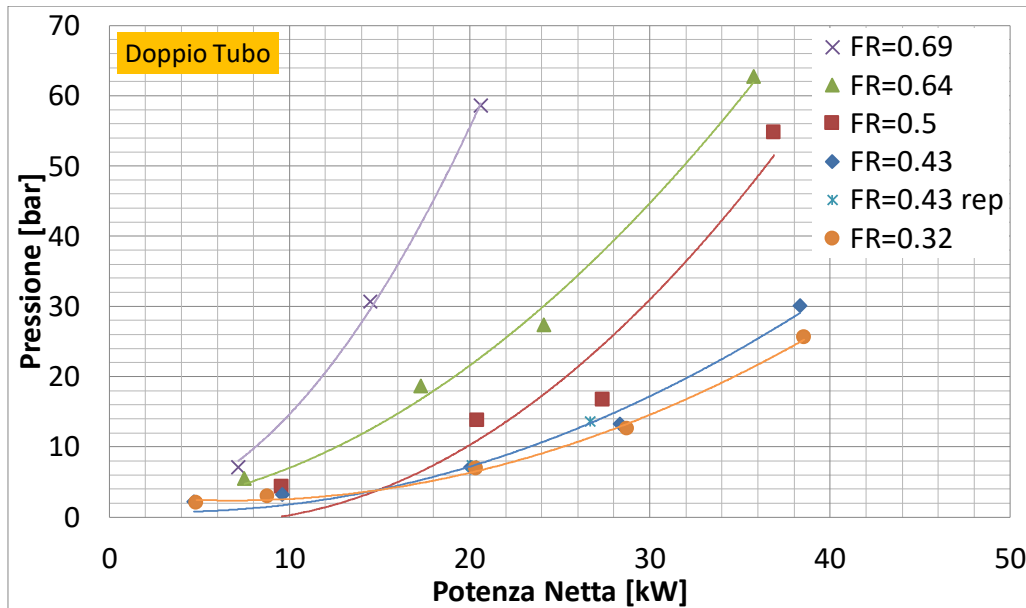


Figura 10 – Pressione di saturazione in funzione della potenza netta e del Filling Ratio.

In Figura 11, il grafico relativo alla portata massica complessiva in funzione del filling ratio e della potenza netta.

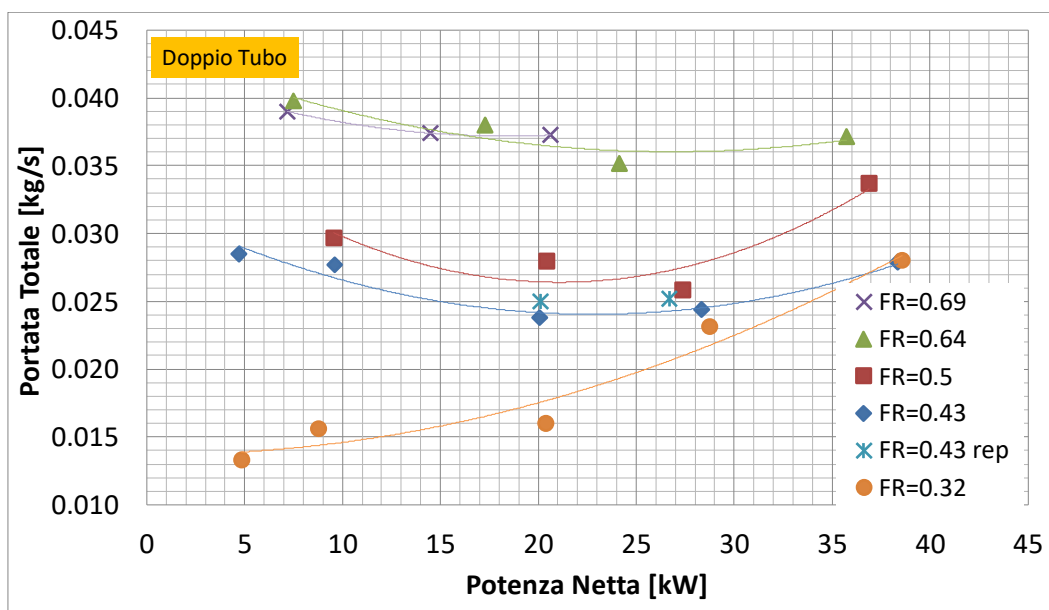


Figura 11 – Portata massica in funzione della potenza netta e del Filling Ratio.

Viene proposto, in Figura 12, il grafico del titolo in uscita dalla sezione di prova in funzione della potenza elettrica erogata e, in Figura 13, del titolo in funzione della pressione al duomo della sezione di prova.

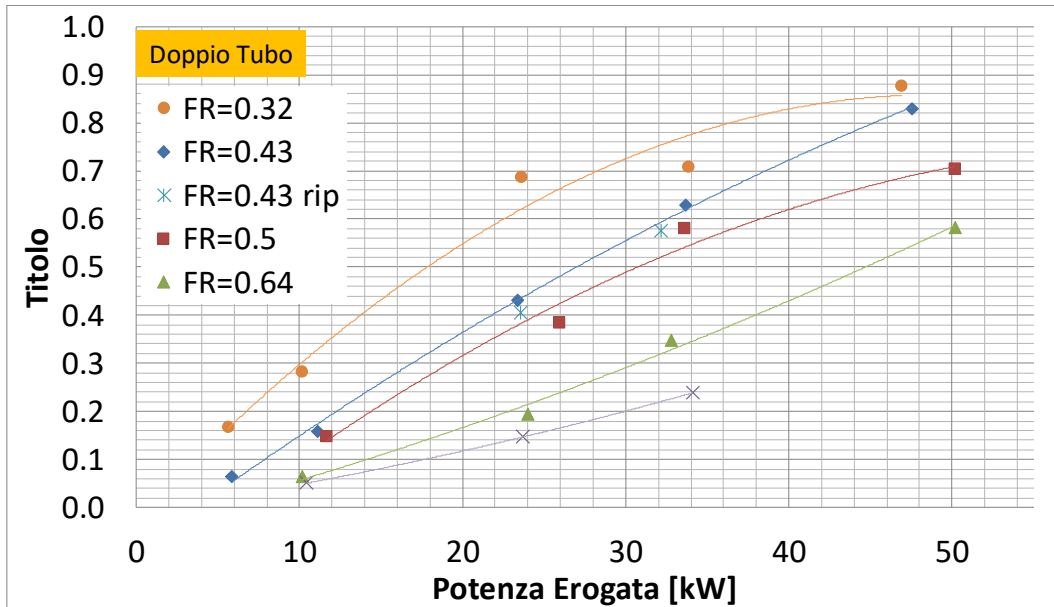


Figura 12 – Titolo in uscita in funzione della potenza erogata e del Filling Ratio.

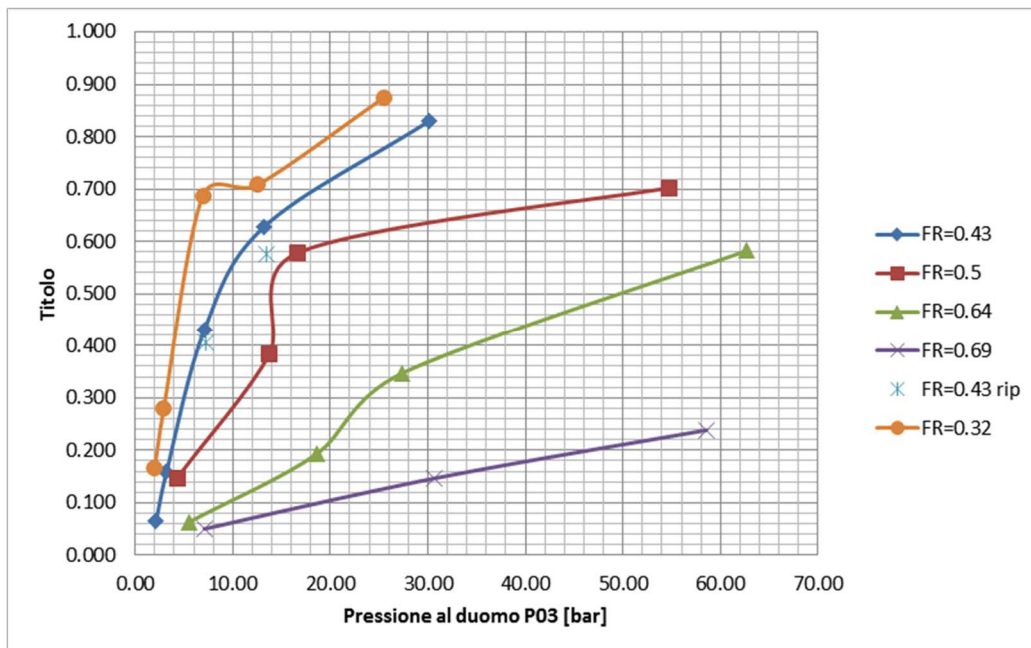


Figura 13 – Titolo in uscita in funzione della pressione al duomo e del Filling Ratio.

I parametri caratterizzanti lo scambio termico in corrispondenza del condensatore sono stati anch'essi plottati in Figura 14. In particolare, lo scambio termico obbedisce alla legge:

$$\dot{Q}_{cond} = S U \Delta T_{ml}$$

dove \dot{Q}_{cond} potenza scambiata al condensatore, S superficie scambiante (presa al lato interno tubo del condensatore), U coefficiente globale di scambio termico (riferito al lato interno del tubo del condensatore) e ΔT_{ml} salto di temperatura medio logaritmico espresso come:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(TF03 - TF05)}{\ln\left(\frac{TF03 - TF04}{TF05 - TF04}\right)}$$

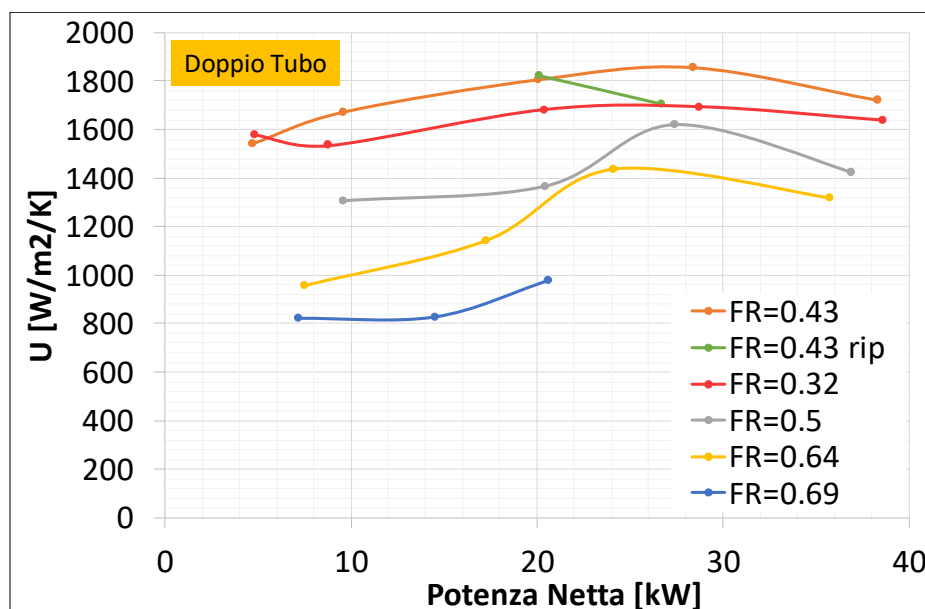


Figura 14 – Coefficiente globale di scambio termico del condensatore in funzione della potenza netta erogata e del Filling Ratio.

Dall'esame dei risultati in forma grafica si possono osservare alcuni andamenti caratteristici che sono descritti nei punti seguenti con anche alcune ipotesi sulle cause fisiche:

- ❖ Per Filling Ratio da 0.32 a 0.69, il circuito tende a pressurizzarsi maggiormente, in virtù del minor volume comprimibile, ma il titolo di uscita tende a ridursi.
- ❖ Per Filling Ratio da 0.32 a 0.64 la portata circolante nel circuito tende ad aumentare considerevolmente. Il trend in aumento sembra arrestarsi dal Filling Ratio 0.64 a 0.69.
- ❖ Il coefficiente globale di scambio termico al condensatore tende a diminuire dai Filling Ratio più bassi a quelli più alti: fanno eccezione i valori di 0.32 e 0.43 dove sembra si verifichi un'inversione di tendenza. Questo macro-comportamento è probabilmente dovuto all'allagamento del tubo inclinato del condensatore, che ridurrebbe la superficie interessata dalla condensazione.

- ❖ Per Filling Ratio da 0.32 a 0.64 il titolo di uscita in funzione della potenza elettrica erogata assume pendenze sempre minori. Da Filling Ratio 0.64 a 0.69 la pendenza rimane costante ma, in compenso, a parità di potenza, aumenta la pressione e, di conseguenza, la temperatura di saturazione.
- ❖ Per ciascun valore di Filling Ratio, la portata, all'aumentare della potenza netta erogata, presenta un minimo locale dovuta a due fenomeni contrastanti. Il primo di essi è l'aumento del titolo in uscita che riducendo la densità media della gamba calda fa aumentare le perdite di carico, riducendo quindi la portata circolante. Il secondo è la pressurizzazione, la quale determina, invece, un aumento della densità di gamba calda con conseguente diminuzione delle perdite di carico. L'aumento inizialmente più repentino del titolo può spiegare infatti il trend in leggera diminuzione della portata che si verifica dalle potenze più basse fino alle potenze intermedie, in virtù dell'aumento delle perdite di carico.

Per i vari valori di Filling Ratio l'impianto, per smaltire la potenza ad esso erogata, risponde agendo su due gradi di libertà, ovvero il salto di temperatura medio logaritmico a cavallo del condensatore e il coefficiente globale di scambio termico: il primo tende ad aumentare con la pressione del circuito, regolando quest'ultima la temperatura di saturazione; il secondo può aumentare o diminuire a seconda di come variano i coefficienti di scambio termico bifase con la portata e con la temperatura e, soprattutto, a seconda del livello di allagamento del condensatore. In quest'ultimo caso, oltre che il titolo è nuovamente rilevante anche la temperatura di saturazione: quanto più alta essa è, tanto più alta è la quantità di potenza termica scambiata e, di riflesso, di liquido condensato.

Questo, per i vari Filling Ratio, comporta una risposta diversificata all'aumento di potenza :

- ❖ per i Filling Ratio più bassi, in virtù del maggiore volume comprimibile a disposizione, l'aumento del titolo tende a prevalere su quello della pressione fino ad un determinato valore di potenza erogata in cui l'impianto tende a pressurizzarsi più di quanto non aumenti il titolo. Questo spiega le portate mediamente più basse (Figura 11) in quanto titoli di uscita più alti tendono a far crescere le perdite di carico sulla gamba calda. Titoli più alti in uscita determinerebbero anche un minor allagamento del condensatore con conseguenti coefficienti globali di scambio termico più alti e salti termici medi logaritmici più contenuti.
- ❖ Per i Filling Ratio più alti l'aumento di pressione in confronto a quello del titolo è più marcato in virtù del minore volume di comprimibile. Ciò spiega le portate mediamente più alte dovute al minor titolo. Il minore titolo raggiunto tenderebbe a causare un maggior allagamento del condensatore con abbattimento del coefficiente globale di scambio termico. In questo caso viene dunque privilegiato il grado di libertà del salto di temperatura medio logaritmico attraverso la pressurizzazione.

4.2.2. Comportamento oscillatorio osservato

Per alcune condizioni sperimentali sono state osservate oscillazioni di portata tra i due tubi. Questo fenomeno era già stato osservato durante le prove a circuito aperto realizzate nel 2015. Nella Tabella 9 sono evidenziate le condizioni che hanno dato luogo al fenomeno:

Tabella 9 – Tabella delle deviazioni standard della caduta di pressione all’orifizio di ingresso DP11.

Prove a due tubi: deviazioni standard DP11 [kPa]						
		Potenza elettrica erogata totale [kW]				
		50	33	22.5	11	5
FR	0.32	13.85	10.39	0.46	0.26	0.55
	0.43	0.43	0.48	0.40	0.42	0.63
	0.5	0.24	0.53	0.35	0.32	
	0.64	0.23	0.34	1.43	1.19	
	0.69		1.12	1.41	0.98	
	Osservati fenomeni di DWO					
	Nessun fenomeno oscillatorio osservato					

Si può vedere come le oscillazioni di densità si verificano in corrispondenza dei punti di matrice ove si ha un maggiore titolo in uscita dal generatore di vapore assieme ad una più bassa pressione.

5. SIMULAZIONI POST-TEST CON IL CODICE RELAP5

Nella precedente annualità PAR2015, i risultati dei test sperimentali condotti in circuito aperto per la caratterizzazione della sezione di prova HERO-2 sono stati utilizzati per la validazione post-test del codice di sistema RELAP5 [3]. In particolare i dati utilizzati erano quelli della revisione definitiva fatta da SIET nel documento. Il risultato di quell'attività può essere riassunto in una buona capacità del modello di riprodurre sia i test di caratterizzazione a singolo tubo, sia i test di instabilità a due tubi, a valle di una calibrazione che ha interessato: le perdite di carico attraverso l'orifizio e sul canale anulare, le perdite di calore verso l'esterno e la conducibilità termica dell'aria presente nell'intercapedine tra i tubi slave e inner.

Nel presente documento, il modello per RELAP5 usato nella precedente annualità per condurre una serie di simulazioni preliminari al fine di determinare la matrice di prova dei test in circuito chiuso è stato ripreso e calibrato. La calibrazione ha riguardato principalmente lo scambio termico del condensatore, fortemente sottostimato da RELAP5. Tutti i test a doppio tubo sono stati simulati.

Dopo una piccola introduzione del codice RELAP5 (§5.1), viene presentato il modello della facility HERO-2 per EHRS al §5.2 e i risultati ottenuti §5.3.

5.1. Il codice RELAP5

RELAP5 mod3.3 (Reactor Excursion and Leak Analysis Program) [5] è un codice di calcolo termoidraulico sviluppato da US-NRC (United States – Nuclear Regulatory Commission) in collaborazione con i paesi che hanno preso parte all'accordo CAMP (Code Applications and Maintenance Program) che rappresenta a tutt'oggi un codice di riferimento per simulazioni termoidrauliche, sebbene la Commissione stia spingendo per l'adozione del nuovo codice TRACE.

RELAP5 è sviluppato e utilizzato per studi che variano dal design al licensing di reattori ad acqua leggera, e per analisi di transitori operativi e incidentali. Inoltre, date le potenzialità del codice, esso è largamente usato per simulazioni termoidrauliche di una grande varietà di sistemi nucleari e non, sia ad acqua leggera sia con altri fluidi di processo.

Il codice RELAP5 usa un modello idrodinamico di tipo monodimensionale bifase monocomponente con la possibilità di tenere conto dell'eventuale presenza di gas incondensabili nella fase vapore o di un soluto non volatile nella fase liquida. L'ipotesi base del RELAP5 è di disequilibrio meccanico e termodinamico tra le fasi, ma permette anche di utilizzare modelli più semplici come quello omogeneo, dell'equilibrio termico e del moto senza attrito.

5.2. Il modello RELAP5 di HERO-2 per test EHRS

La nodalizzazione adottata è riportata in Figura 15 e in Tabella 10 una breve descrizione dei principali elementi che la compongono.

Il modello è stato preparato per la simulazione completa dei due tubi a baionetta, quindi i due tubi paralleli sono stati integralmente simulati in modo tale che le posizioni della strumentazione (termocoppie e prese di pressione) coincidessero con i centri di una mesh, mantenendo le lunghezze delle mesh pressoché costanti. Ne è risultata una meshatura piuttosto fine composta da circa 420 mesh totali. La parte riguardante la sezione di prova è stata mutuata dall'analisi post-test della campagna 2015 in circuito aperto.

Seguendo il flusso d'acqua a partire dall'orifiziatura in ingresso ai tubi (di cui un dettaglio è visibile in Figura 2), il flusso attraversa i canali discendenti 100 e 200 all'interno dei tubi slave per poi risalire gli anulari ascendenti 110 e 210 dove ha luogo la generazione di vapore. Il vapore proveniente dai due tubi viene convogliato nella camera vapore 311 e attraverso la tubazione di gamba calda 420 raggiunge il tubo di condensazione 430. Il tubo è leggermente inclinato di 3° per facilitare l'efflusso di liquido, come si può vedere nel disegno di piscina in APPENDICE B. Il condensato viene poi riportato alla sezione di prova attraverso la tubazione di gamba fredda 440. Completa il circuito primario della facility un sistema composto da una valvola motorizzata 325 e un volume tempo-dipendente 330 che hanno la funzione di scaricare acqua fino al raggiungimento di una certa quantità di massa residua all'interno del circuito, imposta con variabile di controllo, definendo così il FR di riferimento per il test.

Il volume complessivo della piscina di condensazione è stato suddiviso in tre volumi al fine di tenere in considerazione i fenomeni convettivi che si possono creare all'interno della piscina. La parte bassa, di altezza 20 cm, è suddivisa tra i volumi 500 e 501, di cui solo il primo è accoppiato termicamente con il tubo di condensazione. Il volume 502, anch'esso di altezza 20 cm, descrive la parte superiore della piscina dove si presenta il pelo libero di acqua a un'altezza di circa 5 cm. Il volume 502 è quindi messo in contatto con l'ambiente esterno alla pressione di 1 Atm e 20 °C attraverso 515 e 520, dove viene rilasciato il vapore generato. Per finire, un sistema composto da una valvola motorizzata e un volume tempo-dipendente con acqua a 20°C e 1 Atm provvede al reintegro di acqua in piscina per mantenere il livello a circa 25 cm, sufficienti a tenere il tubo di condensazione sotto battente.

Le strutture termiche simulate sono:

- ❖ la parete di accoppiamento tra tubo discendente e anulare ascendente dei tubi a baionetta, modellati con una struttura multistrato composta da AISI 304 e uno strato intermedio di aria secca con caratteristiche termiche di conducibilità $k=0.038$ W/m/K, e calore specifico $cp=1050$ J/kg/K
- ❖ la parete esterna di ciascun tubo, modellata con due strutture termiche separate con lo schema 2/3 – 1/3, ciascuna in AISI304 più un ulteriore strato dello stesso materiale in cui viene fatto generare calore per simulare i riscaldatori esterni.
- ❖ la parete del tubo di condensazione, modellata in AISI304 che accoppia il circuito primario con la piscina.

Anche tutte le altre tubazioni di gamba fredda e calda sono state simulate ma in generale si è considerato il sistema adiabatico. Considerare il sistema adiabatico comporta che la potenza imposta nella sezione di prova deve essere quella stimata da bilancio termico come potenza netta fornita al sistema.

Inoltre, dati gli scopi della presente campagna, si è considerata una distribuzione di potenza lineare e uguale in entrambe le zone.

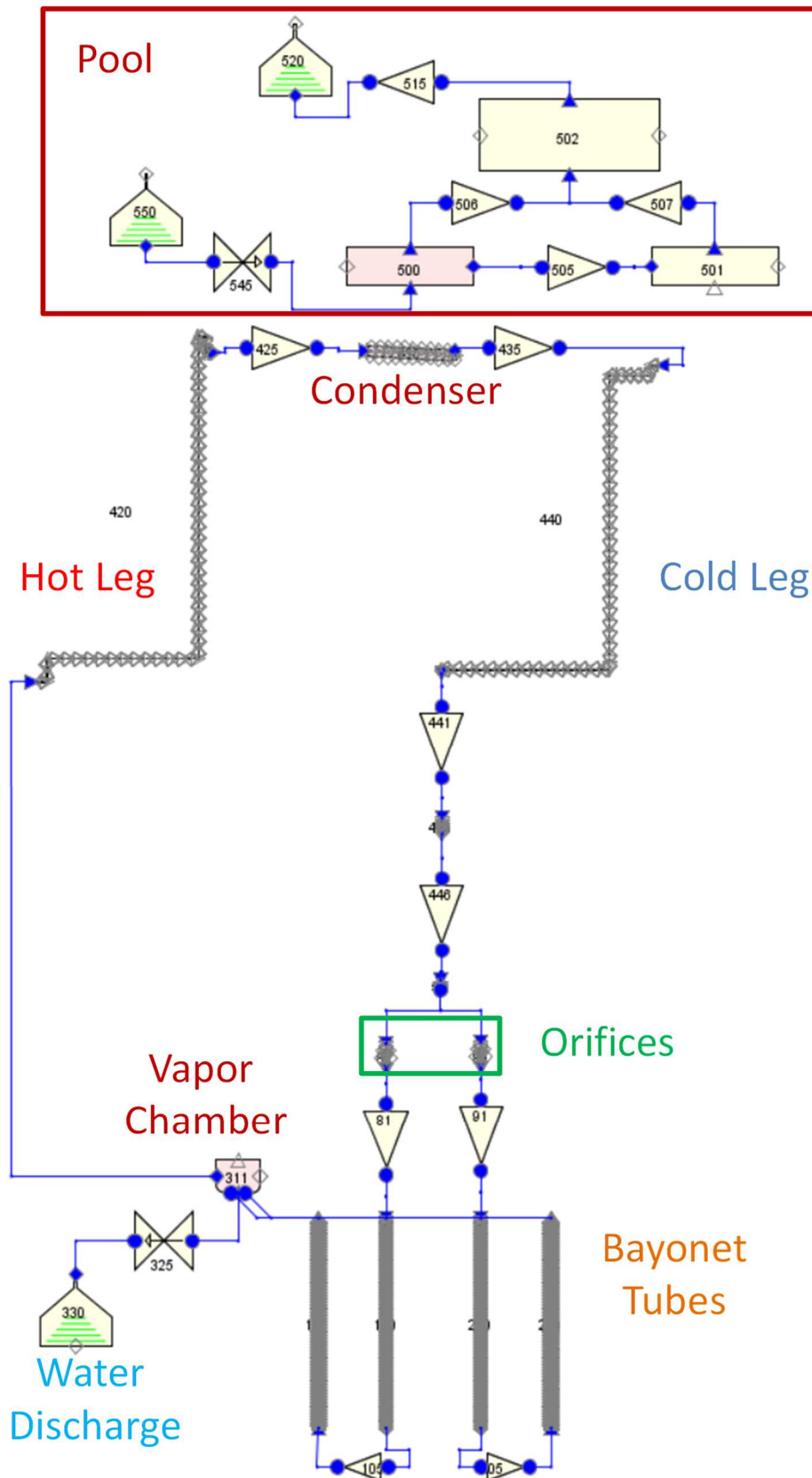


Figura 15 – Schema della nodalizzazione per RELAP5 del circuito di prova HERO-2 EHRs.

Tabella 10 – Descrizione degli elementi principali della nodalizzazione.

Numero	Tipo	Caratteristiche Circuito Primario
50	branch	Volume di separazione della portata sui due tubi
80 - 90	pipe	Regione di ingresso ai tubi con orifizio
100 - 200	pipe	Tubo centrale discendente
110 - 210	annulus	Regione anulare ascendente di generazione del vapore
311	branch	Volume della camera di vapore
420	pipe	Gamba calda
430	pipe	Tubo di condensazione immerso in piscina
440 - 445	pipe	Gamba fredda
325+330	mtrvvlv+tmdpvvl	Scarico di acqua controllato per raggiungere il FR desiderato
Caratteristiche Piscina		
500	snglvvl	Parte del volume di piscina accoppiato termicamente con il tubo condensatore
501 - 502	snglvvl	Volumi di piscina per promuovere la circolazione naturale al suo interno
515+520	sngljun+tmdpvvl	Condizione atmosferica in piscina
545+550	mtrvvlv+tmdpvvl	Reintegro controllato di acqua in piscina per mantenerne il livello
Strutture termiche simulate		
100-1 200-1		Parete a strati tra tubo discendente e ascendente (AISI304-Aria-AISI304)
110-1 210-1		Parete esterna con riscaldatore nella zona 2/3 inferiore
110-2 210-2		Parete esterna con riscaldatore nella zona 1/3 superiore
311-1		Parete della camera vapore
420-1		Gamba calda in AISI304
430-1		Parete scambiante tra condensatore e piscina
440-1		Gamba fredda in AISI304

Per quanto riguarda le perdite di carico è stata imposta una rugosità di 3.2 um per il calcolo delle perdite distribuite. Le perdite di carico concentrate della sezione di prova sono state calibrate nel precedente post-test con dati in circuito aperto mentre le perdite concentrate lungo loop dovute a cambi di direzione e area di passaggio sono state valutate con correlazioni in letteratura [6].

Permangono alcune incertezze che riguardano sia il modello che la stessa componentistica, e sono:

- ❖ l'effetto della distribuzione di potenza a «spot» dei tubi a baionetta,
- ❖ L'entità delle perdite di pressione nelle regioni anulari dovute a presenza dei cavi delle termocoppie e la calibrazione della perdita attraverso gli orifizi,
- ❖ le caratteristiche termodinamiche dell'aria nell'intercapedine tra tubo slave e tubo interno,
- ❖ l'effetto delle perdite di calore lungo tutto il circuito, che possono influenzare le densità di gamba calda e fredda,
- ❖ l'effetto della nodalizzazione RELAP5.

Queste incertezze potranno essere superate solo a valle della analisi post-test sia della campagna di caratterizzazione del componente HERO-2 svolta nel 2015, sia di quella presente.

5.3. Risultati dell'analisi post-test a due tubi

Come già spiegato al §3.4, la stima delle dispersioni termiche sperimentali viene effettuata attraverso bilanci termici, in cui alla potenza elettrica reale introdotta nella sezione di prova viene sottratta la potenza asportata in piscina, ma in alcuni casi le dispersioni risultano addirittura negative, non mostrate in Figura 9. Lo spread dei valori di dispersione rende molto difficoltosa la calibrazione del modello RELAP5.

Date le incertezze sulla valutazione delle dispersioni termiche, si è deciso di procedere con la simulazione dei test a doppio tubo con un modello adiabatico e l'imposizione della potenza sottratta in piscina come potenza generata dalla sezione di prova, nonostante la principale fonte di incertezza del termine $-\dot{m}_{F02}(h_{vs}(TF04) - h(1.013\text{bar}, 28^\circ\text{C}))$ dell'equazione riportata in §3.4 sia propria la portata misurata dal Coriolis \dot{m}_{F02} posto nella linea di carico dell'acqua di reintegro.

La calibrazione del modello che ha riguardato principalmente lo scambio termico del condensatore immerso in piscina è stata effettuata con il test a doppio tubo numero 13 caratterizzato da FR = 0.5 e potenza 50.2 kW. Questo test è stato ritenuto di riferimento in quanto condotto con un fattore di riempimento medio all'interno del campo investigato e alla massima potenza, cosa che dovrebbe ridurre l'effetto delle incertezze sulle misure.

Tutti i test a doppio tubo sono stati simulati e i risultati sono stati raccolti nei grafici che verranno commentati in seguito. In alcuni casi caratterizzati da FR bassi, le simulazioni non hanno mai raggiunto la convergenza a causa di temperature troppo elevate nelle strutture termiche, o inversioni di portata o pressioni eccedenti la pressione critica. I risultati di questi casi sono riportati adagiati in ascissa.

In Figura 16 è riportato il confronto tra le pressioni assolute simulate e misurate all'ingresso della sezione di prova HERO-2. In questo tipo di grafico i valori che si trovano in prossimità della diagonale sono ben simulati, mentre quelli che si trovano al di sopra o al di sotto denotano rispettivamente una sovra- o sotto-stima rispetto al valore sperimentale.

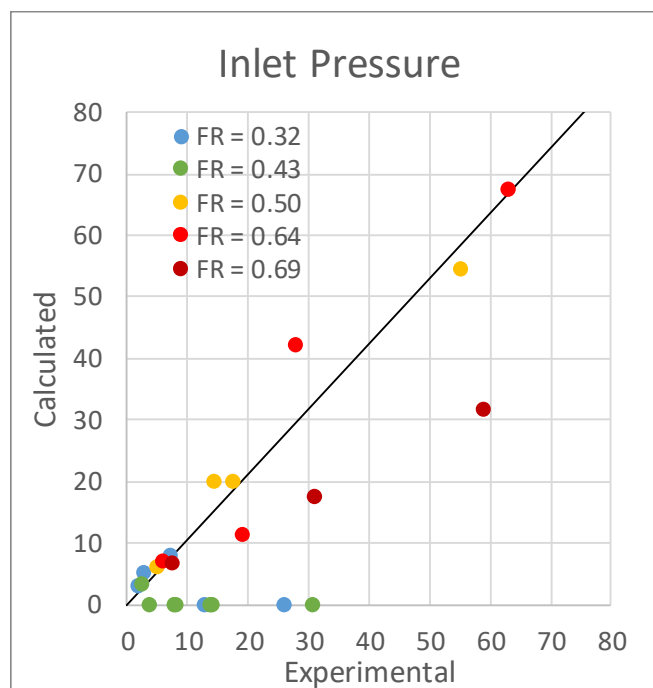


Figura 16 – Confronto tra pressioni assolute simulate e misurate all'ingresso di HERO-2.

Come è possibile vedere i test a $FR = 0.50$ e anche a $FR = 0.64$ sono sufficientemente ben riprodotti, così come i test a FR più bassi, almeno quelli che raggiungono uno stazionario. I test a FR più alto 0.69 tendono a divergere rispetto la diagonale ideale all'aumentare della potenza con una notevole sottostima della pressione di prova. Il grafico del confronto tra pressioni assolute simulate e misurate all'uscita della sezione di prova (camera di vapore) riportato in Figura 17 conferma le precedenti osservazioni.

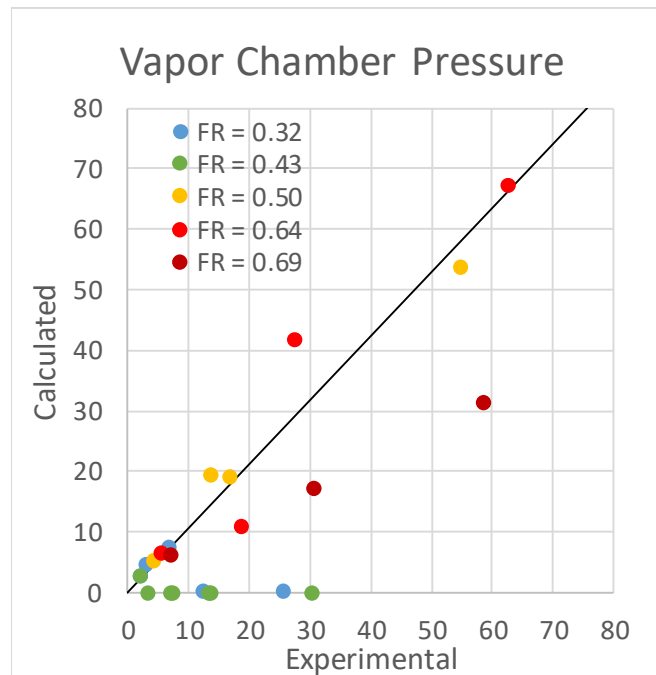


Figura 17 – Confronto tra pressioni assolute simulate e misurate all'uscita di HERO-2.

La Figura 18 e la Figura 19 riportano rispettivamente il confronto delle temperature simulate e misurate nella sezione di uscita di HERO-2 e in ingresso al condensatore. Tra queste due sezioni prende posto la gamba calda che essendo attraversata sempre da vapore saturo lavora alla temperatura di saturazione. I due grafici sono molto simili e gli scostamenti dalla diagonale sono frutto principalmente dell'errore nella stima della pressione di prova di ciascun test.

Da un confronto visivo tra la Figura 19 e la Figura 20 in cui sono riportati rispettivamente il confronto delle temperature in ingresso e all'uscita del condensatore è possibile apprezzare una leggera sottostima della temperatura in uscita al condensatore per i test a FR alti, che implica una generale piccola sovrastima del coefficiente di scambio termico in piscina.

Dal confronto visivo tra la Figura 20 e la Figura 21 in cui sono riportati rispettivamente il confronto delle temperature all'uscita del condensatore e all'ingresso di HERO-2, la cosiddetta gamba fredda, si può vedere lo spostamento delle temperature sperimentali (verso sinistra) dovute alle perdite di calore verso l'ambiente, non considerate nel modello di simulazione.

Va fatto notare che così come le temperature dei test sono effetto della pressione di prova, la pressione di prova è fortemente legata alle prestazioni di scambio termico del condensatore immerso in piscina. Le incertezze sui bilanci termici della campagna sperimentale impediscono di trovare una calibrazione univoca per il modello RELAP5 in grado di riprodurre correttamente tutti i test della campagna a due tubi.

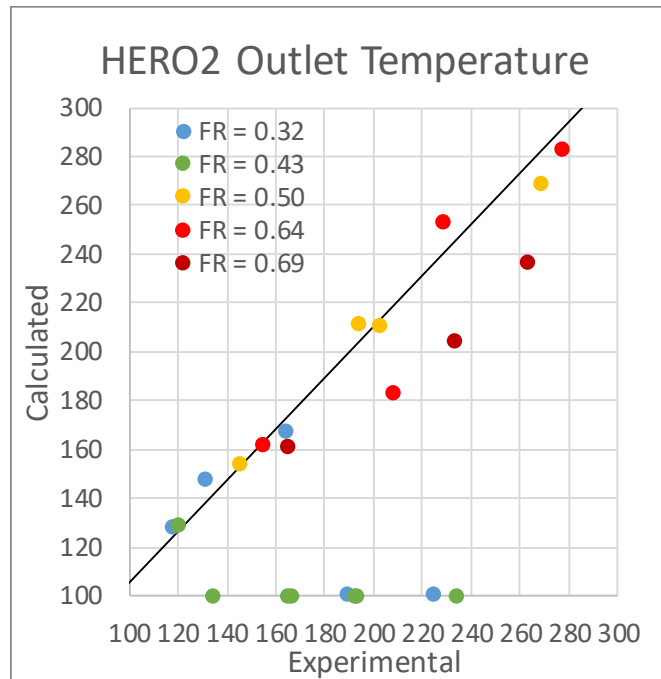


Figura 18 – Confronto tra temperature simulate e misurate all'uscita di HERO-2.

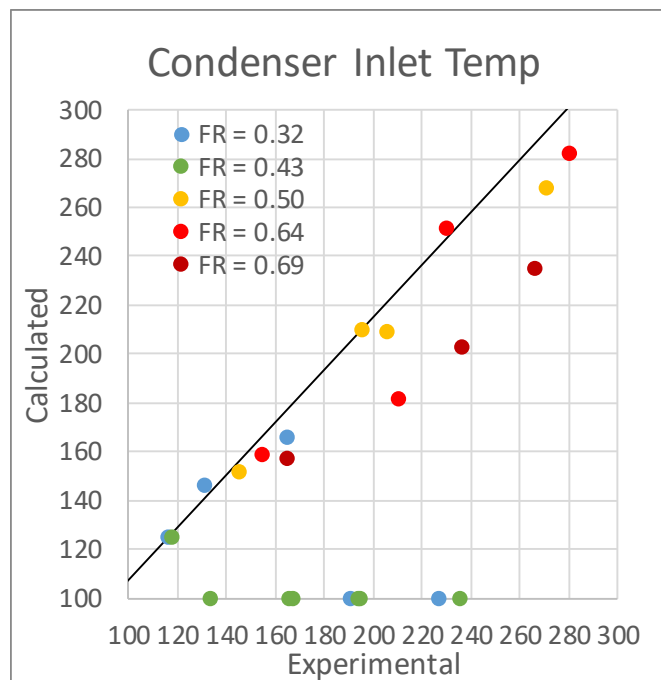


Figura 19 – Confronto tra temperature simulate e misurate all'ingresso del condensatore.

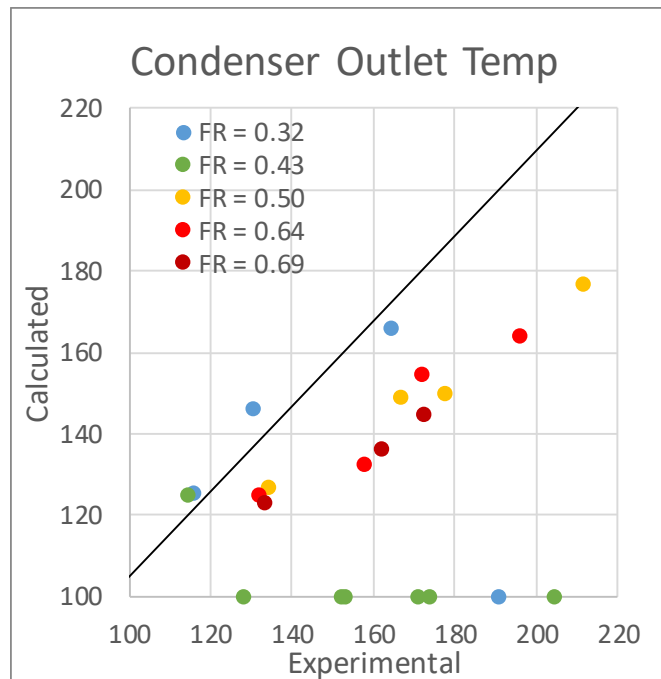


Figura 20 – Confronto tra temperature simulate e misurate all'uscita del condensatore.

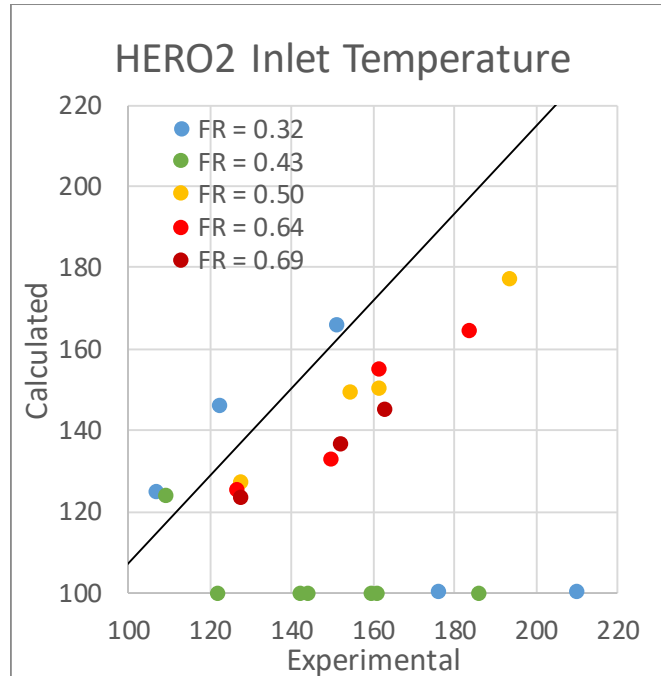


Figura 21 – Confronto tra temperature simulate e misurate all'ingresso di HERO-2.

Per finire, in Figura 22 è riportato il confronto tra le portate simulate e stimate dalle misurazioni effettuate in campagna di prova da cui si può apprezzare la generale sovrastima delle portate simulate rispetto quelle sperimentali. Questa è dovuta alle perdite di carico lungo il loop primario che attualmente non sono state oggetto di calibrazione.

Le perdite di carico e le condizioni di scambio termico tubo/piscina dovranno essere oggetto di attenta analisi nelle attività di simulazione future già pianificate. Allo stesso modo sarà necessario prendere in considerazione l'effetto dovuto alle perdite di calore lungo il loop. Anche nel corso di questa attività sono stati fatti molti tentativi di trovare un setting adeguato per il modello RELAP5 che prendesse in considerazione le perdite di calore ma i lunghi tempi di calcolo richiesti hanno fatto optare per l'uso di un modello adiabatico.

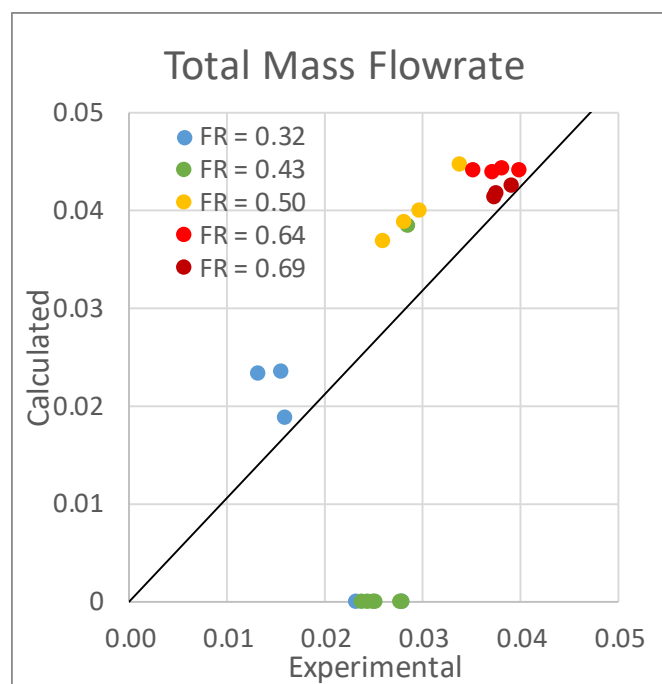


Figura 22 – Confronto tra portate simulate e stimate dalle misurazioni.

Uno studio di sensibilità è stato condotto allo scopo di capire l'effetto di un eventuale errore sulla stima sperimentale del FR che, date le piccole masse in gioco nel circuito primario, si ritiene possa avere una certa rilevanza. Per lo studio di sensibilità è stato considerato il test di riferimento 13 con FR = 0.5 e potenza 50.2 kW, mantenendo la potenza fornita costante e modificando il FR.

Con riferimento alla Tabella 11, che riassume l'effetto di un errore sulla valutazione del FR sulla pressione e sulla portata di prova, si può notare che la massa totale a freddo pesata all'interno del loop riempito di acqua è circa 19.5 kg. Il FR del test 13 è stato valutato in 0.506 corrispondente a una massa di acqua a freddo di 9.8527 kg. In queste condizioni di riferimento la simulazione RELAP5 fornisce un valore di pressione di 53.8 bar e portata 0.0448 kg/s. Introducendo un errore di -100 g sulla massa d'acqua nel circuito, corrispondente all'1%, la pressione simulata con RELAP5 scende di circa 1.5 bar. Con un errore di -500 g corrispondente al 5%, la pressione di saturazione scende addirittura di circa 8 bar rispetto al caso di riferimento. Anche le portate scendono in funzione dell'errore a causa di un aumento della fase vapore e quindi delle perdite di carico attraverso il loop.

Questo significa che piccoli errori di misura del FR possono comportare errori non trascurabili sulla simulazione della pressione di saturazione, così come evidenziato in Figura 23.

Tabella 11 – Effetto dell’errore di FR sulla pressione e sulla portata nel test 13

TEST 13	Massa [kg]	FR	Errore	Pressione [bar]	Portata [kg/s]
Massa totale a freddo	19.491				
Massa TEST 13	9.8527	0.506		53.78	0.0448
Massa -100 g	9.7527	0.500	1%	52.21	0.0444
Massa -500 g	9.3527	0.480	5%	45.91	0.0428

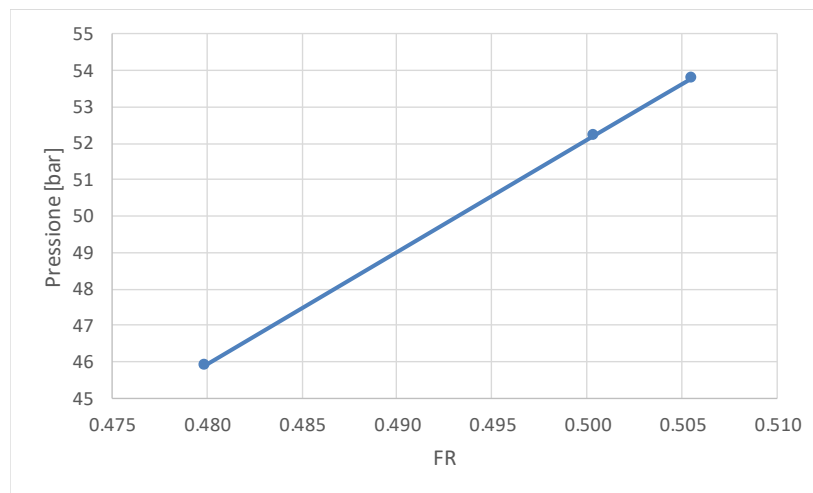


Figura 23 – Effetto della variazione (errore) di FR sulla pressione di prova.

Un'altra problematica che può avere una certa rilevanza sulla qualità dei dati sperimentali prodotti nella scorsa annualità è legata al serraggio dei riscaldatori riscontrata nella recente campagna svolta su HERO-2. All'inizio della campagna di quest'anno alcune resistenze sono state sostituite a causa di guasti, questo ha comportato lo smontaggio completo della sezione di prova. In questa circostanza si è notato che tutti i serraggi delle resistenze si erano rilassati, problema che inevitabilmente si riflette sulla stima della potenza reale fornita all'impianto, al netto delle perdite di calore. Non è dato sapere se questo problema abbia avuto effetto anche nella passata campagna EHRS.

6. CONCLUSIONI

A partire dal PAR2014 dell'Accordo di Programma MiSE-ENEA, una collaborazione tra ENEA, SIET e POLIMI ha svolto attività di sperimentazione a supporto della caratterizzazione di scambiatori con tubi a baionetta allo scopo di acquisire dati di base per la caratterizzazione dei tubi a baionetta e sulla possibilità di impiego come generatore di vapore in reattori di tipo SMR. Nel corso di precedenti annualità, presso i Laboratori SIET, era stato realizzato e testato un circuito di prova per generatori di vapore a tubi elicoidali. Questo circuito è stato adattato e utilizzato per testare una sezione di prova a due tubi a baionetta chiamata HERO-2. SIET si è occupata negli anni successivi del montaggio, della realizzazione di prove termoidrauliche e della collezione dei dati scaturiti da una serie di campagne sperimentali.


La prima campagna svolta in circuito aperto era volta alla caratterizzazione dello scambio termico e delle condizioni di instabilità dei due tubi in parallelo (PAR2014). Nella prima annualità del PAR 2015-2017 si era provveduto alla chiusura del circuito attraverso la connessione con un tubo di condensazione immerso in piscina per il trasferimento del calore al pozzo termico, e all'esecuzione di una nuova campagna sperimentale mirata a caratterizzare il comportamento della sezione di prova HERO-2 in circolazione naturale.

L'oggetto di analisi numerica della presente annualità è stato quest'ultima campagna che forniva informazioni sul comportamento termoidraulico di un sistema di raffreddamento di emergenza (Emergency Heat Removal System, EHRS) per la rimozione passiva del calore di decadimento in condizioni rappresentative di reattori SMR ad acqua pressurizzata. L'analisi post-test effettuata con il codice RELAP5mod3.3 ha sfruttato i risultati delle analisi effettuate sui test di caratterizzazione del componente che hanno permesso la messa a punto del modello della sezione di prova.

Il modello per HERO2-EHRS, ed in particolare una sua versione in cui il loop è considerato adiabatico, è stata usata per l'analisi post-test a doppio tubo imponendo nella sezione di prova la potenza sottratta in piscina. Il modello calibrato ha fornito risultati non adatti ad una corretta comprensione delle diverse fenomenologie presenti nella matrice di test, con ampie differenze nella valutazione delle pressioni di saturazione e con portate generalmente sovrastimate. Questo potrebbe dipendere da alcune incertezze sui dati sperimentali, oltre che da alcuni limiti del modello nella simulazione dello scambio termico del condensatore immerso in piscina. Infatti, nonostante una certa autoconsistenza, la campagna sperimentale mostra alcuni problemi sui bilanci termici di ciascun test legati ai lunghi tempi di regimazione. Inoltre, la stessa potenza elettrica misurata potrebbe non essere quella effettivamente fornita alle barre (al netto delle heat loss) a causa del rilassamento del serraggio dei riscaldatori riscontrata al termine della campagna sperimentale. Una serie di calcoli di sensibilità hanno poi evidenziato come piccoli errori nella valutazione del FR possano portare a grandi errori nella stima della portata e della pressione di saturazione.

In futuro, il modello RELAP5 non potrà prescindere dalla simulazione delle perdite di calore e la calibrazione dovrà essere effettuata sulle misure con minore incertezza cioè temperature, pressioni e pressioni differenziali, avvalendosi inoltre di nuovi dati sperimentali che sono stati prodotti nella corrente annualità con l'obiettivo di ridurre le incertezze che in particolare riguardavano la stima della potenza effettivamente trasportata nel circuito.

L'attività svolta da POLIMI presentata in questo rapporto ha continuato la precedente indagine sullo scenario di SBO in un SMR integrato di tipo sommerso (Flexblue© di DCNS), finalizzato a confrontare le prestazioni di due configurazioni di generatori di vapore, una con tubi elicoidali e l'altra con tubi a baionetta. L'analisi era stata sviluppata con un approccio numerico e il sistema era stato simulato con il codice di sistema RELAP5-Mod3.3 basandosi anche sulla caratterizzazione sperimentale degli scambiatori effettuata in SIET. In questo lavoro è stata eseguita un'analisi parametrica sulla superficie di scambio termico del generatore di vapore, simulando l'incidente di SBO in caso di guasto di un

 Ricerca Sistema Elettrico	Sigla di identificazione ADPFISS – LP1 – 090	Rev. 0	Distrib. L	Pag. 35	di 63
--	--	------------------	----------------------	-------------------	-----------------

modulo GV e, di conseguenza, di 2 treni di condensatori. I risultati hanno rivelato che, per entrambe le configurazioni, il guasto di un modulo può rappresentare un problema critico al fine di garantire il raffreddamento sicuro delle barre di combustibile. In entrambi i casi il livello del liquido collassato scende fino alla parte alta del nocciolo attivo, e in alcuni momenti ancora più in basso. La pressione primaria diminuisce fino al valore atmosferico, aumentando così la produzione di vapore, soprattutto per il GV a baionette. Il prosieguo di questa attività dovrebbe includere la verifica di questi risultati. Lo scenario di SBO dovrebbe essere simulato con altri codici di sistema, ad es. APROS 6, al fine di valutare l'affidabilità delle simulazioni con RELAP5.

ACRONIMI


DWO	Density Wave Oscillation
EHR	Emergency Heat Removal System
FR	Filling Ratio
GV	Generatore di Vapore
SAD	Sistema di Acquisizione Dati
SMR	Small Modular Reactor
TC	Termocoppia/e

BIBLIOGRAFIA

- [1] M. Polidori, O. De Pace, D. Balestri e A. Achilli, «Progettazione, realizzazione ed interpretazione di prove termoidrauliche di base su generatori di vapore con tubi a baionetta,» ADPFISS – LP1 – 049, 2015.
- [2] M. Polidori, O. De Pace, D. Balestri e A. Achilli, «Progettazione, realizzazione ed interpretazione di prove sperimentali per la simulazione del comportamento di un sistema passivo con scambiatore a baionetta per la rimozione del calore di decadimento,» ADPFISS – LP1 – 069, 2016.
- [3] M. Polidori, O. De Pace, D. Balestri e A. Achilli, «Validazione dei modelli RELAP5 dello scambiatore di calore HERO-2,» ADPFISS – LP1 – 068, 2016.
- [4] D. Rozzia, A. D. Nevo e M. Tarantino, «Fornitura scambiatore di calore a tubi a baionetta (HERO-2),» 2015.
- [5] C. D. Fletcher e R. Schultz, «RELAP5/MOD3.3 Code manual,» *NUREG/CR-5535, INEL-95/174, Idaho National Engineering Laboratory*, Gennaio 2002.
- [6] I. Idelchik, *Handbook of Hydraulic Resistance*, 3rd a cura di, Jaico Publishing House, 2003.
- [7] G. Ponti e e. al., «The role of medium size facilities in the HPC ecosystem: the case of the new CRESCO4 cluster integrated in the ENEAGRID infrastructure,» *Proceedings of the 2014 International Conference on High Performance Computing and Simulation*, n. HPCS 2014, art. no. 6903807, 1030-1033.

RINGRAZIAMENTI

Le risorse computazionali e il relativo supporto tecnico utilizzato in questo report sono stati forniti dall'infrastruttura CRESCO/ENEAGRID High Performance Computing e dal suo staff [7]. L'infrastruttura è finanziata da ENEA e da programmi di ricerca Europei, vedi <http://www.cresco.enea.it/>.

 ENEA Ricerca Sistema Elettrico	Sigla di identificazione ADPFISS – LP1 – 090	Rev. 0	Distrib. L	Pag. 37	di 63
---	--	------------------	----------------------	-------------------	-----------------

APPENDICE A – RAPPORTO POLIMI

Viene riportato di seguito il documento redatto da POLIMI in lingua inglese finalizzato al confronto prestazionale di due generatori di vapore, uno a tubi elicoidali e l'altro a tubi a baionetta, inserite nel design di un SMR integrato in funzionamento passivo nelle condizioni incidentali di Station-Black-Out.



POLITECNICO DI MILANO

Dipartimento di Energia - Nuclear Reactors Group

C.2.2 Validazione del modello RELAP5 della sezione di prova HERO-2 in circolazione naturale ed applicazione a PWR SMR

Validazione del modello RELAP5 di un sistema DHR in circolazione naturale tramite analisi di post-test e analisi del comportamento di tale sistema in SMR di tipo PWR

Station Black-Out: parametric analysis on Steam Generator heat transfer surface

Autori

Ing. Marco SANTINELLO

Prof. Marco RICOTTI

CERSE-POLIMI RL 150/2017



Indice

SOMMARIO	3
1. Introduction	4
1.1 Background	4
1.2 Overview of previous activity	4
2. Model	6
3. Solving strategy	8
4. Results	9
4.1 Overview	9
4.2 Helical coil steam generator – half surface	9
4.3 Bayonet tube steam generator – half surface	13
4.4 Main remarks	16
5. Summary, final remarks and follow-up	18
REFERENCES	19



SOMMARIO

Questo report illustra un'attività modellistica nella quale si vuole confrontare il comportamento di due configurazioni di Generatori di Vapore (GV), una con tubi elicoidali e l'altra con tubi a baionetta, inserite nel design di un SMR integrato in funzionamento passivo durante uno scenario incidentale di Station Black-Out (SBO). Il lavoro è stato realizzato dal Gruppo Impianti Nucleari del Politecnico di Milano utilizzando il codice di sistema RELAP5 versione Mod.3.3. Il design sottomarino Flexblue©, un impianto nucleare modulare di piccola taglia (500MW_t) progettato dall'azienda francese DCNS, è stato preso come riferimento per la definizione del layout dei vari componenti.

Il lavoro qui presentato costituisce un ampliamento dello studio del precedente del Piano Annuale di Realizzazione 2015, dal titolo: "Validazione dei modelli Relap5 dello scambiatore di calore HERO-2 - SMR and Passive Safety System with Bayonet-type Heat Exchanger: Station Black-Out scenario and comparison with an Helical Coil Heat Exchanger". Esso consiste in uno studio di sensitività rispetto al funzionamento del generatore di vapore e del condensatore esterno: mentre nell'analisi precedente si era simulato il funzionamento del sistema di sicurezza passivo solo rispetto alle in condizioni nominali, ora si vuole studiare l'efficacia della rimozione del calore nel caso in cui falliscano uno o più moduli del generatore di vapore e/o del condensatore esterno e la superficie disponibile per lo scambio termico risulti ridotta rispetto alle condizioni nominali. Anche in questo studio si considerano due design per il generatore di vapore: una configurazione a tubi elicoidali ed una a tubi a baionetta. Le simulazioni modellizzano il circuito primario, il circuito secondario e uno scambiatore d'emergenza posizionato sopra lo scafo di Flexblue©, collegato direttamente al generatore di vapore e immerso direttamente nell'acqua di mare, la quale funge da pozzo freddo infinito. È stato simulato un transitorio di 5 ore a partire dall'istante in cui è attivato lo spegnimento rapido del reattore. Sia per la configurazione con tubi elicoidali che per quella con tubi a baionetta sono stati utilizzati modelli e nodalizzazioni validati in precedenti lavori con dati sperimentali.



1. Introduction

1.1 Background

The work here presented concerns a modeling activity of a Station Black-Out (SBO) scenario in a submerged Small Modular Reactor (SMR). The reference design is Flexblue, a 160 MWe, transportable and subsea-based nuclear power unit operating up to 100-meter depth several kilometers away from the shore, proposed by the French company DCNS [1]. In a post-Fukushima world, its safety features are particularly relevant. The immersion provides inherent protection against most external aggressions including tsunamis, extreme weather conditions and malevolent actions. The vicinity and the availability of an infinite, permanent heat sink – the ocean – enhances the performance of the safety systems which, when designed to operate passively, considerably extend the grace period given to operators in case of accident. Several companies and research institutes are working on the development of such design [2]. The reactor design to be placed inside the Flexblue hull has not been decided yet. POLIMI [3] proposed an integral layout, a re-adjustment of IRIS in order to fulfil the output power requirement of 160 MW and fit the 14-m diameter of the reactor containment [4]. Such design is the reference for this work.

1.2 Overview of previous activity

This report illustrates the continuation of the modeling activity performed in the PAR 2015, where the behavior of an Emergency Heat Removal System (ERHS) has been simulated in as Station Black Out (SBO) accident scenario. Those simulations were aimed at observing if, under the given layout and circumstances, it is possible to ensure sufficient core cooling only by natural convection. In case of a SBO event, core scram occurs and the Emergency Heat Removal System (ERHS) starts operating, establishing a natural circulation flow aimed at keeping the temperature of the fuel rods below safety limits. This circuit has an external condenser that allows the rejection of the decay heat directly to the ocean. Seawater acts as an infinite cold sink and its capability to absorb large amount of heat, without local heating phenomena has been demonstrated in [5]. The scenario analyzed supposed that both primary and secondary systems remains intact during all the transient.

The work has been mainly focused on the comparison between the potentialities of two different configurations of SG, i.e. with helically coiled tubes and with bayonet tubes, to remove the decay heat from the core and reject it to the external seawater. A SBO scenario has been simulated for both these type of SGs alternatively, in order to understand if such solutions are adequate to be used in the design under analysis and to evaluate differences between the evolutions of the accident.

Simulations have been performed using the system code RELAP5 Mod 3.3, a simulation tool developed at Idaho National Laboratory (INL) for the U.S. Nuclear Regulatory Commission (NRC). It is well known and widely adopted in the nuclear sector to simulate single phase and two-phase flow fluid dynamics, especially in tube-type geometries. The nodalization is based on a work by Ricotti et al. [6], which simulates a SBO scenario for IRIS reactor, adapted to the current case using data of IRIS4Flexblue from Baldocchi et al. [4]. Results have evidenced that both systems can adequately remove the decay heat from the core during the first 5 hours of a SBO scenario. The temperature of the water in the core remains always below safety margins and fuel rods are always



covered by at least 3 meters of liquid water. The bayonet tube configuration can exploit a geometry that is more adapt for the onset of natural circulation. Results have shown that secondary loop mass flow rate is much higher using bayonet tube SG than with helical coil SG. In addition, heat transfer mode for the case with the bayonet tube is liquid-liquid, while in the helical coil SG there is steam production for the entire simulated transient. However, some concerns exist about the effective possibility to adopt such configuration to the IRIS4Flexblue SMR, since several complexities may arise for the design of the headers. On the contrary, the helical coil SG can ensure more compactness and adaptability.

2. Model

The model used in the current analysis is identical to that of the previous activity. Primary and secondary circuits are nodalized and modeled with a 1D approach, in order to be suitable for RELAP5 system code. The model consists of:

- ⇒ the primary circuit, which includes the core, the pressurizer, the primary side of the SG and other minor components;
- ⇒ the secondary circuit, which includes the secondary side of the SG, the condenser exchanging with external seawater and the piping.

The authors refer to the LP1. C2.3 – PAR 2015 [6] for the description of the model features and dimensions. Figure 1-2 show the configurations with the helical and the bayonet tubes steam generators, while Figure 3 shows the Relap5-Mod3.3 nodalization.

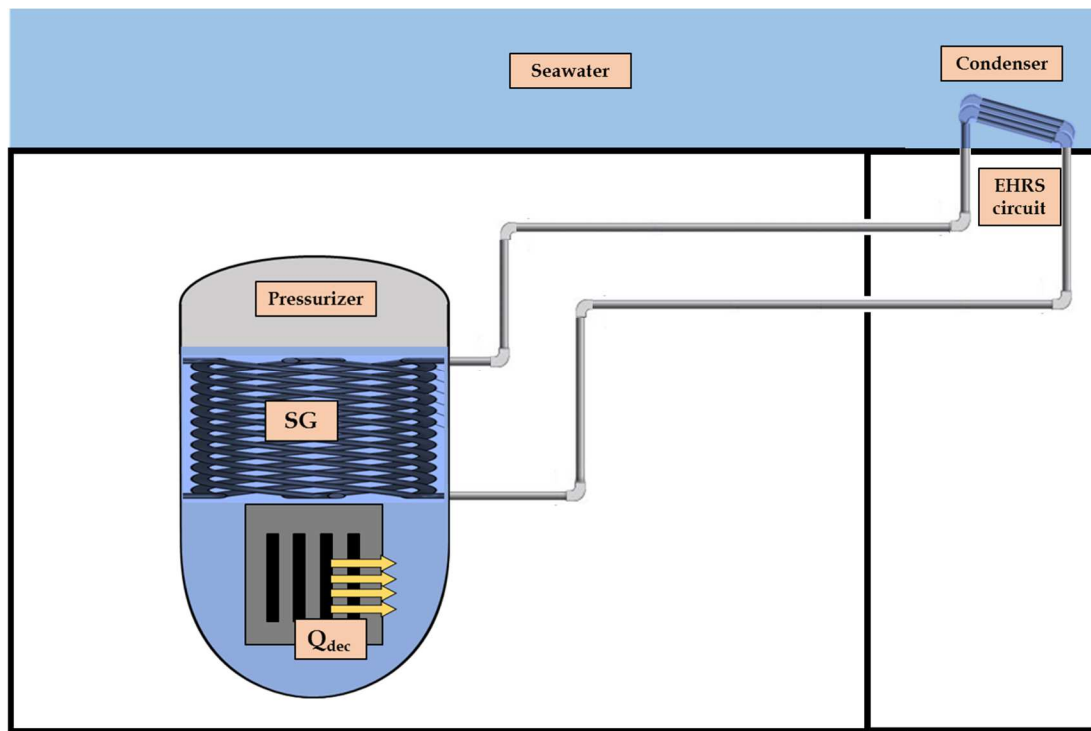


Figure 1. Configuration of the EHRS with helical tubes steam generator

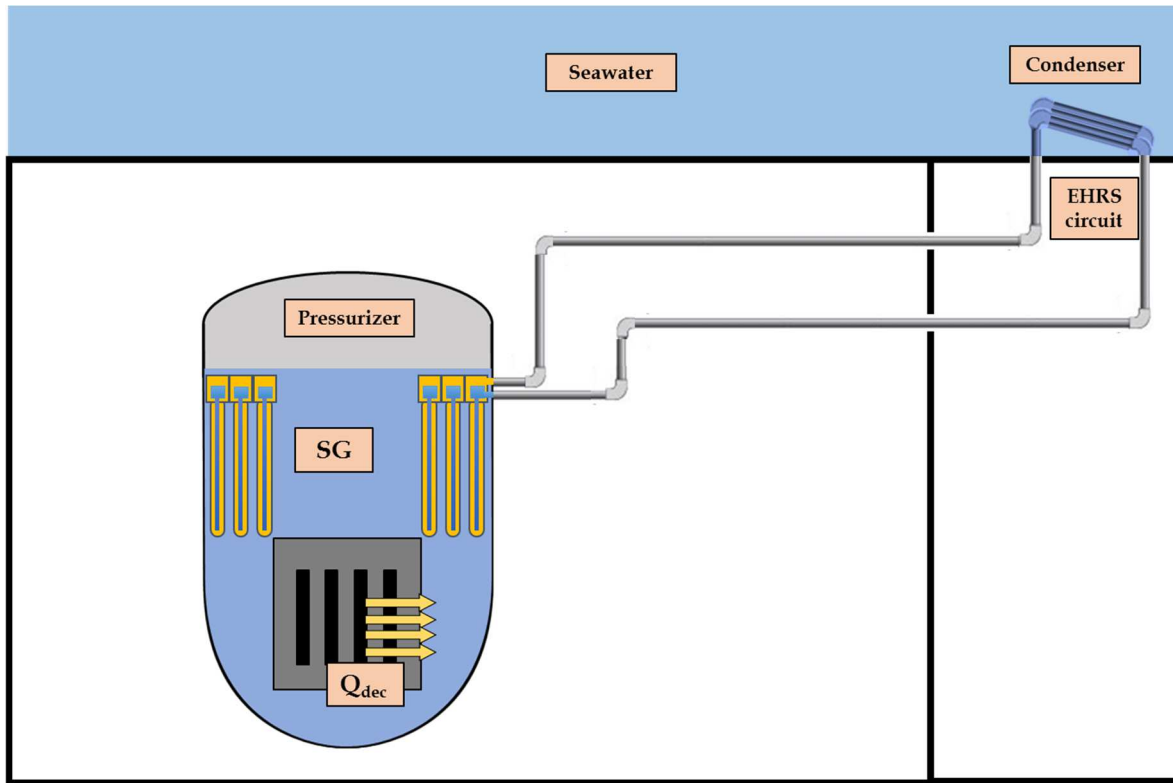


Figure 2. Configuration of the EHRS with bayonet tubes steam generator

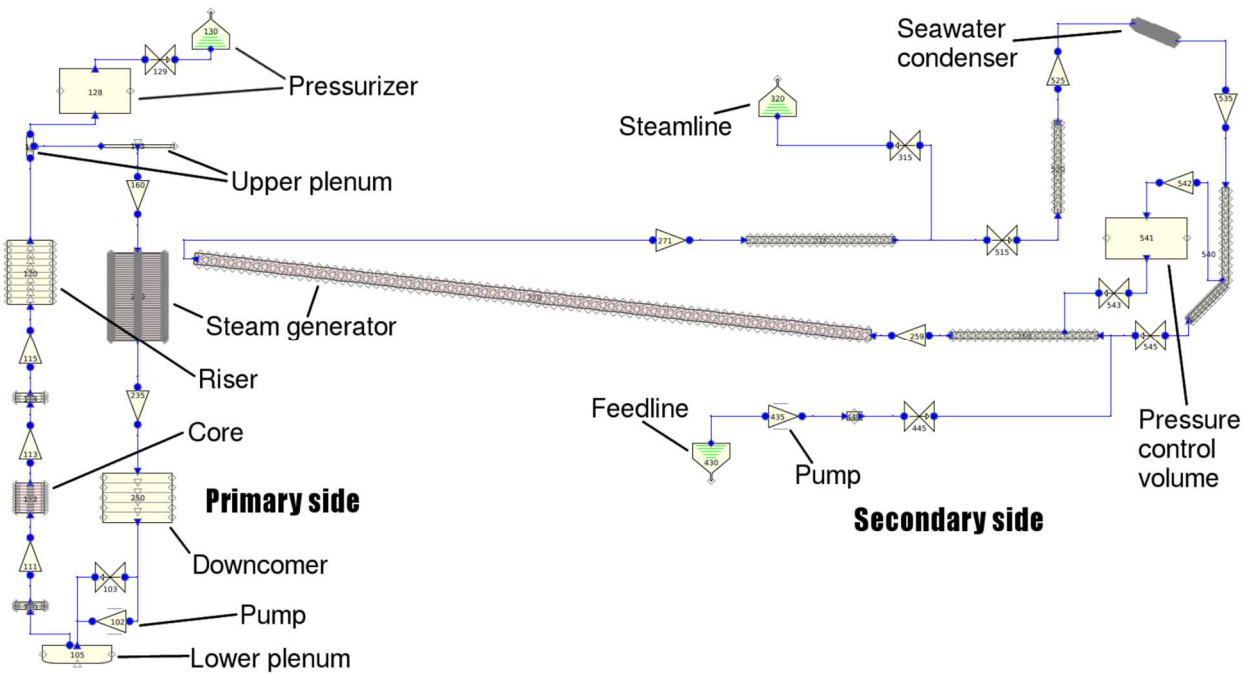


Figure 3. Schematic of nodalization of primary and secondary circuits (helical case)



3. Solving strategy

The transient study investigates how the system reacts and evolves to the SBO event from an operational full-power state. The simulation never reaches a steady state, because the decay power has an exponential decrease. The investigation is focused on the first 5 hours (18000s) from the start of the SBO.

The transient simulation is divided into two parts by the scramming event.

- ⇒ The first 1500 s are necessary to the system to reach a full-power steady state from the initial condition we imposed; the system works at nominal conditions until the scram.
- ⇒ When the scramming event occurs, the system goes under SBO state and evolves naturally for 18000 s without any external control.

The scramming event is simulated imposing a sudden power drop at $t = 0$ s from a situation of constant full power; from this moment on, the core power decreases following an exponential law. At that time, primary and secondary pumps stop with an inertia of 60 seconds and then, natural convection driven flows start. A set of auxiliary valves isolate the pumps, the pressurizer and the steam /feed line from their respective loop. In addition, other valves connect the secondary loop to the EHRS. To simulate the failure of a part of the steam generator, at time 1510 the SG heat transfer surface and the secondary side cross flow area are halved with respect to the reference parameter. Assuming that the SGs are composed of two modules, this procedure allows simulating the behavior of the system if only half of the SG surface is available for heat transfer. If two condenser trains are associated to each SG module, the failure of one module implies also the halving of the external heat transfer surface.

About the heat transfer correlations used in the SGs, boundary conditions in the external heat exchanger and in the reactor core, initial conditions, numerical solving and validation, the authors refer to the to the LP1. C2.3 – PAR 2015 [6].



4. Results

4.1. Overview

Because of the quite long computational time, the results obtained with this simulation are limited to the first 5 hours (18000s) since the scram. Hence, all the comments and conclusions that are described in this paragraph are intended to be valid only for this lapse of time. In all the following graphs, the scram event occurs at $t = 0$. Negative times include the transient that leads the system from the initial conditions to the operating full-power steady state. To understand the real outcome of this parametric analysis, one should note that the system operates in a heat flux imposed condition. This means that, when almost-stationary conditions are reached, the total decay power is always transferred to the secondary side and to the external sink. The simulations are aimed at verifying if, during the transient, the thermal-hydraulic conditions at which Heat Transfer (HT) occurs are safe for the fuel rods. Therefore, the effects of halving the HT surface does not have influence on the power transferred to the exterior, but on the average temperature of the primary system and production of steam in the core.

The next paragraphs show, for the helical and the bayonet SG, the results of the parametric analysis. Considering the SG made of two modules and the condenser composed of 4 trains, the two parametric cases consider that the EHRS has available 1 SG module and 2 condenser trains.

4.2. Helical coil steam generator – half surface

The failure of one SG module, with consequent unavailability of two condenser trains, halves the HT surface of the heat exchangers. This fact has a strong impact on the thermal-hydraulic conditions of the primary circuit. To transfer the decay power, the global primary temperature needs to be higher and therefore there is a larger production of steam in the core with respect to the case with the total SG area available. Few hours after the scram, the collapsed liquid level in the core (Figure 4) drops very dangerously: at $t=9000$ s it is very close to the top of active core. Then, it rises a little bit thanks to the decreasing of decay power. The situation is much more critical than in the Ref. case, where the collapsed liquid level remained always by far higher than fuel rods height.

The system is depressurized only by the cooling and there is no need to open depressurization valves (Figure 5). The total power exchanged through the SG and condenser (Figure 6) is anyway greater than the decay power throughout all the transient, since at the beginning of the transient the system must exchange also the heat stored in the primary fluid. For roughly two hours, the heat exchange is higher through the SG is higher than through the condenser. This means that in that period the heat is accumulated in the secondary circuit.

The quality at the outlet of SG secondary side (Figure 7) is quite low and in the final part of the transient the fluid is almost single-phase liquid. The reduced enthalpy jump of the half surface case is balanced by the mass flow rate on secondary side, which is higher in half surface case than in Ref. case (Figure 8) because of lower pressure drop of the liquid single-phase flow regime with respect to two-phase one. This happens because the system operates at imposed power: in principle, if the heat transfer area is reduced, consequently the system needs a higher temperature difference between primary and secondary sides of SG. Hence, on average the primary side is hotter and the secondary colder, with respect to the reference case. The same process is observed in the condenser with two

trains available: the internal average fluid temperature (Figure 9) needs to be higher than in Ref. case, since the external temperature is fixed. The higher mass flow rate also ensures a higher heat transfer coefficient (Figure 10).

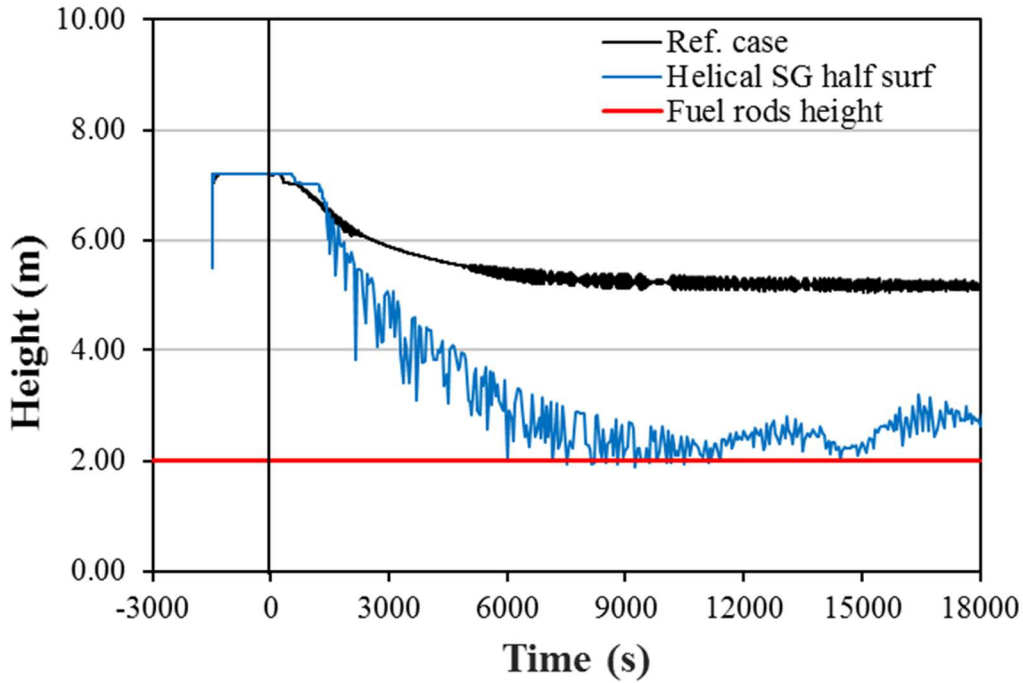


Figure 4. Collapsed liquid level in core barrel (zero corresponds to the base of active core)

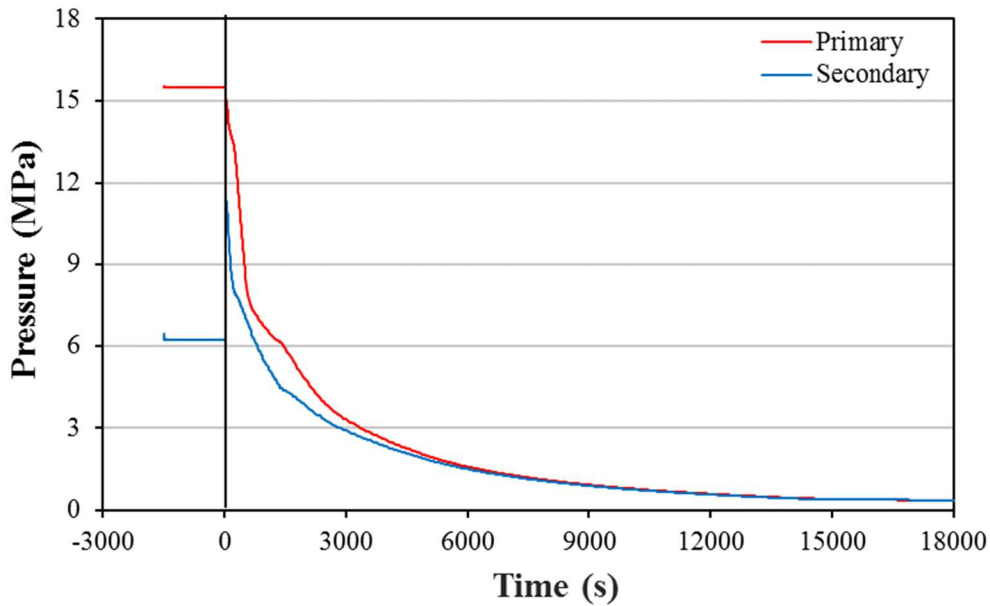


Figure 5. Pressure profiles in primary and secondary circuits

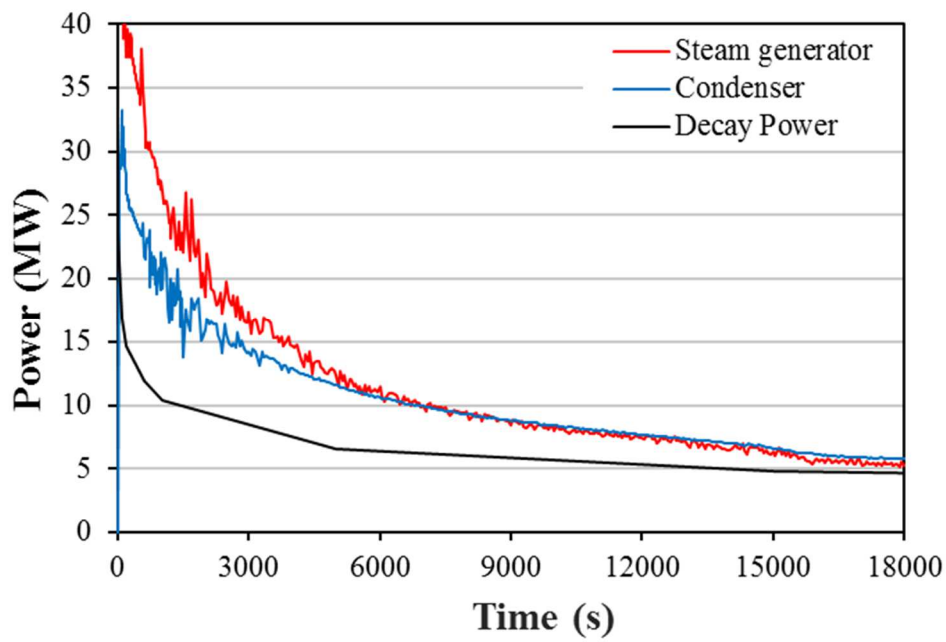


Figure 6. Comparison among decay power (black curve), power exchanged through the SG (red curve) and power exchanged through the EHRS (blue curve)

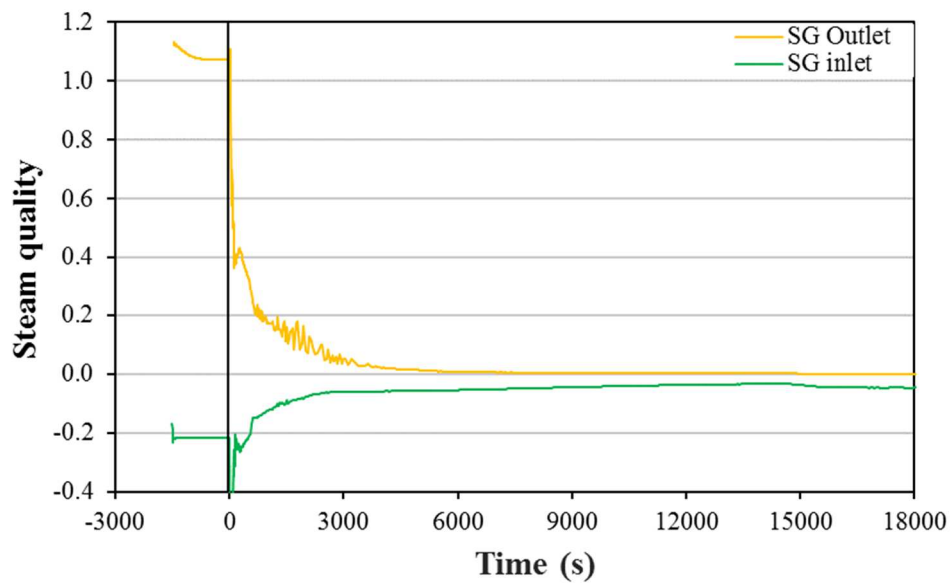


Figure 7. Profiles of quality at SG inlet and outlet

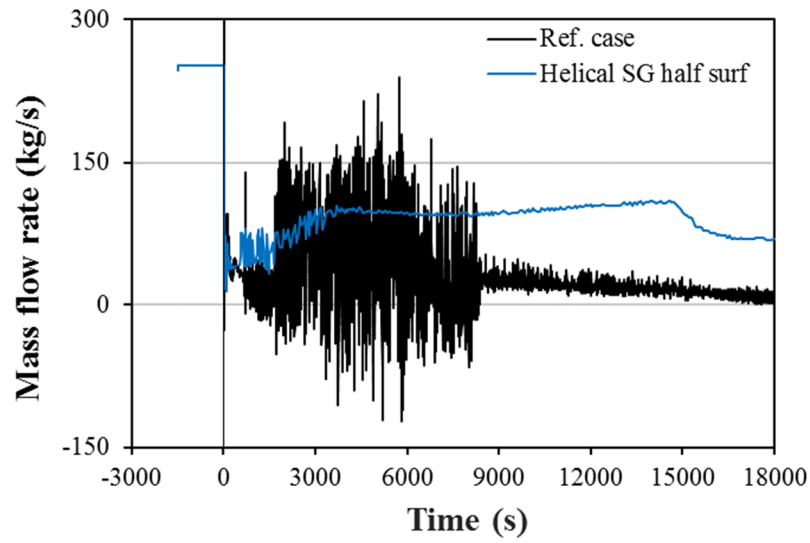


Figure 8. Profiles of secondary circuit mass flow rate

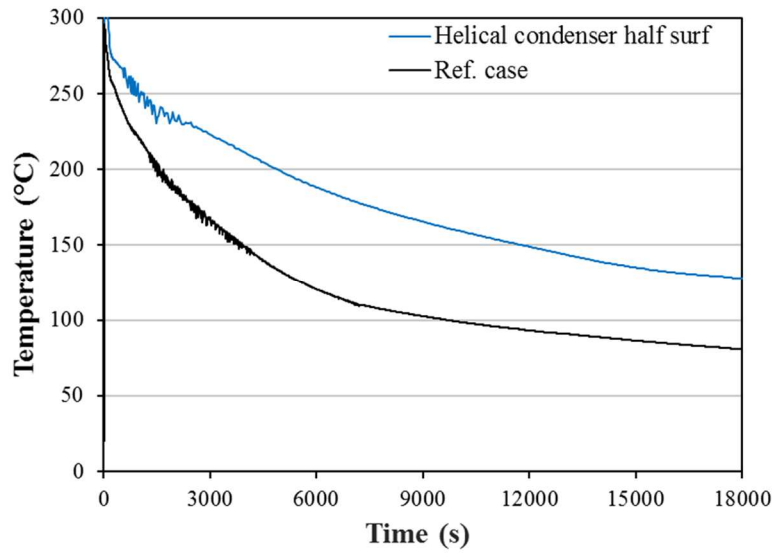


Figure 9. Condenser inner fluid temperature

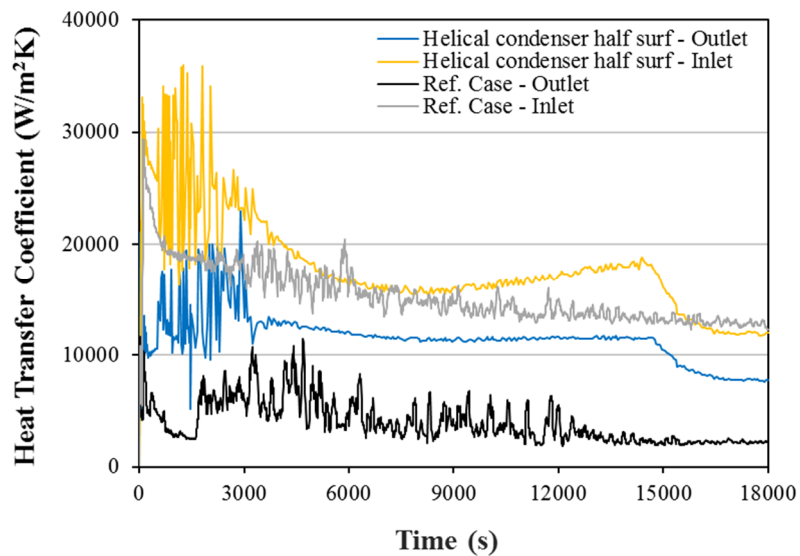


Figure 10. Condenser inner heat transfer coefficient

4.3. Bayonet tube steam generator – half surface

The bayonet tube SG parametric case shows the same critical situation of the helical case: the collapsed liquid level (Figure 11) drops very close to the top of active core. For the bayonet case the level is even lower, especially in the second part of the transient. Based on the results, one can state that there is an important risk to have fuel rods not properly cooled. In the bayonet case the depressurization given by the cold sink is very effective (Figure 12) and pressure in the primary circuit becomes very low, i.e. around 1 bar at the outlet of the core: this fact reduces the saturation temperature, increasing the production of steam. The power plot (Figure 13) reveals that in certain moments of the final part of the transient the system is not transferring the entire decay power to the exterior.

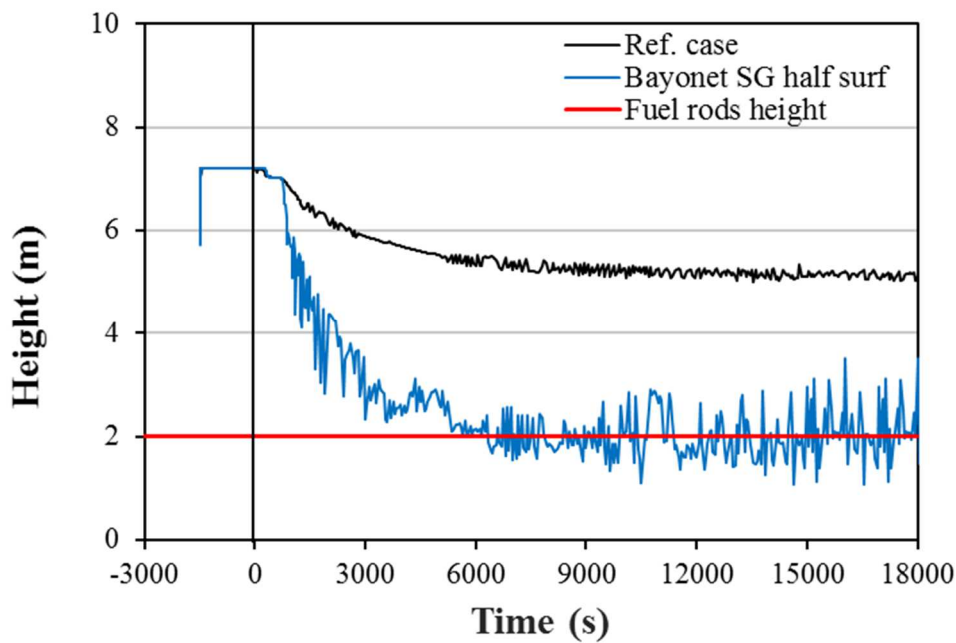


Figure 11. Collapsed liquid level in core barrel (zero corresponds to the base of active core)

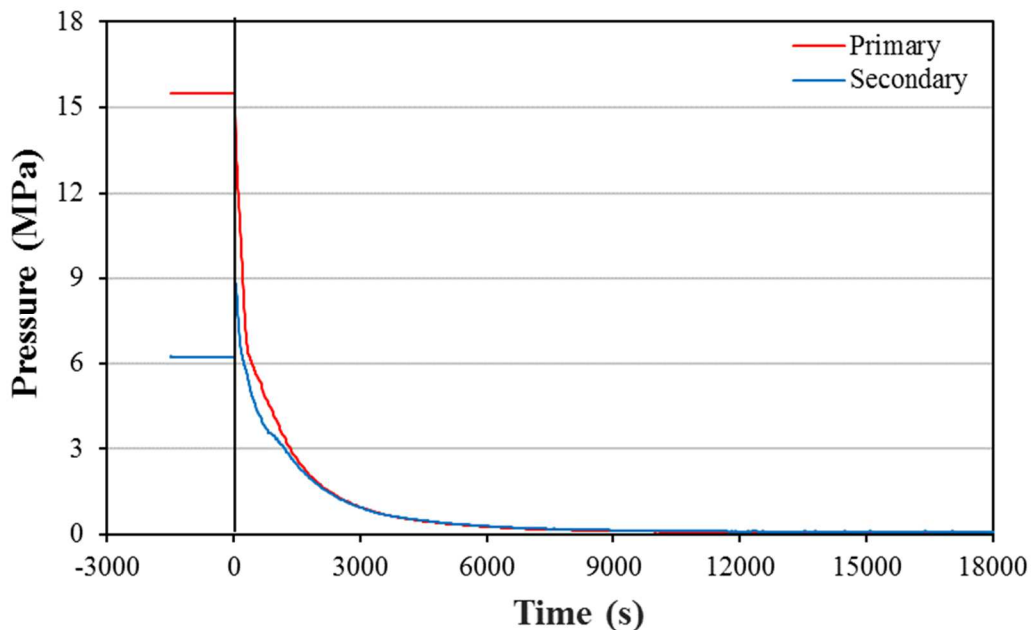


Figure 12. Pressure profiles in primary and secondary circuits

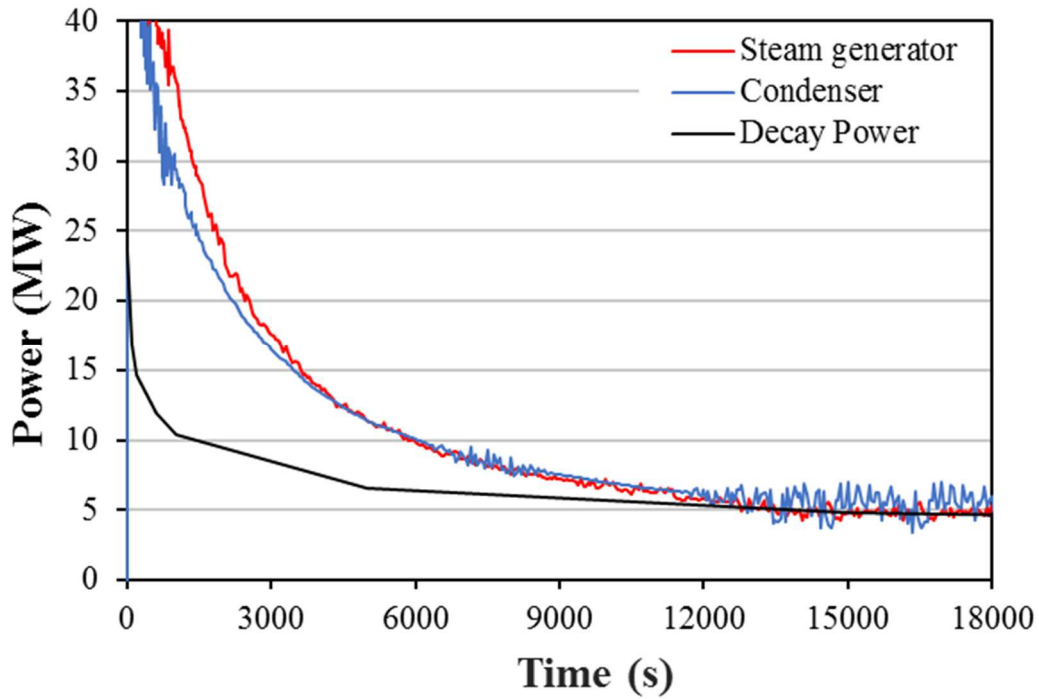


Figure 13. Comparison among decay power (black curve), power exchanged through the SG (red curve) and power exchanged through the EHRS (blue curve)

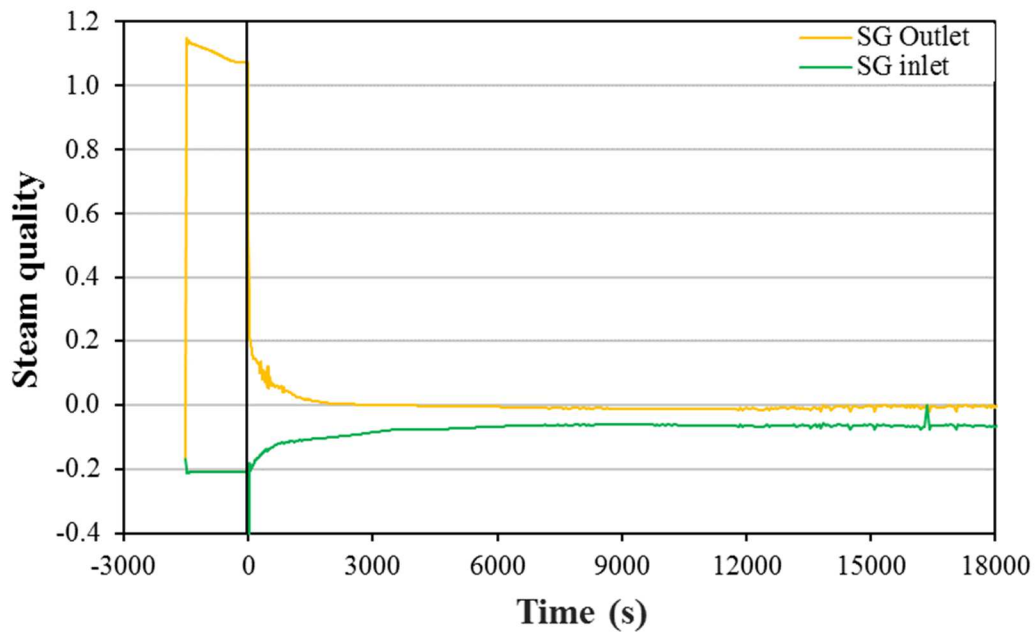


Figure 14. Profiles of quality at SG inlet and outlet

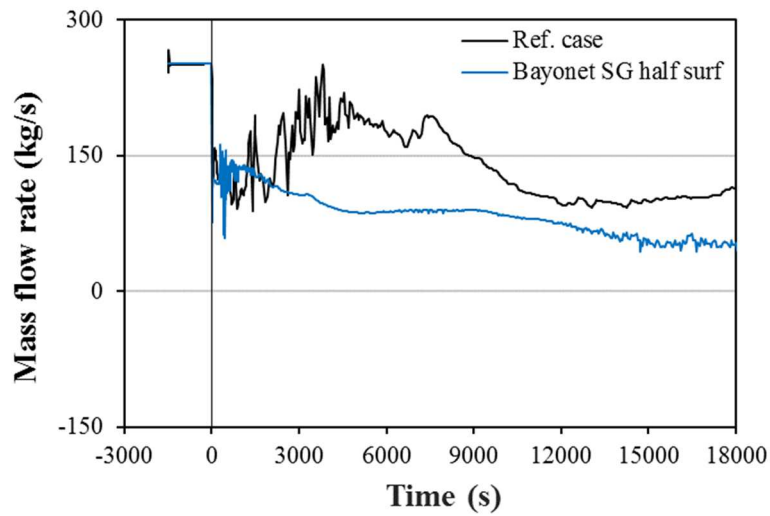


Figure 15. Profiles of secondary circuit mass flow rate

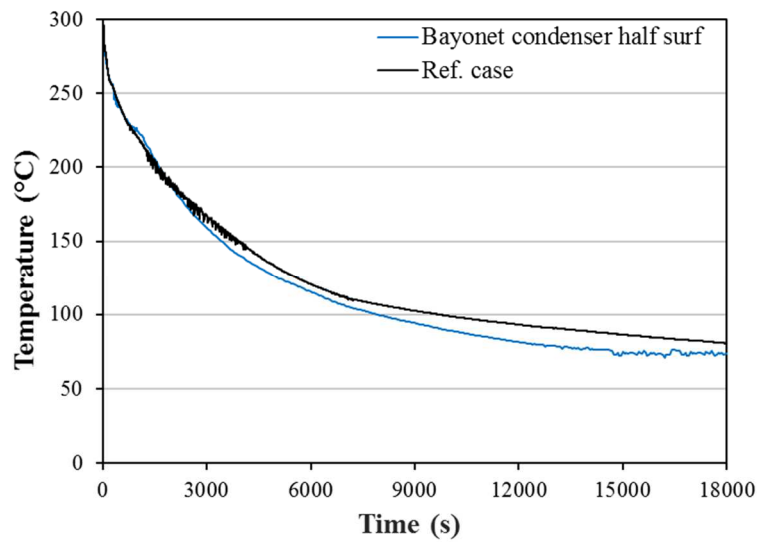


Figure 16. Condenser inner fluid temperature

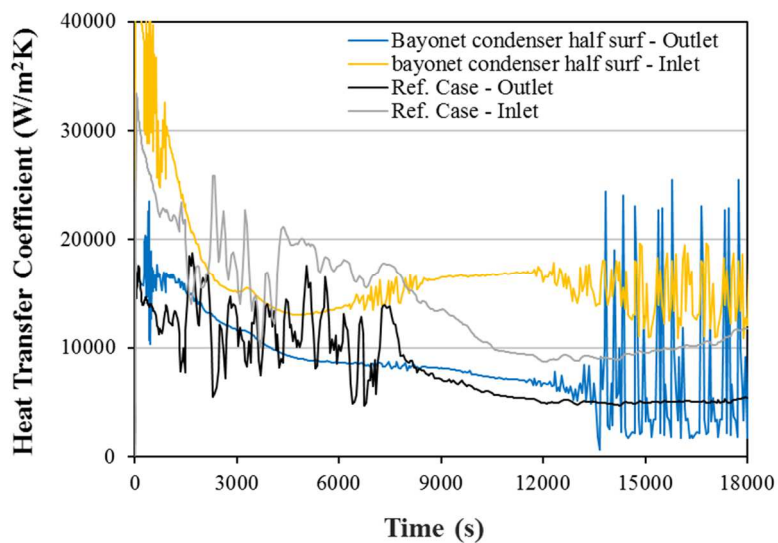


Figure 17. Condenser inner heat transfer coefficient



After the initial part of the transient, the fluid in the secondary side of steam generator is single-phase through the entire length of the bayonet annulus (Figure 14). Secondary mass flow rate behavior is quite different than the helical case: here, the mass flow is lower for case with reduced heat transfer surface (Figure 15), because of the lack of nucleate boiling regime and consequent reduced density gradient (note that in helical case the behavior is different because in ref. case there is larger quality in the SG and hence higher pressure drop regime). Condenser behavior (Figure 16-17) is also quite different than the helical case and it is driven by the lower average temperature of the secondary side.

4.4. Main considerations

The heat transferred through the SG is given by Newton's law of cooling in eq. (1), where Q is the heat through the SG, A is the heat transfer surface, U is the thermal resistance given in eq. (2) and $T_I - T_{II}$ is the temperature difference between the primary and the secondary circuits.

$$Q = \frac{A(T_I - T_{II})}{U} \quad (1)$$

$$U = \frac{1}{h_I} + \frac{t}{k} + \frac{1}{h_{II}} \quad (2)$$

The expression of the thermal resistance U includes the primary and secondary HTC's (h_I and h_{II}), the thermal conductivity of the SG structure and the thickness of the SG tubes. Given that in the current problem the term Q is fixed (imposed power) and the heat transfer surface A is halved, in case of failure of 1 SG module the system needs to modify the temperature jump and/or the thermal resistance in order to transfer the imposed power. This means that, with less heat transfer surface available, T_I becomes higher and T_{II} lower or, if saturation conditions are reached, boiling and condensation occur in order to increase the HTC's and reduce the thermal resistance U . The second statement is actually occurring in the primary circuit: the system tends to produce more steam to increase the HTC at the primary side (Figure 18) with a higher condensation rate. This is true especially in the second part of the transient, i.e. for $t > 10000$ s, when there is much more steam in the core and riser. Therefore, the collapsed liquid level for both the helical and bayonet half surface cases is by far lower than the respective ref. cases, as shown in Figure 4 and Figure 11, with the risk to leave uncovered the upper part of the active core and lead the fuel rods temperature to excessively high values.

Comparing the behavior of the helical and bayonet configurations, one can observe that the response to the failure one steam generator module is almost similar: in both cases the situation becomes quite critical, with hazards for the proper cooling of the fuel rods. From the safety viewpoint, the only remarkable difference between the two cases is the depressurization of the primary system, which lead the bayonet primary system to a lower pressure than in the helical case. This is likely to be the cause of higher generation of steam. The SG primary HTC is then higher in the bayonet case, since there is a higher condensation rate. In a comprehensive safety strategy, this situation is not acceptable and it is desirable to actuate other passive safety systems, e.g. coolant injection from a safety tank, if pressure become too low.

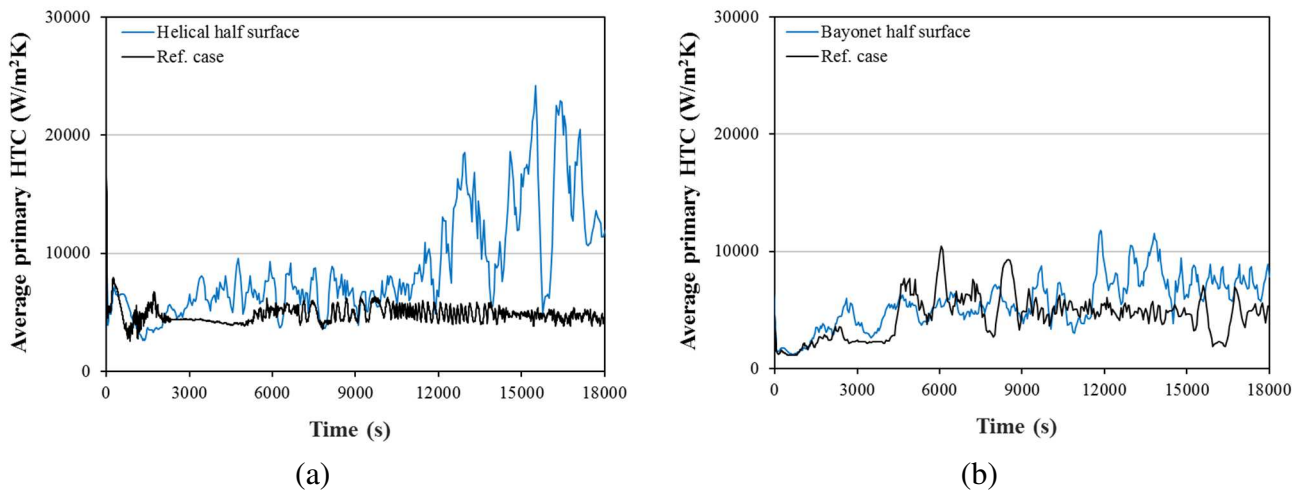


Figure 18. SG primary HTC averaged through the length of the shell side for the helical (a) and bayonet (b) cases



5. Summary, final remarks and follow-up

The activity presented in this report has continued the previous investigation of the SBO accident scenario in a submerged integral SMR, aimed at comparing the performances of the helical and bayonet configurations for the SG. The analysis had been developed with a numerical approach and system had been simulated with system code Relap5-Mod3.3. In this work, a parametric analysis on the heat transfer surface of the steam generator has been performed, simulating the SBO accident scenario in case of failure of one SG module and, consequently, 2 condenser trains. Therefore, the numerical simulations have considered only half of the total heat transfer areas of the SGs and condensers.

The results have revealed that, for both the configurations, the failure of one SG module can represent a critical issue in order to ensure the safe cooling of the fuel rods. In both cases the collapsed liquid level drops very close, and in some moment even lower, to the top of active core level. In addition, primary pressure decreases up to the atmospheric value, thus increasing the production of steam, especially for the bayonet case. Follow-ups to this activity should include the verification of these results. The SBO scenario should be simulated with other system codes, e.g. Apros 6, in order to assess the reliability of the predictions.



REFERENCES

- [1] G. Haratyk, C. Lecomte and F. X. Briffod, "Flexblue®: a subsea and transportable small modular power plant," in *Proceedings of ICAPP 2014*, Charlotte - USA, April 2014.
- [2] "NUGenia Small Modular Reactor (NUSMoR) with passive safety features," EURATOM work programme 2014-2015, 2014.
- [3] M. D. Carelli, L. E. Conway, L. Oriani, B. Petrovic, C. V. Lombardi, M. E. Ricotti, A. C. O. Barroso, J. M. Collado, L. Cinotti, N. E. Todreas, D. Grgic, M. M. Moraes, R. D. Borohughs, H. Ninokata, D. T. Ingersoll and F. Oriolo, "The design and safety features of the IRIS reactor," *Nuclear Engineering and Design*, vol. 230, pp. 151-167, 2004.
- [4] G. Baldocchi, M. Ricotti and M. Santinello, "Small Modular Reactors for the Flexblue concept," MS thesis - Politecnico di Milano, 2015.
- [5] G. Haratyk, J. Ingremeau, V. Gourmel, M. Santinello, M. Ricotti and H. Ninokata, "CFD investigation of Flexblue hull," in *Proc. of NUTHOS-10*, Okinawa - Japan, 2014.
- [6] M. Polidori, "Validazione dei modelli RELAP5 dello scambiatore di calore HERO-2," ENEA, 2016.



Breve curriculum scientifico del gruppo di lavoro impegnato nell'attività

Politecnico di Milano


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

Marco 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. È coordinatore del gruppo di ricerca Nuclear Reactors Group del Politecnico di Milano-Dipartimento di Energia.


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

Maggiori dettagli sulle competenze e attività di ricerca del gruppo sul sito web:

<http://www.nuclearenergy.polimi.it>

 Ricerca Sistema Elettrico	Sigla di identificazione ADPFISS – LP1 – 090	Rev. 0	Distrib. L	Pag. 58	di 63
--	--	------------------	----------------------	-------------------	-----------------

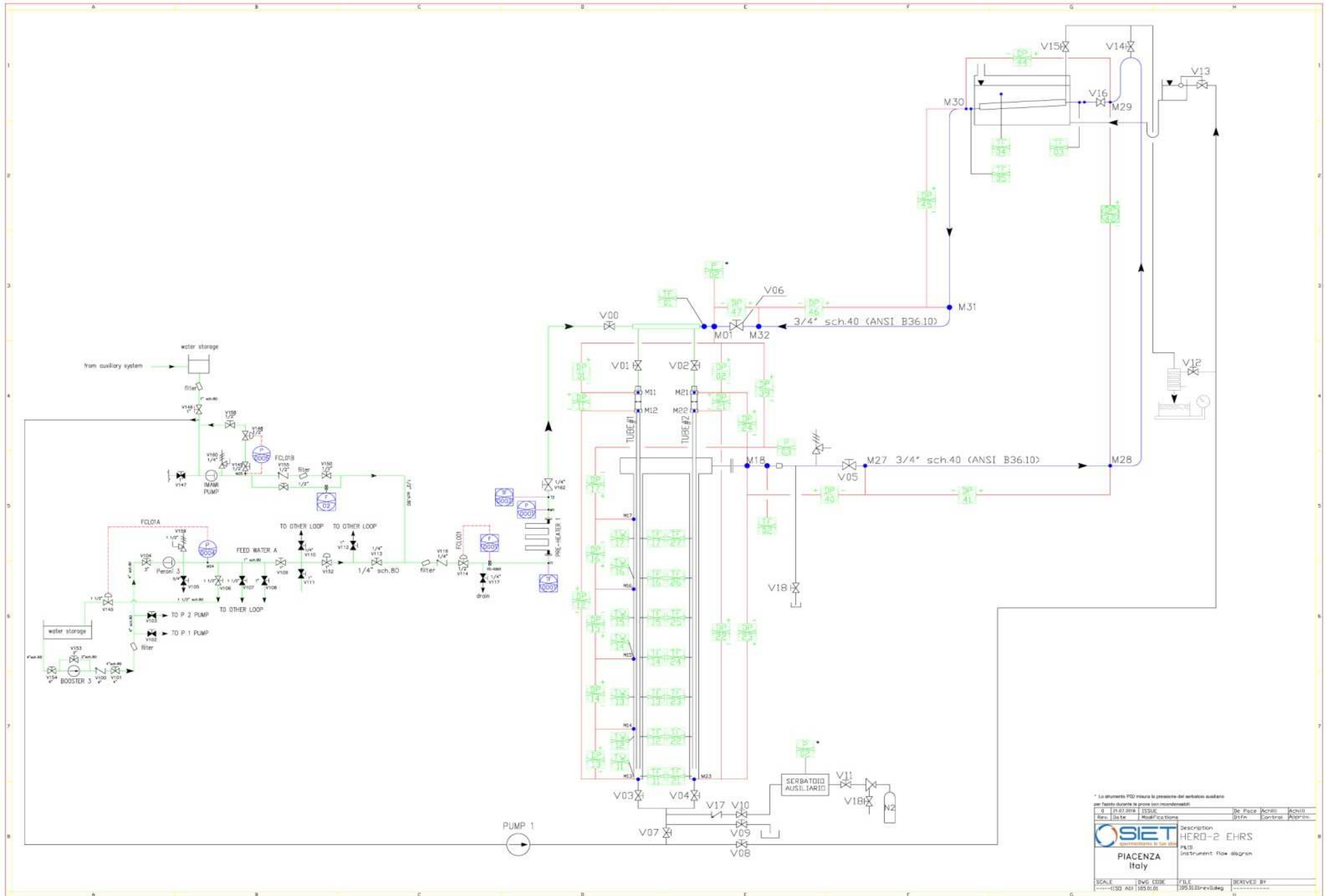
Page intentionally left black

	Sigla di identificazione	Rev.	Distrib.	Pag.	di
	ADPFISS – LP1 – 090	0	L	59	63

APPENDICE B – INFORMAZIONI DI IMPIANTO

Sono riportati di seguito:

- ❖ P&I
- ❖ Elenco strumentazione
- ❖ Disegno della piscina e tubo di condensazione
- ❖ Vista plano-altimetrica di impianto



* Lo strumento PTD misura la pressione del serbatoio ausiliario per farcito durante le prove non incendiabili

0	21/07/2016	ISSUE	De Pace	Acelli	Acelli
Rev.	Date	Modifications	Drawn	Control	Approved

SET
SISTEMI ELETTRICI TUBI E VALVOLE

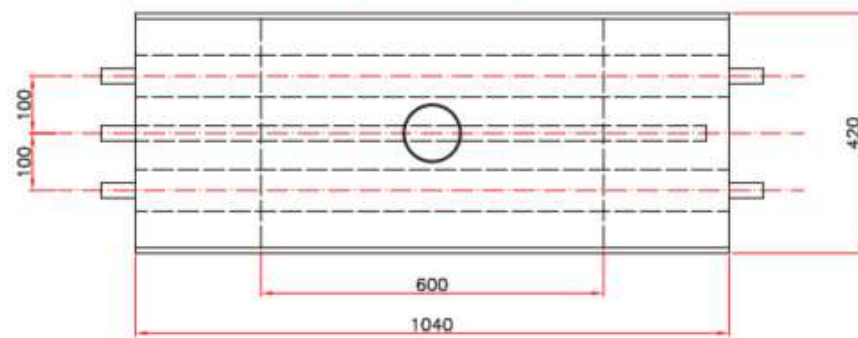
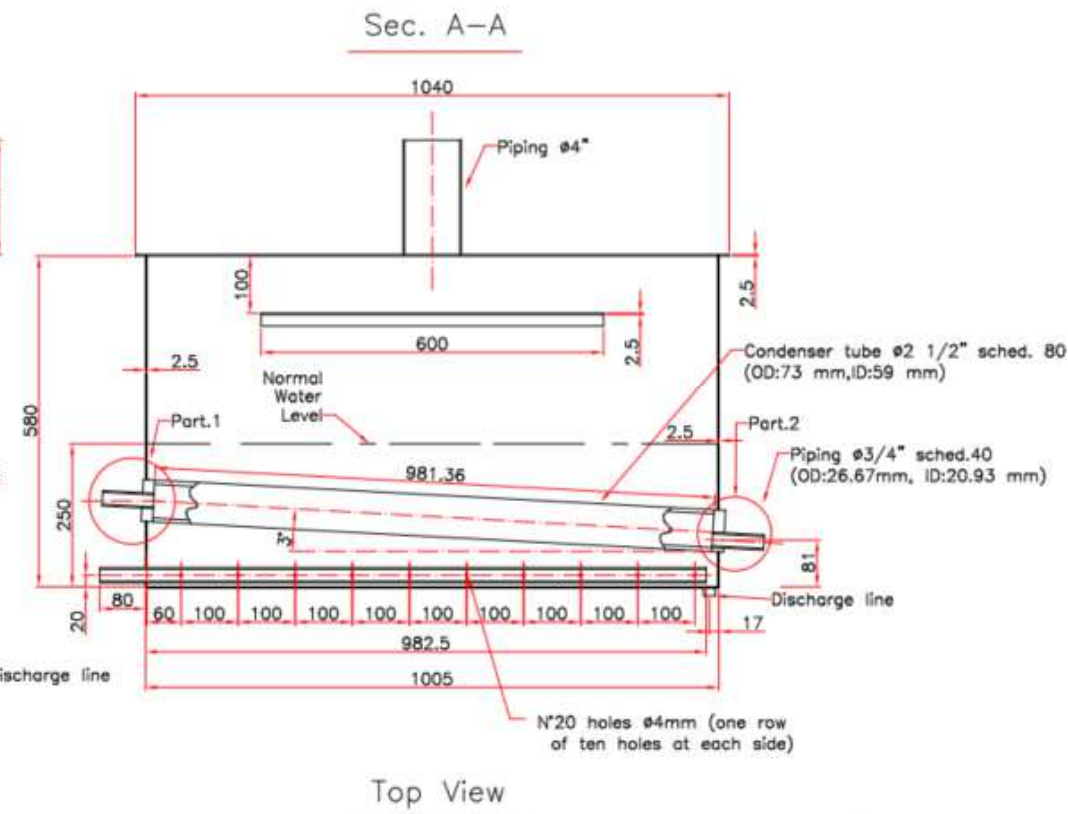
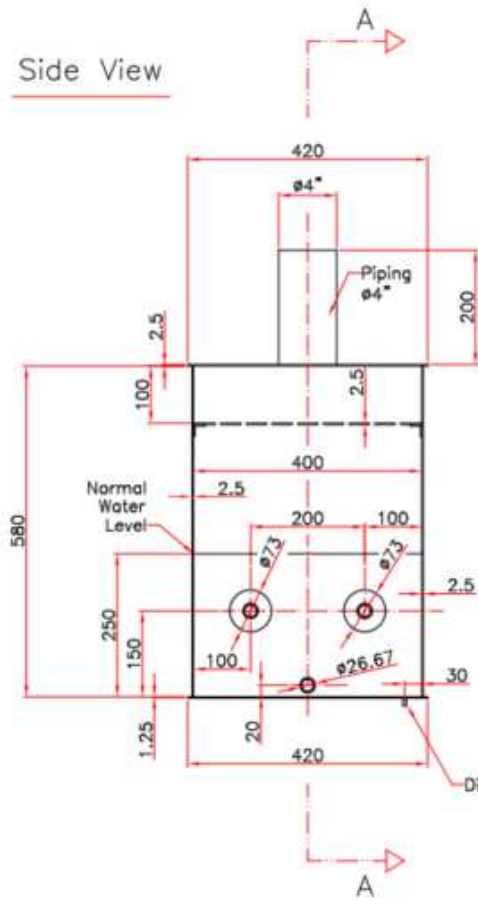
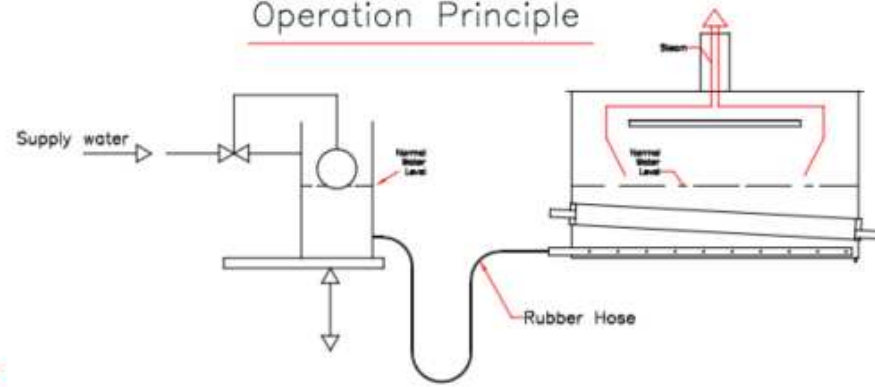
PIACENZA
Italy

Description: HERC-2 EHR
P&ID
Instrument flow diagram

SCALE	DWG CODE	FILE	DERIVED BY
1:1	105.01.01	105.01.01-rev04.dwg	

POS.	Instrument type	Plant code	SIET code	TYPE	CONSTR.	HP tap (+)	LP tap(-)	P1	P2		SPAN	LRV	URV	Certificato di taratura	NOTE
1	Rel. pressure transmitter	P02	S14728	STG-170	Honeywell	M01		M01		bar	150	0	150	LAT 096 P0244 2015 f f	PRESSIONE INGRESSO SEZIONE DI PROVA
2	Diff. pressure transmitter	DP11	S16077	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M11	M12	M11	M12	kPa	300	-25	275	LAT 096 P0264 2015 f f	ORIFIZIO MIS.PORTATA
3	Diff. pressure transmitter	DP12	S16079	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M12	M13	M12	M13	kPa	120	-20	100	LAT 096 P0268 2015 f f	TRATTO DISCENDENTE
4	Diff. pressure transmitter	DP13	S2638	STD-120	Honeywell	M14	M13	M13	M14	kPa	30	-15	15	LAT 096 P0250 2015 f f	PARZIALE
5	Diff. pressure transmitter	DP14	S10231	STD-130	Honeywell	M15	M14	M14	M15	kPa	60	-30	30	LAT 096 P0254 2015 f f	PARZIALE
6	Diff. pressure transmitter	DP15	S14729	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M15	M16	M15	M16	kPa	80	-20	60	LAT 096 P0256 2015 f f	PARZIALE
7	Diff. pressure transmitter	DP16	S14731	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M16	M17	M16	M17	kPa	80	-20	60	LAT 096 P0258 2015 f f	PARZIALE
8	Diff. pressure transmitter	DP17	S14732	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M17	M18	M17	M18	kPa	100	-20	80	LAT 096 P0260 2015 f f	PARZIALE
9	Diff. pressure transmitter	DP21	S16078	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M21	M22	M21	M22	kPa	300	-25	275	LAT 096 P0266 2015 f f	ORIFIZIO MIS.PORTATA
10	Diff. pressure transmitter	DP22	S14734	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M22	M23	M22	M23	kPa	120	-20	100	LAT 096 P0262 2015 f f	TRATTO DISCENDENTE
11	Diff. pressure transmitter	DP23	S7103	STD-130	Honeywell	M23	M18	M23	M18	kPa	300	-100	200	LAT 096 P0252 2015 f f	SOLO INTERCAPEDINE (da strumenti ENEA)
12	Diff. pressure transmitter	DP24	S16080	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M21	M18	M21	M18	kPa	600	-100	500	LAT 096 P0270 2015 f f	PERDITA DI CARICO TOTALE
13	Rel. pressure transmitter	P03	S16084	PMP51-151V0/0	Endress & Hauser	M18		M18		bar	100	0	100	LAT 096 P0245 2015 f f	PRESSIONE USCITA SEZIONE DI PROVA
14	Diff. pressure transmitter	DP39	S16604	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M01	M18			kPa					
15	Diff. pressure transmitter	DP40	S16593	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M18	M27			kPa					
16	Diff. pressure transmitter	DP41	S16594	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M28	M27			kPa					
17	Diff. pressure transmitter	DP42	S16595	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M29	M28			kPa					
18	Diff. pressure transmitter	DP44	S16598	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M29	M30			kPa					
19	Diff. pressure transmitter	DP45	S16599	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M30	M31			kPa					
20	Diff. pressure transmitter	DP46	S16597	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M31	M32			kPa					
21	Diff. pressure transmitter	DP47	S16583	Deltabar S PMD75	Endress & Hauser	M32	M01			kPa					
22	Diff. pressure transmitter	DP01	S16590	Deltabar S PMD76	Endress & Hauser	M01	M11			kPa					
23	Diff. pressure transmitter	DP02	S16591	Deltabar S PMD77	Endress & Hauser	M01	M21			kPa					
24	Coriolis flowmeter	F02	CPQ006	Promass A	Endress & Hauser									CPQ006 Danak 200 F 22442	PORTATA DI REINTEGRO ALLA PISCINA
25	Thermocouple	TF01	S19139	K --- 1.5mm											TEMPERATURA INGRESSO SEZIONE DI PROVA
26	Thermocouple	TF02	S19141	K --- 1.5mm										LAT 096 T0403 2015 f f	TEMPERATURA USCITA SEZIONE DI PROVA
27	Thermocouple	TF03		K --- 1.5mm											TEMPERATURA INGRESSO CONDENSATORE
28	Thermocouple	TF04		K --- 1.5mm											TEMPERATURA PISCINA DI RAFFREDDAMENTO
29	Thermocouple	TF05		K --- 1.5mm											TEMPERATURA USCITA CONDENSATORE
25	Thermocouple	TF11		K --- 0.5mm											n.a.
26	Thermocouple	TF12		K --- 0.5mm											
20	Thermocouple	TF13		K --- 0.5mm											
21	Thermocouple	TF14	n.a.	K --- 0.5mm											
22	Thermocouple	TF15		K --- 0.5mm											
23	Thermocouple	TF16		K --- 0.5mm											
24	Thermocouple	TF17		K --- 0.5mm											
25	Thermocouple	TW11		K --- 0.5mm					n.a.						
26	Thermocouple	TW12		K --- 0.5mm											
27	Thermocouple	TW13		K --- 0.5mm											
28	Thermocouple	TW14	n.a.	K --- 0.5mm											
29	Thermocouple	TW15		K --- 0.5mm											
30	Thermocouple	TW16		K --- 0.5mm											
31	Thermocouple	TW17		K --- 0.5mm											
32	Thermocouple	TF21		K --- 0.5mm											n.a.
33	Thermocouple	TF22		K --- 0.5mm											
34	Thermocouple	TF23		K --- 0.5mm											
35	Thermocouple	TF24	n.a.	K --- 0.5mm											
36	Thermocouple	TF25		K --- 0.5mm											
37	Thermocouple	TF26		K --- 0.5mm											
38	Thermocouple	TF27		K --- 0.5mm											
39	Amperometer	n.a.	CPE023						n.a.					CPE023 LAT 046 343884	MISURA DI CORRENTE SUI CAVI DI ALIMENTAZIONE

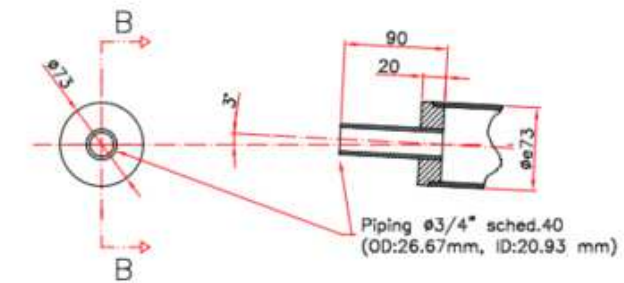
Operation Principle



Part.1

Front View

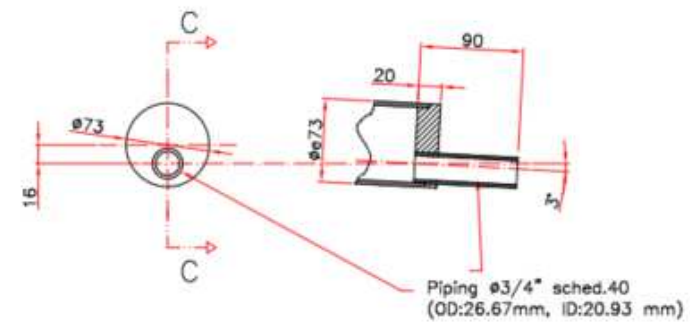
Sec. B-B



Part.2

Front View

Sec. C-C



0	28/09/04	ISSUED DRAFT			
Rev.	Date	Modify	Dfm.	Control.	Approv.
			Circuito di prova tubi elicoidali IRISb (fase 2)		
			Scambiatore passivo.		
Scale	Dwg. code	File	Derived from		
----	068.00.01	068.00.01-rv0.dwg	----		

