



Agenzia Nazionale per le Nuove Tecnologie,
l'Energia e lo Sviluppo Economico Sostenibile



Ministero dello Sviluppo Economico

RICERCA DI SISTEMA ELETTRICO

Modifiche del codice RELAP5/MOD3.2.β per lo studio delle perdite di carico e dello scambio termico in condotti elicoidali interessati da deflussi bifase: Validazione attraverso gli esperimenti effettuati dal Politecnico di Milano presso l'impianto SIET di Piacenza

*F. Castiglia, P. Chiovaro, M. Ciofalo, P.A. Di Maio, M. Giardina, F. Mascari,
G. Morana, G. Vella*



Report RdS/2011/110

MODIFICHE DEL CODICE RELAP5/MOD3.2.β PER LO STUDIO DELLE PERDITE DI CARICO E DELLO SCAMBIO TERMICO IN CONDOTTI ELICOIDALI INTERESSATI DA DEFLUSSI BIFASE: VALIDAZIONE ATTRAVERSO GLI ESPERIMENTI EFFETTUATI DAL POLITECNICO DI MILANO PRESSO L'IMPIANTO SIET DI PIACENZA

F. Castiglia, P. Chiovaro, M. Ciofalo, P.A. Di Maio, M. Giardina, F. Mascari, G. Morana, G. Vella - UNIPA

Settembre 2011

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico – ENEA

Area: Governo, Gestione e sviluppo del sistema elettrico nazionale

Progetto: Nuovo nucleare da fissione: collaborazioni internazionali e sviluppo competenze in materia nucleare

Responsabile Progetto: Paride Meloni, ENEA



CIRTEN

Consorzio Interuniversitario per la Ricerca Tecnologica Nucleare

UNIVERSITÀ DI PALERMO

DIPARTIMENTO ENERGIA

SEZIONE INGEGNERIA NUCLEARE

**MODIFICHE DEL CODICE RELAP5/MOD3.2.β PER
LO STUDIO DELLE PERDITE DI CARICO E DELLO
SCAMBIO TERMICO IN CONDOTTI ELICOIDALI
INTERESSATI DA DEFLUSSI BIFASE:
VALIDAZIONE ATTRAVERSO GLI ESPERIMENTI
EFFETTUATI DAL POLITECNICO DI MILANO
PRESSO L'IMPIANTO SIET DI PIACENZA**

Autori

**F. Castiglia, P. Chiovaro, M. Ciofalo, P.A. Di Maio,
M. Giardina, F. Mascari, G. Morana, G. Vella**

CERSE-UNIPA RL 1209/2011

PALERMO, LUGLIO 2011

Lavoro svolto in esecuzione della linea progettuale LP2 –B.2
AdP MSE-ENEA “Ricerca di Sistema Elettrico” - PAR2008-09
Progetto 1.3 – “Nuovo Nucleare da Fissione”.

INDICE

Introduzione	1
1. Studio della termoidraulica dei deflussi bifase in tubi elicoidali	1
1.1 Correlazioni per il calcolo delle cadute di pressione in deflusso bifase	2
1.2 Modifiche del codice RELAP5 per lo studio delle perdite di carico bifase	3
1.3 Correlazioni per il calcolo delle scambio termico in deflusso bifase	5
1.4 Modifiche del codice RELAP5 per lo studio dello scambio termico bifase	7
2. Simulazione delle prove termoidrauliche effettuate dal Politecnico di Milano su un condotto elicoidale scaldato elettricamente	8
2.1 Analisi mediante il codice RELAP5 modificato	12
2.2 Risultati ottenuti	13
3. Conclusioni	21
Appendice A	22
Simbologia	34
Bibliografia	35

Introduzione

L'attività di ricerca svolta nell'ambito della linea progettuale LP2-B.2 del programma PAR 2008-09 (CERSE III) ha visto una prima fase in cui è stato ulteriormente sviluppato il lavoro svolto nel corso dei precedenti programmi CERSE [1, 2], riguardante la validazione del codice termoidraulico avanzato Relap5/Mod3.2.β, modificato per il calcolo delle cadute di pressione in tubi elicoidali interessati da deflussi monofase e bifase, ed una seconda fase che ha comportato l'implementazione di nuove procedure valide per lo studio dello scambio termico bifase in condotti elicoidali, in aggiunta a quelle relative al solo scambio termico monofase, in precedenza implementate.

Per quanto riguarda quest'ultima attività, si pensa, infatti, di affrontare in futuro il lavoro di validazione del codice modificato, facendo ricorso ai dati sperimentali disponibili, che sono ancora in fase di raccolta e sviluppo, per cui in questa relazione ci si limiterà a mostrare i risultati ottenuti nella simulazione, effettuata con il codice modificato e non modificato, delle perdite di carico lungo un condotto elicoidale interessato da deflusso bifase in diverse condizioni operative di portata, temperatura e pressione.

Per tale lavoro si è fatto ricorso ad una estesa campagna sperimentale condotta dal Dipartimento dell'Energia del Politecnico di Milano presso i laboratori della SIET di Piacenza per l'indagine teorico-sperimentale di vari aspetti inerenti la termoidraulica dei generatori di vapore previsti nel reattore nucleare IRIS.

Inoltre, il codice modificato è stato impiegato per la simulazione di dati sperimentali, reperiti in letteratura, riguardanti lo scambio termico monofase in scambiatori di calore elicoidali a tubi concentrici con lo scopo di testare la sua capacità nel trattare anche geometrie diverse da quelle già esaminate. I risultati ottenuti, che sembrano essere confortanti ai fini di un'estensione dell'uso del codice così modificato, vengono riportati in Appendice A.

1. Studio della termoidraulica dei deflussi bifase in tubi elicoidali

Nell'ambito degli studi sui reattori innovativi IRIS e LFR presso l'ex Dipartimento di Ingegneria Nucleare dell'Università degli Studi di Palermo, attuale Dipartimento dell'Energia, sezione nucleare, sono state svolte varie attività di ricerca relative all'uso del codice termoidraulico avanzato RELAP5/MOD3.2β per la simulazione delle perdite di carico e dello scambio termico in condotti elicoidali, che per sua natura il codice, monodimensionale, non può prendere in esame.

Come già detto, alcuni dei risultati ottenuti nell'ambito del lavoro di validazione sono riportati in [1, 2].

Si ricorda che per il calcolo del fattore di attrito in deflusso monofase sono state utilizzate le correlazioni di Ito [3, 4], mentre nel caso di deflusso bifase sono state implementate opportune procedure atte alla valutazione delle perdite di carico attraverso l'uso dei moltiplicatori bifase di Lockhart-Martinelli validi per tubi elicoidali, secondo le modifiche effettuate da Xin e altri in [5, 6].

Per quanto riguarda lo scambio termico in deflussi monofase, tra le correlazioni disponibili in letteratura, sono state impiegate quelle ottenute da Gnielinski [7], dapprima per tubi dritti e successivamente estese

dall'autore anche al caso di tubi curvi, a patto di utilizzare come fattori di attrito quelli valutati ricorrendo alle correlazioni di Ito. Nel caso di scambio termico in deflusso bifase, sono stati presi in esame gli studi condotti da Seban e McLaughlin [8], che estendono al caso di tubi curvi le note correlazioni di Chen valide per condotti dritti [9].

1.1 Correlazioni per il calcolo delle cadute di pressione in deflusso bifase

Per la valutazione delle perdite di carico in deflusso bifase, il metodo di calcolo impiegato nella maggior parte delle procedure in uso è basato sulle correlazioni di Lockhart-Martinelli che fanno ricorso al parametro di similitudine χ^2 , definito come il rapporto tra i gradienti di pressione del liquido e del gas che si stabilirebbero se le due fasi fluissero da sole nel condotto, e che consente di trovare la relazione tra le perdite di carico bifase e quelle monofase.

Nel modello di Lockhart-Martinelli valido per tubi dritti, le cadute di pressione bifase dovute all'attrito vengono espresse sulla base dei cosiddetti moltiplicatori bifase ϕ_L e ϕ_G , definiti come:

$$\phi_L^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{TP,f}}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{L,f}}, \quad \phi_G^2 = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{TP,f}}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{G,f}} \quad (1)$$

opportunamente correlati al parametro di Lockhart-Martinelli:

$$\chi^2 = \frac{\phi_G^2}{\phi_L^2} = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{L,f}}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{G,f}} \quad (2)$$

come segue:

$$\phi_L^2 = 1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2} \quad (3)$$

$$\phi_G^2 = 1 + C\chi + \chi^2 \quad (4)$$

Nel caso di flussi bifase in tubi elicoidali, i fattori che influenzano le perdite di carico possono essere raggruppati sulla base degli effetti dovuti a tre componenti: la forza di inerzia, la forza di gravità e la forza centrifuga.

La forza di inerzia agevola il miscelamento delle due fasi, mentre la forza di gravità e la forza centrifuga, se ciascuna di esse agisse sulla portata da sola, tenderebbero a separare le due fasi, a causa della grande

differenza di densità. In presenza di cambiamenti di direzione, come nel caso di un condotto elicoidale, l'effetto netto può essere la separazione o il miscelamento delle fasi.

Alcuni lavori sul tema reperibili in letteratura hanno messo in evidenza che la maggior parte dei dati sperimentali riguardanti i tubi elicoidali possono essere interpretati in modo soddisfacente utilizzando le correlazioni Lockhart-Martinelli, modificando tuttavia i moltiplicatori bifase sulla base della valutazione dei coefficienti di attrito monofase caratteristici dei tubi elicoidali e tenendo in considerazione gli effetti delle forze sopra descritte attraverso alcuni parametri fisici e geometrici come il numero di Froude, Fr , il rapporto diametro del tubo/diametro dell'elica, d/D ; e l'angolo dell'elica, β .

In questo ambito, Xin et al. [5, 6], utilizzando i loro studi sperimentali realizzati con condotti elicoidali aventi geometria caratterizzata da rapporti D/d nell'intervallo $26 \div 50$, hanno individuato la seguente correlazione per il moltiplicatore bifase della fase liquida, ϕ_L :

$$\phi_L = [1 + K \chi F_d^n] \left(1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2}\right)^{1/2} \quad (3')$$

dove C risulta essere uguale a 20.

Nell'Eq. (3'), il parametro F_d è definito come segue:

$$F_d = Fr_L \left(\frac{d}{D}\right)^{1/2} (1 + \tan \beta)^{0.2} \quad (5)$$

con Fr_L il numero di Froude valutato per la fase liquida.

I valori consigliati per le costanti che compaiono nella Eq. (3') sono riportati in Tabella 1.

F_d	≤ 1	≥ 1
K	0.01528	0.0023
n	-0.6	-1.7

Tabella 1 - Valori dei parametri costanti in Eq. (3')

Le modifiche del RELAP5 hanno riguardato l'introduzione di un pacchetto di nuove procedure adatte alla valutazione delle perdite di carico in tubi elicoidali interessati da deflusso bifase sulla base delle correlazioni di Lockhart-Martinelli, modificate secondo le Eq.s (3') e (5), con le costanti riportate nella Tabella 1.

1.2 Modifiche del codice RELAP5 per lo studio delle perdite di carico bifase

Il codice di calcolo RELAP5 valuta i termini di perdita di carico nei volumi con cui viene schematizzato il

condotto come: attrito alla parete, valutato sulla base della mappa del regime di moto del flusso che scorre lungo il volume; attrito all'interfaccia; perdite dovute al cambiamento brusco di sezione; perdite aggiuntive modellizzate utilizzando coefficienti inseriti in input dall'utente, che consentono di tenere in considerazione la presenza di gomiti o condizioni geometriche complicate.

Il coefficiente di attrito viene valutato utilizzando le correlazioni di Darcy-Weisbach per flusso laminare e turbolento con procedure di interpolazione nel caso di condizioni di transizione. In questo caso i calcoli vengono svolti all'interno della *subroutine* denominata FWDRAG applicata a tutte le celle in cui viene suddiviso un volume. Ciò viene fatto utilizzando alcune procedure contenute nel pacchetto denominato HTFS (Heat Transfer and Fluid Flow Service). I coefficienti così valutati vengono poi impiegati nel pacchetto relativo alla soluzione della equazione della quantità di moto.

Nella versione modificata del codice, quando si richiede che la *subroutine* FWDRAG applichi il pacchetto relativo alla geometria elicoidale in deflusso bifase si procede con l'utilizzazione del modello di Lockhart-Martinelli tramite la valutazione della caduta di pressione bifase in termini di caduta di pressione relativa all'attrito di parete della sola fase liquida e della sola fase vapore, utilizzando le seguenti relazioni:

$$\left(\frac{dP}{dx}\right)_{L,f} = \frac{\lambda_L (Re_L) G_L^2}{2d\rho_L A^2} \quad (6)$$

$$\left(\frac{dP}{dx}\right)_{G,f} = \frac{\lambda_G (Re_G) G_G^2}{2d\rho_G A^2} \quad (7)$$

dove d e A sono il diametro e la sezione del condotto, mentre Re_L e Re_G , λ_L e λ_G sono, il numero di Reynolds e il coefficiente di attrito di Darcy, rispettivamente, per la fase liquida e gassosa, infine G_L e G_G sono la portata di liquido e di gas valutati secondo le seguenti relazioni:

$$G_L = \alpha_L v_L \rho_L A \quad (8)$$

$$G_G = \alpha_G v_G \rho_G A \quad (9)$$

essendo α_L , v_L , e ρ_L il grado di pieno, la velocità e la densità della fase liquida, mentre α_G , v_G , e ρ_G il grado di vuoto, la velocità e la densità della fase gassosa.

Per la valutazione dei coefficienti di attrito si fa ricorso ai coefficienti di attrito di Fanning, valutati sulla base delle correlazioni di Ito validi per tubi elicoidali, come riportato nella Tabella 2.

E' da notare che, per la fase liquida, come evidenziato in [10] le correlazioni di Ito approssimano molto bene i dati sperimentali anche per numeri di Reynolds al di fuori del campo di validità dichiarate dallo stesso

Autore. Tuttavia, nella regione di transizione dal regime laminare a quello turbolento, la discontinuità del modello può portare ad errori di valutazione non trascurabili.

$f_c = \frac{16}{Re}$	$Re < 13.5(D/d)^{-0.5}$
$f_c = \frac{344(D/d)^{-0.5}}{\left[.56 + \log_{10}\left[Re(D/d)^{-0.5}\right]\right]^{5.73}}$	$13.5(D/d)^{0.5} < Re < 2000[1 + 13.2(D/d)^{-0.6}]$
$f_c = 0.076 Re^{-0.25} + 0.0075 \cdot \left(\frac{D}{d}\right)^{-0.5}$	$Re > 1500$

Tabella 2– Fattore d’attrito sulla base delle correlazioni di Ito.

Per tenere in considerazione questo aspetto, quando si procede con l’applicazione delle correlazioni riportate in Tabella (2) , si fa ricorso ad una procedura di interpolazione che in prima approssimazione consente di eliminare la discontinuità nella regione di transizione, procedura anch’essa implementata nella *subroutine* FWDRAG.

Una volta valutati i gradienti di pressione per ognuna delle due fasi si procede con il calcolo del parametro di martinelli χ^2 , secondo l’Eq. (2), utilizzando le Eq.s (3’) e (4) come descritto sopra.

Quindi, nel caso dei tubi elicoidali, per il calcolo di χ^2 si applica la seguente espressione:

$$\frac{\phi_G^2}{\phi_L^2} = \frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{G,f}}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{L,f}} = \frac{1 + C\chi + \chi^2}{[1 + K \chi F_d^n]^2 \left(1 + \frac{C}{\chi} + \frac{1}{\chi^2}\right)} = \frac{\chi^2}{[1 + K \chi F_d^n]^2} \quad (10)$$

Per la risoluzione della relazione riportata in Eq. (10) è stata implementata una procedura iterativa e ricorsiva che, per ciascun sottovolume con cui è stato discretizzato il condotto elicoidale, consente di ricavare il parametro di martinelli e quindi il gradiente di pressione bifase cercato.

1.3 Correlazioni per il calcolo delle scambio termico in deflusso bifase

Nel processo di scambio termico di un fluido bollente in convezione forzata all’interno di un tubo dritto alle cui pareti viene rifornito un flusso termico uniforme e costante, si ritiene che il processo complessivo sia dovuto al contributo di due fenomeni:

- ebollizione nucleata;
- ebollizione convettiva.

I primi studi sul tema sono stati condotti nel 1963 da Chen [9] il quale, utilizzando il principio di sovrapposizione degli effetti, determina il coefficiente di scambio termico convettivo bifase come somma di due componenti: il coefficiente di scambio termico legato alla sola convezione monofase h_{mac} (coefficiente di

scambio termico macroscopico) e quello legato invece alla sola ebollizione nucleata, h_{mic} (coefficiente di scambio termico microscopico).

Sulla base di questi studi, il codice RELAP5 procede con il calcolo del coefficiente di scambio termico h_{mac} , relativo alla convezione forzata monofase del liquido pensato da solo all'interno del tubo, facendo ricorso alla relazione di Dittus–Boelter moltiplicata per un fattore correttivo empirico F , definito coefficiente di intensificazione. Tale coefficiente tiene conto del vapore formatosi dall'ebollizione del liquido che aumenta la velocità del fluido e quindi il coefficiente di scambio termico rispetto al caso monofase ed è funzione del parametro di Martinelli χ_{tt} :

$$\chi_{tt} = \sqrt{\frac{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{L,f}}{\left(\frac{dP}{dz}\right)_{G,f}}} = \left(\frac{G_L}{G_G}\right)^{0.9} \left(\frac{\rho_G}{\rho_L}\right)^{0.5} \left(\frac{\mu_G}{\mu_L}\right)^{0.1} \quad (11)$$

dove le perdite di carico sono calcolate per entrambe le fasi nell'ipotesi di deflusso turbolento.

A questo termine viene sommato l'altro termine, h_{mic} a sua volta moltiplicato per un fattore correttivo S (fattore di soppressione dell'ebollizione) che tiene conto del maggior gradiente di temperatura presente nel liquido in convezione forzata rispetto all'ebollizione statica, che riduce la nucleazione e quindi il coefficiente di scambio, ottenendo:

$$h_{TP} = h_{mac} F + h_{mic} S \quad \text{con } F > 1 \quad \text{e} \quad S < 1 \quad (12)$$

Nell' eq. (12), Chen sceglie per il calcolo del termine h_{mic} la correlazione di Forster-Zuber (1955) valida per l'ebollizione nucleata.

Esplicitando i vari termini, si ottiene la seguente relazione:

$$h_{TP} = \left(\frac{k}{d}\right) 0.023 \text{Re}_L^{0.85} \text{Pr}_L^{0.4} F + 0.00122 \Omega \Delta T_w^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} S \quad (13)$$

con

$$F = \begin{cases} 1 & \chi_{tt}^{-1} \leq 0.1 \\ 2.35(\chi_{tt}^{-1} + 0.213)^{0.736} & \chi_{tt}^{-1} > 0.1 \end{cases} \quad (14)$$

$$\Omega = \left(\frac{k_L^{0.79} c_{pL}^{0.45} \rho_L^{0.49} g_c^{0.25}}{\sigma^{0.5} \mu_L^{0.29} h_{LG}^{0.24} \rho_G^{0.24}} \right) \quad (15)$$

$$S = \frac{1}{1 + 2.5310^{-6} (F^{1.25} \text{Re}_L)^{1.17}} \quad (16)$$

essendo ΔT_w la differenza tra la temperatura di parete e la temperatura di saturazione basata sulla pressione totale, mentre ΔP_{sat} la differenza della pressione valutata alla temperatura di parete e la pressione totale. Successivi studi condotti da Seban e Mclaughlin riguardanti i tubi elicoidali [8] hanno comportato la modifica dell' equazione (13) come segue:

$$h_{TP} = \left(\frac{k}{d}\right)(1-x)^{0.8} 0.023 Re_L^{0.85} Pr_L^{0.4} \left(\frac{d}{D}\right)^{0.1} F + 0.00122 \Omega \Delta T_{sat}^{0.24} \Delta P_{sat}^{0.75} S \quad (17)$$

con

$$F = 2.35(\chi_{tt}^{-1} + 0.213)^{0.736} \quad (18)$$

$$S = \begin{cases} (1 + 0.12 Re_{tp})^{-1.14} & Re_{tp} < 32.5 \\ (1 + 0.42 Re_{tp}^{0.48})^{-1} & 32.5 \leq Re_{tp} < 70 \\ 0.0797 & Re_{tp} > 70 \end{cases} \quad (19)$$

$$Re_{tp} = 10^{-4} \frac{G_L d}{\mu_L} F^{1.25} \quad (20)$$

Owhadi et al. [11], sulla base dei loro dati sperimentali, constatano che le correlazioni di Chen consentono di predire il coefficiente di scambio termico con un errore del $\pm 15\%$.

1.4 Modifiche del codice RELAP5 per lo studio dello scambio termico bifase

La versione MOD3 utilizza una opportuna logica che permette di scegliere da un insieme di correlazioni valide per il trasferimento del calore per varie superfici di scambio. Lo schema di flusso viene costruito all'interno di una *subroutine* denominata HTRC, dove i coefficienti di scambio termico sono determinati utilizzando i sottoprogrammi: DITTUS, PREDNB, PREBUN, PSTDNB e CONDEN.

La *subroutine* CONDEN calcola i coefficienti di scambio quando la temperatura di parete è inferiore alla temperatura di saturazione alla pressione parziale del vapore. La *subroutine* DITTUS viene chiamata per valutare le condizioni di scambio in presenza di liquido o vapore monofase. La *subroutine* PREDNB contiene le correlazioni per l'ebollizione nucleata per tutte le superfici di scambio tranne che per il caso di fasci orizzontali, mentre PREBUN viene utilizzata per tutte le superfici e fasci di barre o tubi orizzontali. La *subroutine* PSTDNB tratta la transizione dall'ebollizione nucleata all'ebollizione per film. La *subroutine* CHFKUT calcola il CHF (Critical Heat Flux) per fasci di tubi orizzontali e CHFCAL determina lo scambio per tutte le altre superfici usando una metodo basato su una opportuna tabella di decisione. La *subroutine* SUBOIL calcola il tasso di vapore generato nel liquido surriscaldato vicino alla parete quando il liquido nella massa del fluido è sottoraffreddato.

L'elenco riportato di seguito fornisce i numeri che il codice associa alle varie modalità di trasferimento del

calore:

- Mode 0, convezione per una miscela non condensabile, vapore, acqua;
- Mode 1, convezione a pressione supercritica oppure parete surriscaldata con flusso di calore negativo a causa del gas surriscaldato;
- Mode 2, convezione monofase liquida a pressione subcritica, parete sottoraffreddata e bassa frazione di vuoto;
- Mode 3, ebollizione nucleata sottoraffreddata;
- Mode 4, ebollizione nucleata satura;
- Mode 5, ebollizione di transizione sottoraffreddata;
- Mode 6, ebollizione di transizione satura;
- Mode7, ebollizione per film sottoraffreddata;
- Mode 8, ebollizione per film satura;
- Mode 9, convezione monofase vapore o convezione bifase supercritica;
- Mode 10, condensazione con grado di vuoto minore di uno;
- Mode 11, condensazione con grado di vuoto pari a uno.

La nuova procedura, valida per condotti elicoidali quando questa geometria viene imposta in input dall'utente, prevede che, per le modalità di trasferimento di calore che comportano lo scambio termico monofase (mode 2), il codice procede con il calcolo delle correlazioni di Gnielinski come descritto in [1]; invece in condizione di ebollizione nucleata e per film, quando la *subroutine* PSTDNB chiama la *subroutine* DITTUS, il codice procede con la valutazione delle Eq.s 17÷20.

Per il momento, nel caso delle modalità di scambio mode 10 e 11, riguardanti la condensazione, vengono utilizzati i modelli contenuti nel codice non modificato, mentre, per la modalità di scambio mode 9 si procede con il calcolo della correlazione di Mori and Nakayama [12] valida per tubi elicoidali, secondo le seguenti espressioni:

$$h = \begin{cases} \frac{1}{26.2} \left(\frac{k_G}{d} \right) \left(\frac{Pr_G}{Pr_G^{2/3} - 0.074} \right) Re_G^{4/5} \left(\frac{d}{D} \right)^{1/10} \left\{ 1 + \frac{0.098}{[(Re_G)(d/D)^2]^{1/5}} \right\} & \text{per il gas} \quad (21) \\ \frac{1}{41.0} \left(\frac{k_L}{d} \right) Pr_L^{5/6} Re_L^{4/5} \left(\frac{d}{D} \right)^{1/12} \left\{ 1 + \frac{0.061}{[(Re_L)(d/D)^{2.5}]^{1/6}} \right\} & \text{per il liquido} \quad (22) \end{cases}$$

2. Prove termoidrauliche su condotto elicoidale scaldato elettricamente, condotte presso i laboratori SIET di Piacenza

I dati presi in esame hanno riguardato una campagna sperimentale svolta dal Politecnico di Milano con l'intento di indagare il comportamento termoidraulico di un generatore di vapore elicoidale per uso nucleare, eseguita su un'apparecchiatura sperimentale realizzata presso i laboratori SIET di Piacenza.

La sezione di prova è costituita da un tubo in acciaio inossidabile AISI 316 di diametro interno 12.53 mm, spessore 2.31 mm e lunghezza 32 m, avvolto secondo un'elica cilindrica verticale di diametro pari a 1 m e passo 0.79 m. Un preriscaldatore alimentato elettricamente consente di imporre la temperatura desiderata all'ingresso della sezione.

La sezione di prova, mostrata in Fig. 1, è stata strumentata con termocoppie distribuite lungo il condotto e otto prese di pressione, disposte lungo il tubo secondo gli intervalli riportati in Tabella 3, che consentono la misura delle perdite di carico con un errore massimo dello 0.4% sul valore letto, in tutto il campo di pressioni trattato. I dati misurati vengono inviati ad un sistema di acquisizione computerizzato che consente di monitorare in tempo reale lo stato dei parametri fisici dell'impianto (temperature, pressioni e portata).

Il condotto viene riscaldato elettricamente facendo ricorso a due distinte resistenze elettriche, poste lungo la sezione elicoidale, con cui vengono somministrate potenze diverse. Lo scopo è stato quello di simulare il comportamento delle due zone del generatore di vapore in cui, nel primo tratto, si ha una piccola regione di scambio monofase, essendo il fluido in ingresso sottoraffreddato alla pressione di prova, ed una successiva zona caratterizzata dalla presenza della miscela bifase con elevati valori dello scambio termico, mentre, nel secondo tratto, si ha la presenza di solo vapore (regione di surriscaldamento) in cui si hanno bassi coefficienti di scambio.

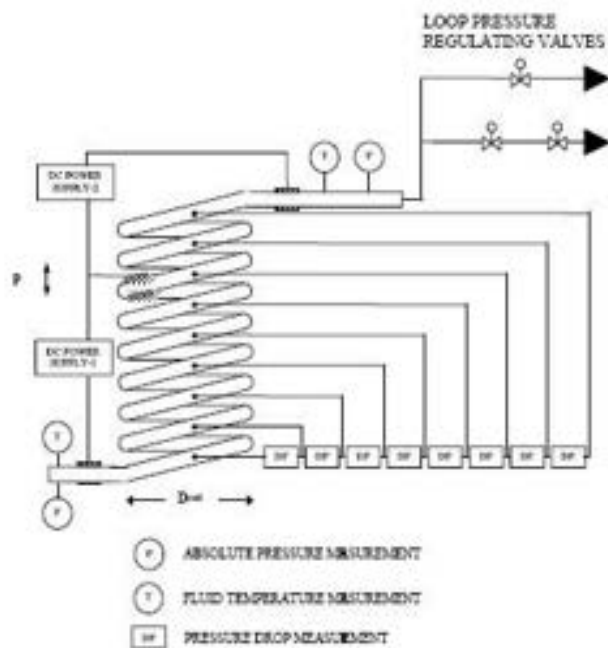


Fig. 1 Schema della sezione di prova e della strumentazione posta lungo l'elica per la misura della pressione

Per le diverse prove effettuate, imposte attraverso il preriscaldatore le condizioni termodinamiche richieste all'acqua in ingresso al generatore di vapore, viene somministrata potenza elettrica al primo tratto di lunghezza pari a 24 m. Raggiunte le condizioni stazionarie viene somministrava potenza elettrica anche ai restanti ultimi 8 metri in maniera tale da raggiungere in uscita le condizioni di vapore surriscaldato. In seguito queste prove verranno indicate come prove diabatiche.

Inoltre, alcune prove sono state eseguite in condizioni di adiabaticità, introducendo una miscela dal titolo noto generata nel preriscaldatore. In questo caso indicheremo i tests come adiabatici.

Per le prove prese in esame, nelle Tabelle 4÷6 vengono riportati nella prima colonna la denominazione del test e nelle colonne successive i dati della pressione, portata, temperatura e titolo del fluido immesso all'ingresso tubo nel caso degli esperimenti adiabatici, mentre nelle Tabelle 7÷9 vengono mostrati per gli esperimenti diabatici i dati della pressione, portata, temperatura in ingresso e, nell'ultima colonna, i valori di potenza fornita al fluido attraverso i riscaldatori elettrici posti lungo il condotto. Per questi ultimi casi, sono state prese in considerazione le prove che hanno visto il riscaldamento solo del primo tratto della sezione di prova (24 m), mentre per i tests svolti con pressioni di ingresso di 60 bar sono stati simulati un gruppo di esperimenti in cui è stata fornita potenza anche nell'ultimo tratto del condotto (8 m), come riportato in Tabella 10.

Tabella 3. Distribuzione dei misuratori di pressione lungo il condotto elicoidale.

	Tap 1	Tap 2	Tap 3	Tap 4	Tap 5	Tap 6	Tap 7	Tap 8	Tap 9
Distanza dall'ingresso della sezione [mm]	200	5173	9186	13148	17141	21643	25586	29088	32059

Tabella 4. Dati sperimentali riguardanti la pressione di ingresso della sezione di prova di 30 bar in condizioni adiabatiche.

Denominazione test	Pressione di ingresso	Portata	Temperatura di ingresso nel condotto	Titoli in ingresso del condotto
	MPa	kg/s	°C	
2007-12-17-11	3,10281554	0,02409819	234,670072	0,26609966
2007-12-17-12	2,98491861	0,02424924	232,544756	0,59649844
2007-12-17-13	3,02092	0,02395132	233,239651	0,82088585
2007-12-17-28	3,10535004	0,04778198	236,265702	0,27101646
2007-12-17-29	2,93701967	0,04761888	233,272486	0,60494586
2007-12-17-30	3,08901276	0,04825239	236,037399	0,81416899
2007-12-18-40	3,02692333	0,0707913	235,542492	0,28606665
2007-01-14-59	3,01633738	0,09496919	235,698777	0,37505349

Tabella 5. Dati sperimentali riguardanti la pressione di ingresso della sezione di prova di 40 bar in condizioni adiabatiche.

Denominazione test	Pressione di ingresso	Portata	Temperatura di ingresso nel condotto	Titoli in ingresso del condotto
	MPa	kg/s	°C	
2007-12-17-14	4,01969444	0,02418416	249,663836	0,28716204
2007-12-17-15	4,04265776	0,02487406	250,051752	0,54793465
2007-12-17-16	3,96898448	0,02435584	248,990763	0,78324426
2007-12-18-32	4,07629234	0,04807079	250,573952	0,25143669
2007-12-18-33	4,06831371	0,04750096	250,497215	0,61314619
2007-12-18-33b	3,95798568	0,04761714	248,906404	0,82548754
2007-12-18-48	3,99671904	0,07114005	251,376624	0,25693783
2007-01-14-55	3,98213768	0,07159246	251,588087	0,68884733
2007-01-14-58	4,00565845	0,09521768	251,857935	0,33552442

Tabella 6. Dati sperimentali riguardanti la pressione di ingresso della sezione di prova di 60 bar in condizioni adiabatiche.

Denominazione test	Pressione di ingresso	Portata	Temperatura di ingresso nel condotto	Titoli in ingresso del condotto
	MPa	kg/s	°C	
2007-12-18-35	6,003410061	0,04784737	274,548564	0,29604931
2007-12-18-36	5,956081616	0,0483425	274,190612	0,60733604
2007-12-18-37	5,981007888	0,04808066	276,229677	0,84274467
2007-12-18-43	5,977620605	0,0725343	276,252244	0,80166106
2007-12-18-46	6,011033012	0,07134035	276,573888	0,28271569
2007-01-14-56	5,992798481	0,09517852	276,733025	0,44765011

Tabella 7. Dati sperimentali riguardanti la pressione di ingresso della sezione di prova di 20 bar in condizioni diabatiche, in cui viene fornita potenza solo nel primo tratto di 24 m.

Denominazione test	Pressione di ingresso	Portata	Temperatura di ingresso nel condotto	Potenza elettrica fornita nel primo tratto di 24 m
	MPa	kg/s	°C	kW
2	2,16848295	0,02430906	162,057616	42,9568279
10	2,04939891	0,02489039	159,651177	52,2931226
29	2,06481018	0,05005106	161,711523	98,4138063
34	2,08412255	0,04953488	163,924459	115,434907
46	1,91383215	0,07426034	163,033619	167,892084
39	1,93292711	0,07427259	162,336362	152,485066

Tabella 8. Dati sperimentali riguardanti la pressione di ingresso della sezione di prova di 40 bar in condizioni diabatiche, in cui viene fornita potenza solo nel primo tratto di 24 m.

Denominazione test	Pressione di ingresso	Portata	Temperatura di ingresso nel condotto	Potenza elettrica fornita nel primo tratto di 24 m
	MPa	kg/s	°C	kW
68	4,0003	0,0246	197,25	47,44
76	3,9658	0,0250	195,02	57,10
80	3,8309	0,0489	198,93	92,65
88	4,0410	0,0494	198,11	108,92
94	3,6200	0,0737	201,00	134,50
102	3,7081	0,0741	201,50	157,59
109	3,1611	0,0995	200,31	183,32
113	3,2411	0,0993	201,25	192,78

Tabella 9. Dati sperimentali riguardanti la pressione di ingresso della sezione di prova di 60 bar in condizioni diabatiche, in cui viene fornita potenza solo nel primo tratto di 24 m.

Denominazione test	Pressione di ingresso	Portata	Temperatura di ingresso nel condotto	Potenza elettrica fornita nel primo tratto di 24 m
	MPa	kg/s	°C	kW
147	5,9199728	0,0493819	225,669893	93,1192091
151	6,07624786	0,04880551	227,297274	101,00716
158	5,71030123	0,07449019	225,478965	117,924821
164	5,81622908	0,07444492	225,965559	135,96627
169	5,82044337	0,07391535	227,225494	146,563715
176	5,42463919	0,09985932	224,311359	164,56943
178	5,54852795	0,09890029	225,939082	175,216191
184	5,47232832	0,09875363	226,212321	185,210375

Tabella 10. Dati sperimentali riguardanti la pressione di ingresso della sezione di prova di 60 bar in condizioni diabatiche, in cui viene fornita potenza sia nel primo tratto di 24 m che nel secondo tratto di 8 m.

<i>Denominazione test</i>	<i>Pressione di ingresso</i>	<i>Portata</i>	<i>Temperatura di ingresso nel condotto</i>	<i>Potenza elettrica fornita nel primo tratto di 24 m</i>	<i>Potenza elettrica fornita nel secondo tratto di 8 m</i>
	MPa	kg/s	°C	kW	kW
20050418_13	5,98696501	0,02447882	222,099742	47,8563795	1,99172949
20050418_18	6,26627322	0,0240948	221,976935	47,6586475	6,926212
20050324_28	5,87211953	0,05027516	224,044325	92,9447332	4,12210761
20050324_32	6,11691379	0,04976138	225,890696	92,8167544	11,9961668
20050324_16	6,0265025	0,07498031	226,722678	140,123716	2,97698031
20050324_19	5,93940367	0,07496701	225,592855	139,380122	14,3417176

2.1 Analisi mediante il codice RELAP5

Per le simulazioni dei dati sperimentali presi in esame è stata utilizzata la nodalizzazione rappresentata in Figura 2.

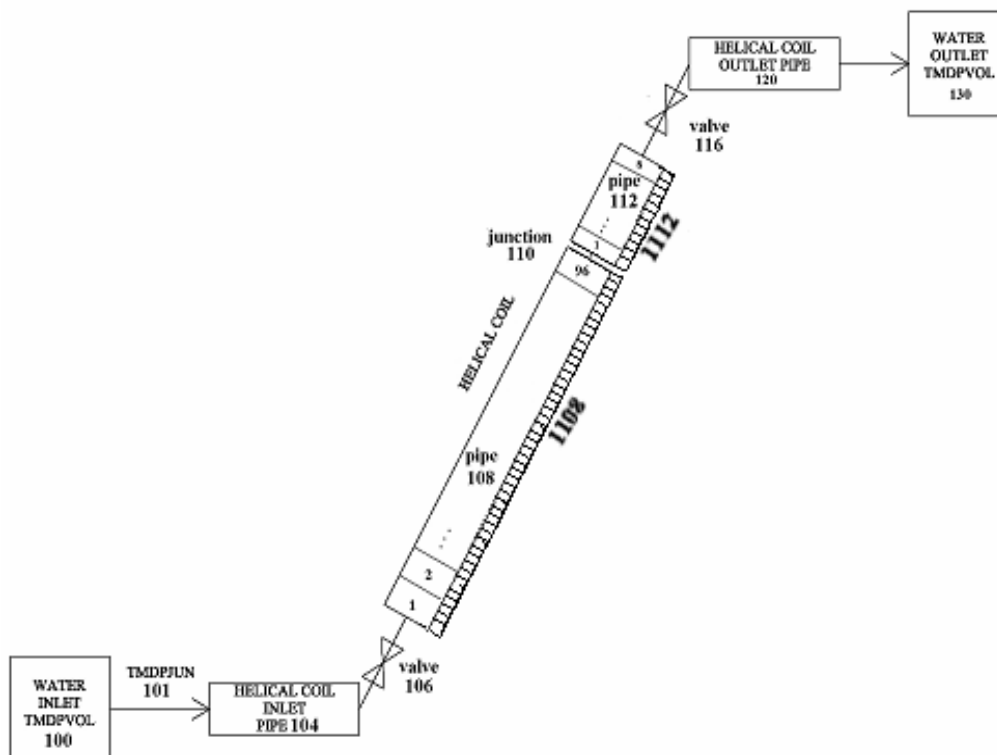


Figura 2 – Nodalizzazione Relap.

Le condizioni di ingresso e di uscita dalla sezione di prova sono state imposte tramite i volumi tempo dipendenti numero, 100, e numero, 130. Al volume di ingresso è connessa una giunzione tempo dipendente (TMDPJUN 101), che immette nel condotto, nel caso delle prove diabatiche, la portata di acqua alla

temperatura di sottoraffreddamento della prova esaminata, mentre nel caso delle prove adiabatiche impone la portata di vapore e di acqua sulla base del titolo di ingresso, in accordo con i dati sperimentali.

Poiché la sezione di prova è caratterizzata da due distinte zone con cui viene fornita potenza al fluido, il tubo elicoidale è stato schematizzato con due volumi: PIPE 108, che rappresenta i primi 24 m del condotto; PIPE 112, che schematizza l'ultimo tratto di 8 m.

Il primo pipe è suddiviso in 96 sottovolumi, mentre il secondo in 8, per una migliore approssimazione della posizione delle prese di pressione distribuite per tutta la lunghezza del tubo. In ogni giunzioni interna dei pipes 108 e 112, è stata attivata la *flag* che consente l'applicazione dei modelli validi per condotti elicoidali quando viene impiegato il codice modificato.

Per la simulazione delle prova diabatiche, la potenza somministrata nei due tratti in cui è stato suddiviso il condotto è stata imposta facendo ricorso a due strutture termiche (*Heat Structures* 1108 e 1112), che in accordo con i dati sperimentali distribuiscono la potenza in modo uniforme a tutti i singoli sottovolumi dei pipes con cui è stata schematizzata la sezione di prova.

Per la simulazione dei dati sperimentali presi in esame, sono state utilizzate le condizioni iniziali riportate nelle Tabelle 4÷10.

2.2 Risultati ottenuti

I dati sperimentali sono stati riportati in termini di valori della pressione lungo la sezione di prova al variare della pressione, temperatura e portata del fluido in ingresso, sia per le prove adiabatiche che diabatiche.

In ogni figura i dati sperimentali riguardano la stessa portata a varie condizioni di titolo per le prove adiabatiche, ed a varie condizioni di potenza fornita nella sezione di prova nel caso di prove diabatiche.

Per le prove adiabatiche, le Fig.s 2÷4 riportato i risultati ottenuti per gli esperimenti realizzati a 30 bar, le Fig.s 5÷7 per gli esperimenti a 40 bar, le Fig.s 8÷9 per gli esperimenti a 60 bar.

Per le prove diabatiche, le Fig.s 10÷12 riportato i risultati ottenuti per gli esperimenti realizzati a 20 bar, le Fig.s 13÷15 per gli esperimenti a 40 bar, le Fig.s 16÷19 per gli esperimenti a 60 bar.

Per il gruppo di prove diabatiche con pressione di ingresso di 60 bar e potenza fornita in entrambe i tratti del tubo elicoidale, i risultati ottenuti sono riportati nelle Fig.s 20÷22.

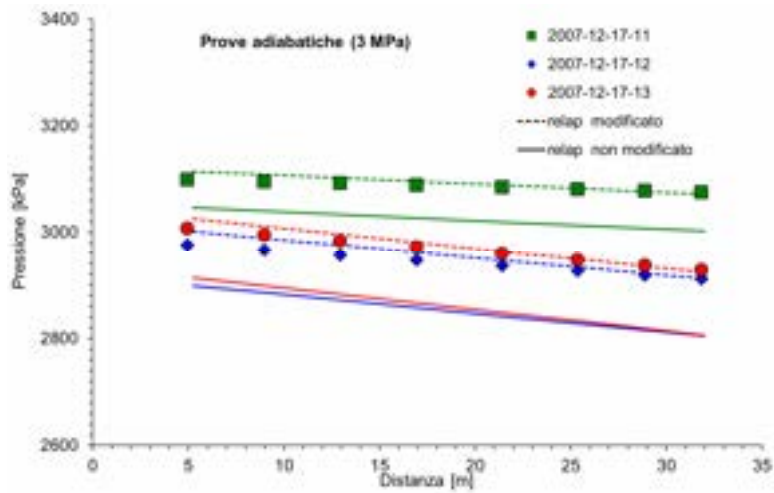


Figura 2 – Prove adiabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 30 bar e 0,024 kg/s, a varie condizioni di titolo.

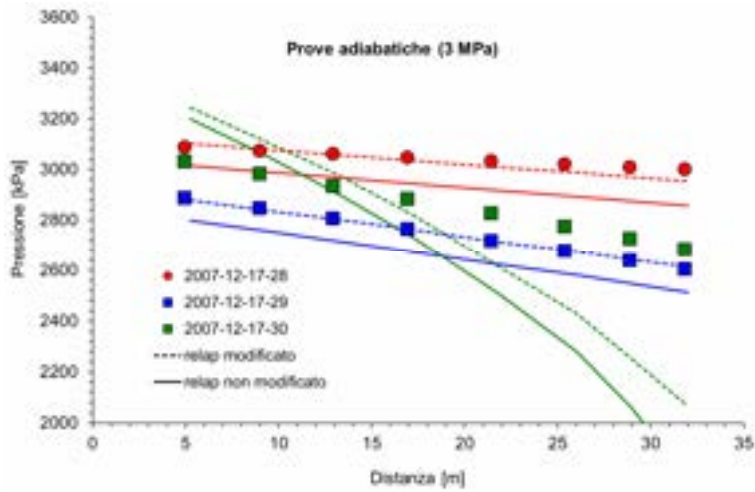


Figura 3 – Prove adiabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 30 bar e 0,047 kg/s, a varie condizioni di titolo.

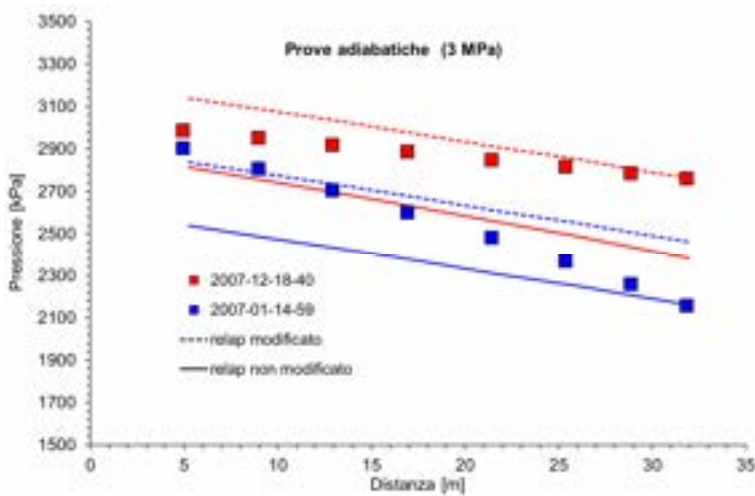


Figura 4 – Prove adiabatiche con pressione di ingresso pari a 30 bar e portata di ingresso rispettivamente pari a 0,07 kg/s e 0,095 kg/s.

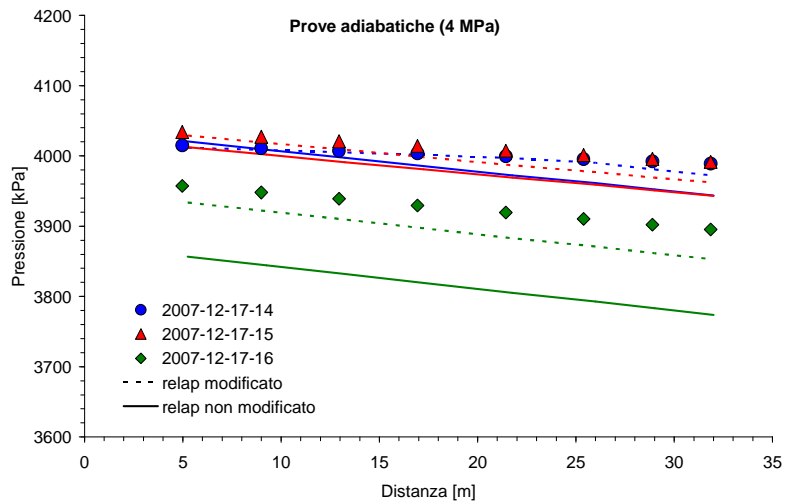


Figura 5 - Prove adiabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 40 bar e 0,025 kg/s, a varie condizioni di titolo.

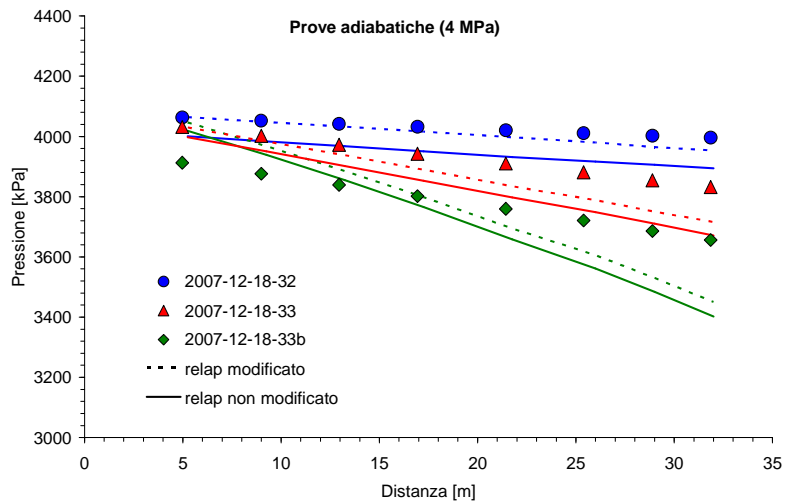


Figura 6 - Prove adiabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 40 bar e 0,047 kg/s, a varie condizioni di titolo.

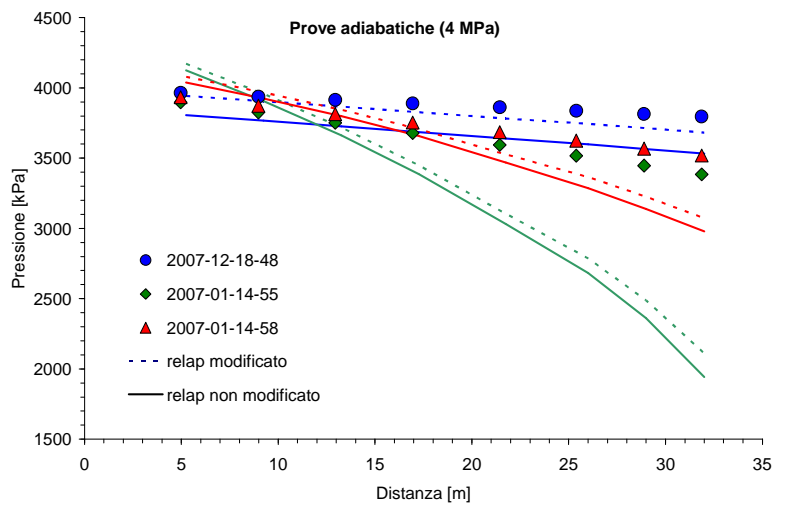


Figura 7 - Prove adiabatiche con pressione e portata di ingresso pari a 40 bar, 0,071 kg/s e 0,095 kg/s, a varie condizioni di titolo.

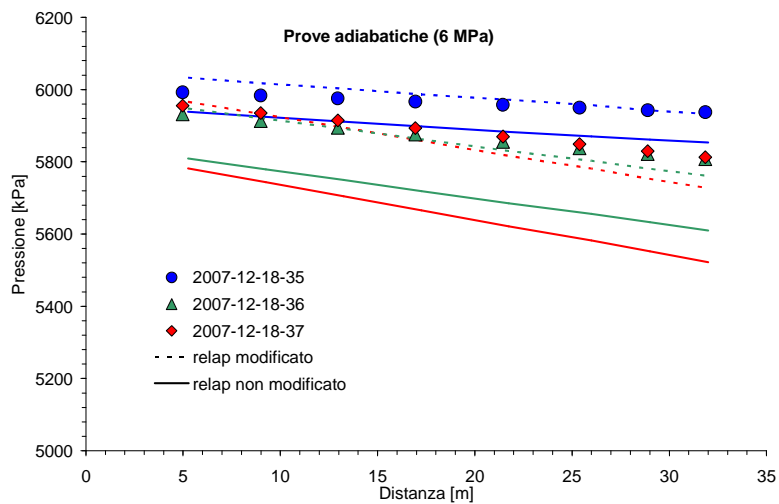


Figura 8 - Prove adiabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 60 bar e 0,047 kg/s, a varie condizioni di titolo.

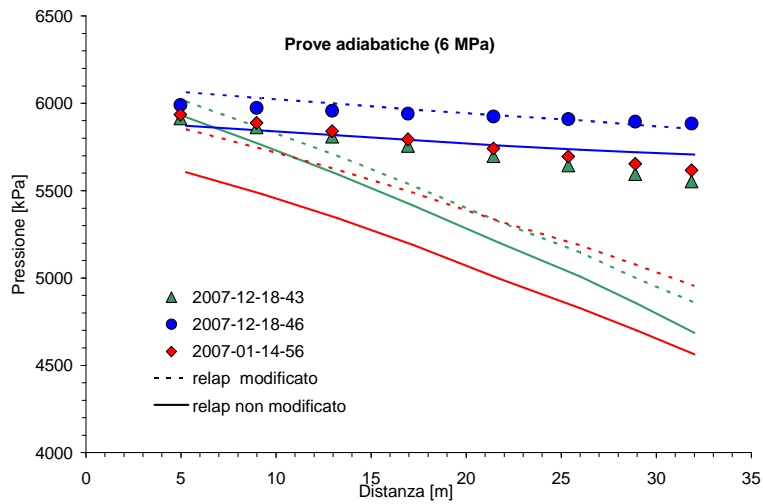


Figura 9 - Prove adiabatiche con pressione e portata di ingresso pari a 60 bar, 0,047 kg/s e 0,095 kg/s, a varie condizioni di titolo.

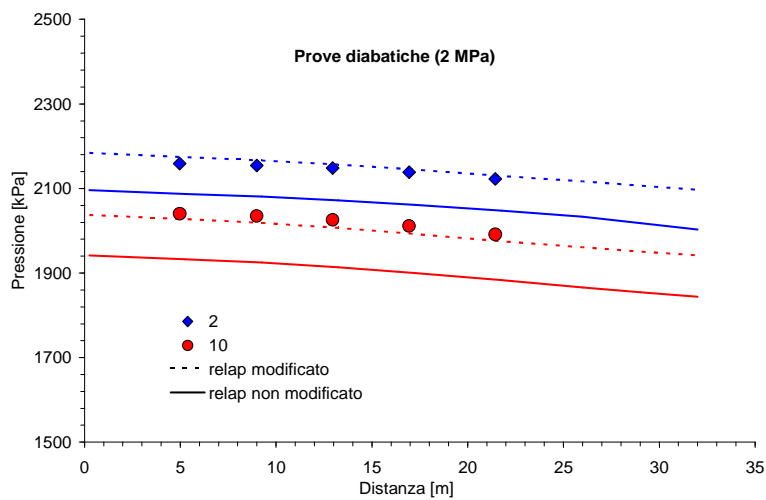


Figura 10 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 20 bar e 0,024 kg/s.

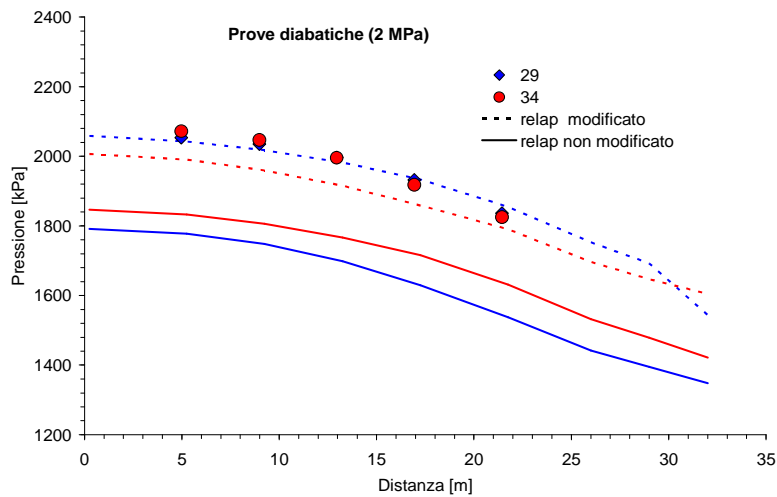


Figura 11 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 20 bar e 0,05 kg/s.

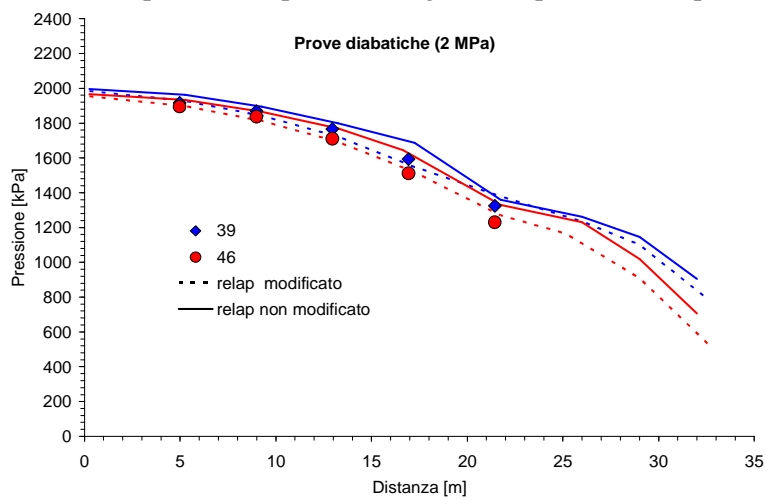


Figura 12 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 20 bar e 0,074 kg/s.

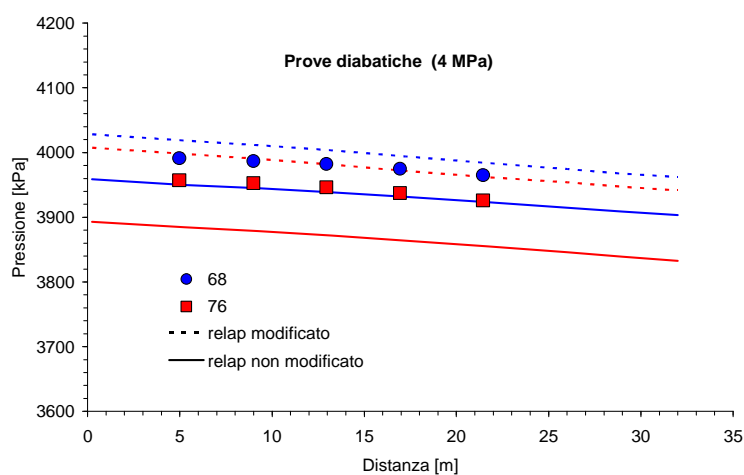


Figura 13 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 40 bar e 0,024 kg/s.

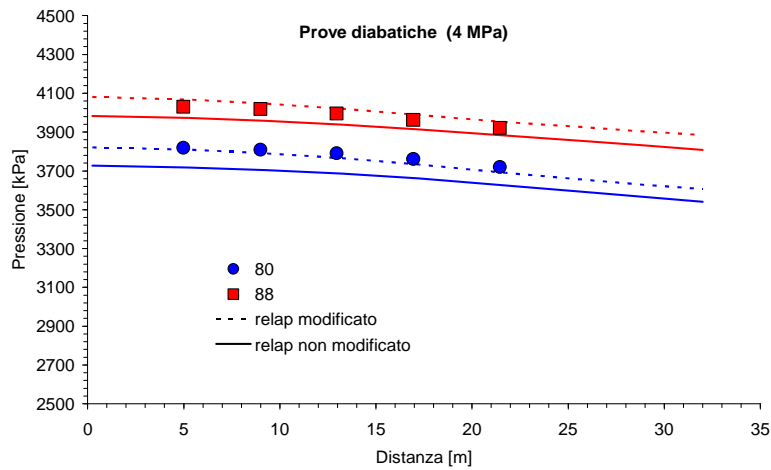


Figura 14 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 40 bar e 0,048 kg/s, a varie condizioni di titolo.

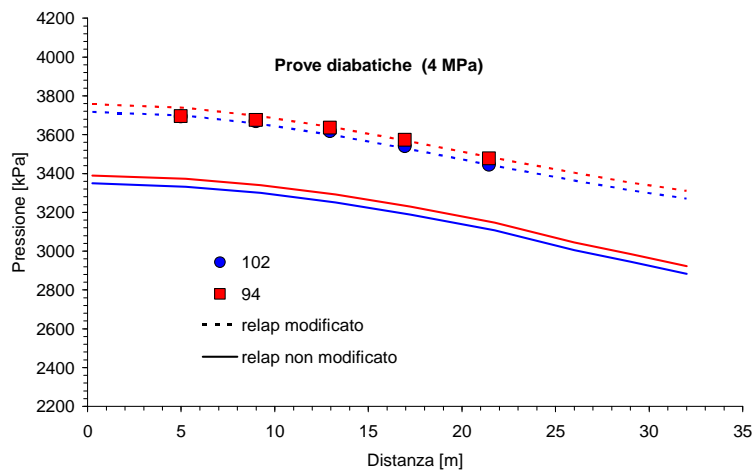


Figura 15 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 40 bar e 0,074 kg/s.

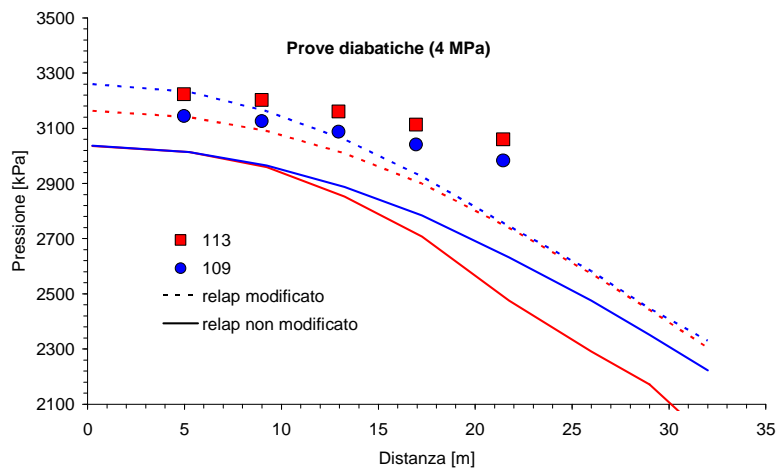


Figura 16 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 40 bar e 0,099 kg/s.

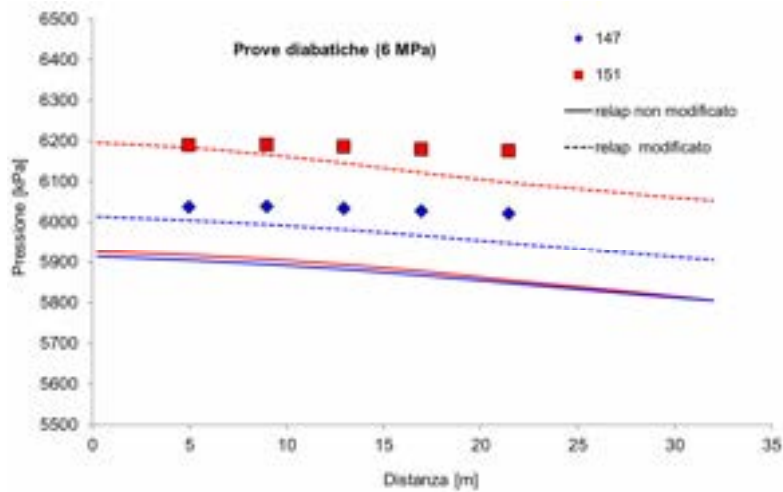


Figura 17 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 60 bar e circa 0,049 kg/s.

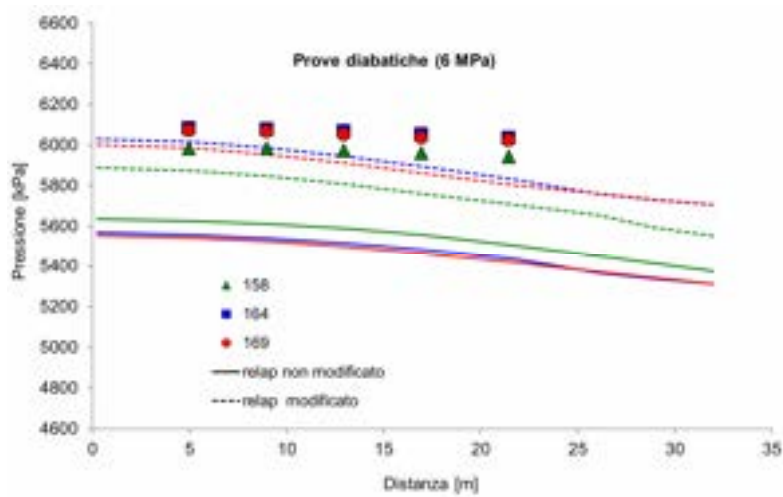


Figura 18 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 60 bar e circa 0,075 kg/s.

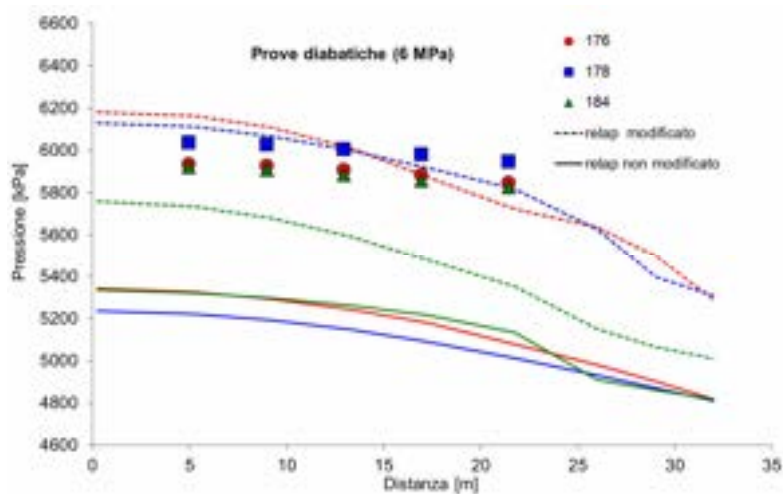


Figura 19 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 60 bar e circa 0,099 kg/s.

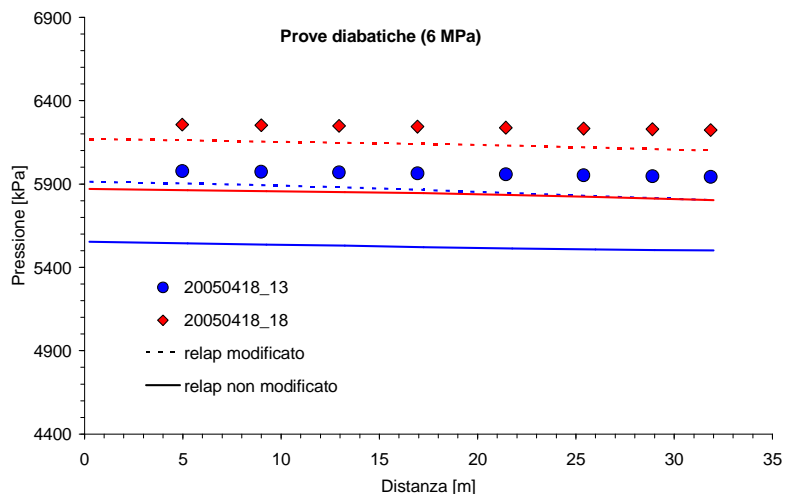


Figura 20 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 60 bar e 0,024 kg/s, in cui viene fornita potenza in tutta la sezione di prova.

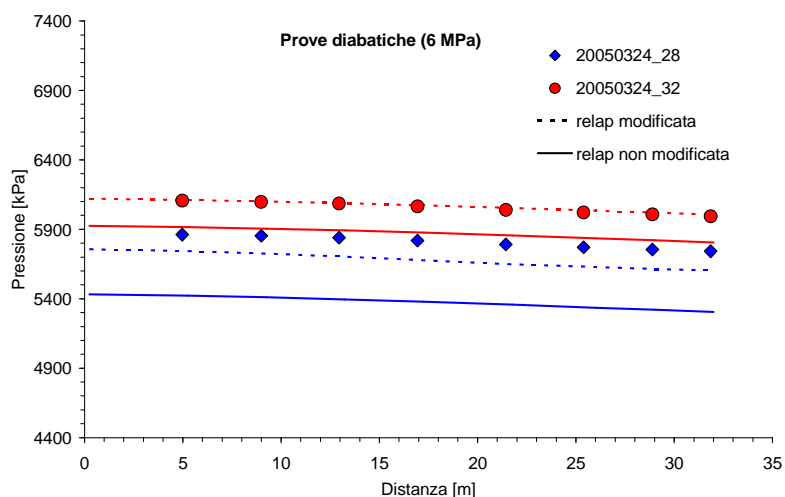


Figura 21 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 60 bar e 0,054 kg/s, in cui viene fornita potenza in tutta la sezione di prova.

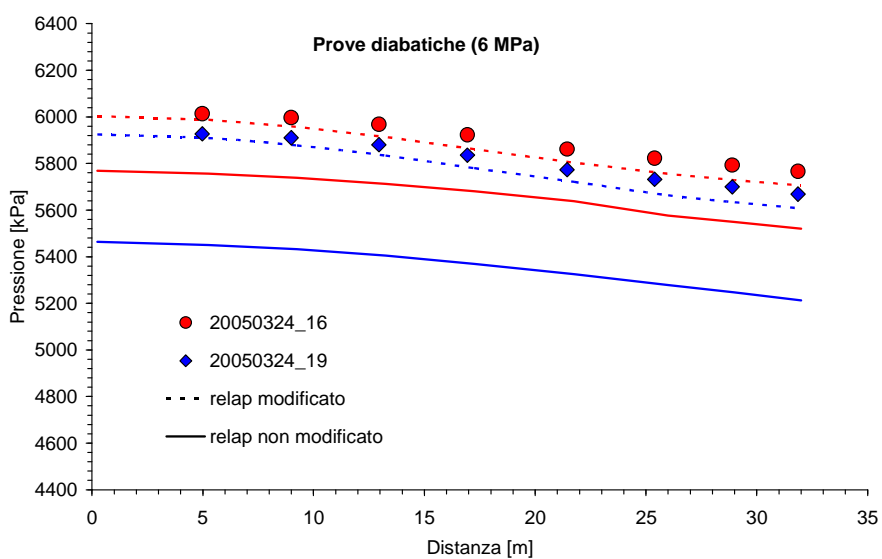


Figura 22 - Prove diabatiche con pressione e portata di ingresso rispettivamente pari a 60 bar e 0,075 kg/s, in cui viene fornita potenza in tutta la sezione di prova.

3. Conclusioni

L'attività di ricerca svolta ha visto una prima fase relativa al prosieguo del lavoro svolto nel corso dei precedenti programmi CERSE, riguardante la validazione del codice termoidraulico avanzato Relap5/Mod3.2.β, modificato per il calcolo delle cadute di pressione in tubi elicoidali interessati da deflusso monofase e bifase, ed una seconda fase che ha comportato l'implementazione di nuove procedure valide per lo studio dello scambio termico bifase in condotti elicoidali, in aggiunta alla modifica effettuata in precedenza valida per il solo scambio termico monofase.

Per il lavoro di validazione sono stati presi in esame i dati sperimentali relativi ad una campagna svolta dal Politecnico di Milano con l'intento di indagare il comportamento termoidraulico di un generatore di vapore elicoidale per uso nucleare, eseguita attraverso una apparecchiatura sperimentale realizzata presso i laboratori SIET di Piacenza.

Le misure sperimentali hanno riguardato i valori di pressione lungo il tubo elicoidale che è stato scaldato elettricamente facendo ricorso a due distinte resistenze elettriche poste lungo la sezione elicoidale con cui vengono somministrate potenze diverse. Gli esperimenti con riscaldamento del fluido sono stati indicati come prove diabatiche, mentre quelle senza scambio termico come prove adiabatiche.

Esaminando i risultati ottenuti dalla simulazione delle prove adiabatiche, possiamo riassumere che, utilizzando il codice RELAP5 modificato, generalmente si ha una lieve sottostima del corrispondente dato sperimentale con un errore che si mantiene nell'intervallo 1÷5%, tranne in alcuni casi, relativi ad elevati valori della portata e del titolo in ingresso della sezione di prova (prove denominate 2007-01-14-30, 2007-01-14-59 per pressione di ingresso pari a 30 bar; 2007-01-14-55 e 2007-01-14-58 per pressioni di ingresso pari a 40 bar; 2007-01-14-56 per pressioni di ingresso pari a 60 bar), per i quali tuttavia si ha una sottostima che si mantiene al di sotto del 20%. Utilizzando il codice non modificato si ottengono invece errori che variano nell'intervallo 5÷10%, superando il 20% per gli stessi casi sopra elencati.

Per quanto riguarda le prove sperimentali diabatiche, le simulazioni effettuate con il codice modificato consentono di ottenere piccoli errori che si mantengono all'interno dell'intervallo 1÷3% per tutte le pressioni esaminate, mentre il codice non modificato sottostima i dati sperimentali con un errore che varia nell'intervallo 3÷10%.

Anche per la simulazione del gruppo di dati sperimentali relativi alla pressione di ingresso del condotto elicoidale di 60 bar e somministrazione di potenza lungo tutta la sezione di prova, il codice modificato consente di ottenere la migliore predizione dei dati esaminati.

Possiamo quindi concludere che anche se il codice RELAP5 non modificato consente di predire i dati sperimentali con un errore che si mantiene al di sotto del 20%, le modifiche apportate tuttavia hanno consentito di migliorarne le prestazioni, riducendo mediamente in modo significativo l'errore per tutti i casi esaminati.

APPENDICE A

A1. Simulazione dei dati sperimentali riguardanti lo scambio termico monofase in tubi elicoidali concentrici effettuati da Runnie et al.

Lo studio sperimentale preso in esame [13] riguarda uno scambiatore di calore elicoidale costituito da due tubi concentrici interessati da deflussi monofase in parallelo e controcorrente per diverse configurazioni geometriche.

Vengono impiegati due distinti tubi interni, rispettivamente di diametro esterno pari a 9,5 mm (nei grafici indicato con “large coil”) e pari a 6,4 mm (nei grafici indicato con “small coil”), entrambi con spessore di 0,8 mm, posti all’interno di un tubo esterno di diametro esterno pari a 15,9 mm e spessore di 0,8 mm. Tutti i condotti sono caratterizzati da un raggio di curvatura di 235,9 mm.

La sezione di prova è collegata a due loops, ciascuno dei quali è dotato di sistema di pompaggio e scarico dell’acqua calda oppure fredda, mentre l’avvolgimento è strumentato con termocoppie per la misura della temperatura all’ingresso e all’uscita del condotto e da misuratori della portata. I dati vengono inviati ad un’unità di acquisizione per la successiva elaborazione.

In Fig. A1 viene riportato lo schema dell’impianto utilizzato per le prove sperimentali.

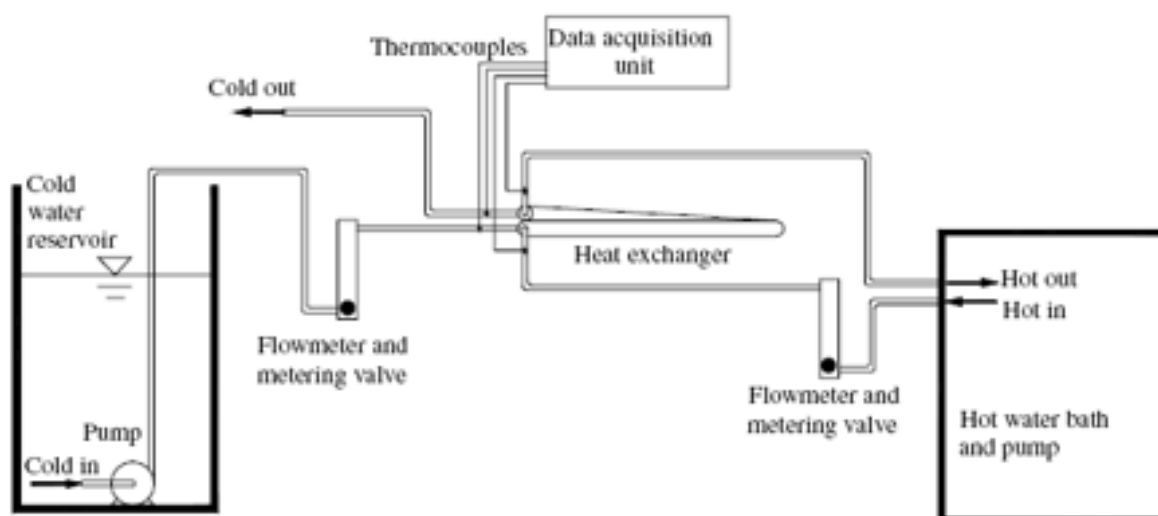


Fig. A1 Schema dell’impianto utilizzato per le varie prove sperimentali

Sia la portata nel tubo interno che quella del tubo esterno è stata variata, utilizzando i seguenti cinque valori: 100, 300, 500, 700, 900 cm³/min. Sono state testate tutte le possibili combinazioni di portata sia per il tubo interno che esterno, in parallelo ed in controcorrente, per entrambe le configurazioni geometriche.

Il coefficiente di scambio termico, U_o , è stata calcolato dai dati misurati della temperatura e delle portate facendo ricorso alla seguente equazione [14]:

$$U_o = \frac{q}{A_o LMTD} \quad (A.1)$$

in cui LMTD è la temperatura logaritmica media espressa secondo la seguente relazione:

$$LMTD = \frac{(\Delta T_2 - \Delta T_1)}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)} \quad (A.2)$$

essendo, ΔT_1 , la differenza di temperatura in ingresso e, ΔT_2 la differenza di temperatura in uscita dal condotto.

Quindi, i dati sperimentali sono stati riportati in termini di coefficiente di scambio termico, U_o , calcolato utilizzando le Eq.s (A1) e (A2) in funzione del numero di Dean valutato per il tubo interno, sia per il caso con geometria “small coil” che per il caso con geometria “large coil”.

I risultati ottenuti dalla simulazione delle prove sperimentali caratterizzate dalla geometria “large coil” vengono riportati nelle Fig.s A2 ÷ A6, mentre quelli per la geometria “small coil” nelle Fig.s A7 ÷ A11.

In tutti i grafici i punti riguardano i dati sperimentali e le barre visualizzano l’errore del $\pm 20\%$, mentre la linea tratteggiata mostra i risultati ottenuti impiegando il codice RELAP5 modificato e la linea continua invece i risultati ottenuti con il codice RELAP5 non modificato.

Per i tests presi in esame riguardanti il caso della geometria “large coil”, il codice modificato sottostima il corrispondente dato sperimentale con un errore che quasi sempre si mantiene inferiore o al più uguale al 20%, mentre il codice non modificato sottostima i dati sperimentali con un errore del 40%, tranne per il caso di bassa portata (Fig. A2).

Nel caso della geometria “small coil”, il codice modificato migliora la stima del dato sperimentale in corrispondenza di bassi valori del numero di Dean, ottenendo errori anche del 5%, mentre per più alti valori del numero di Dean l’errore non supera il 20%. Utilizzando il codice non modificato, si continua ad avere una grossa sottostima del coefficiente di scambio termico per tutti i valori del numero di Dean, tranne, anche in questo caso, per le prove relative alla bassa portata (Fig. A7).

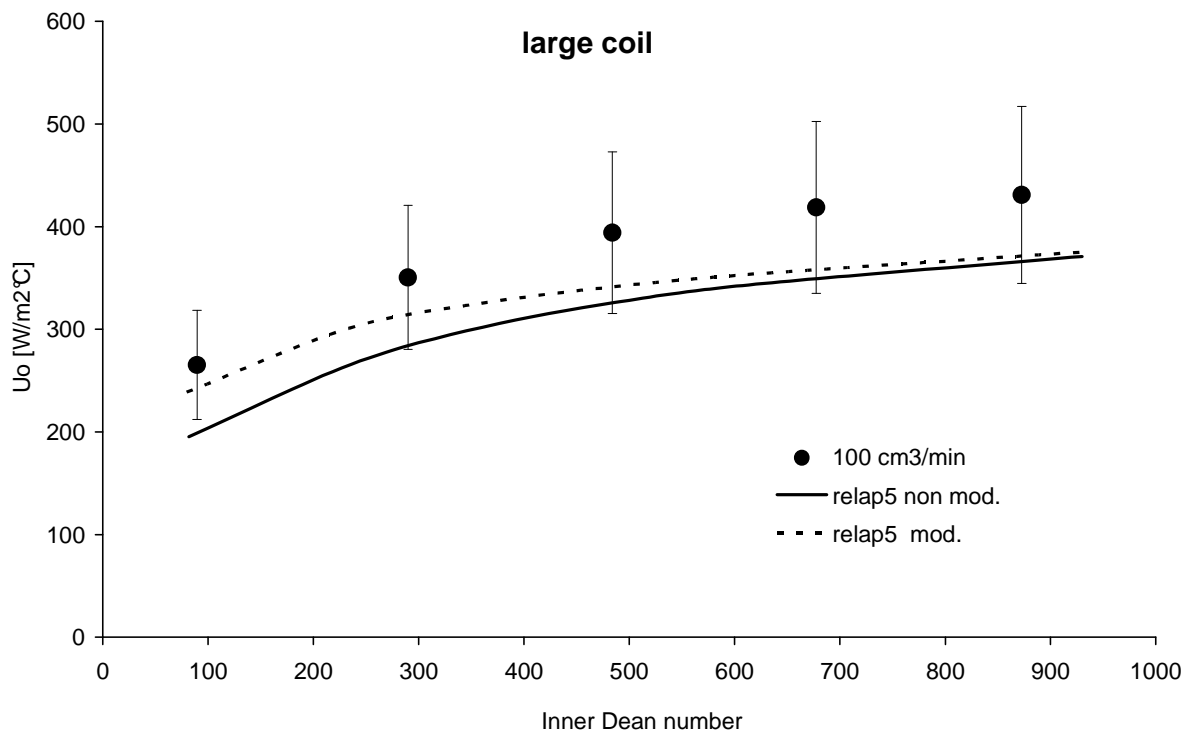


Figura A2 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno di diametro 9.5 mm (large coil) e portata nel tubo esterno di 100 cm³/min.

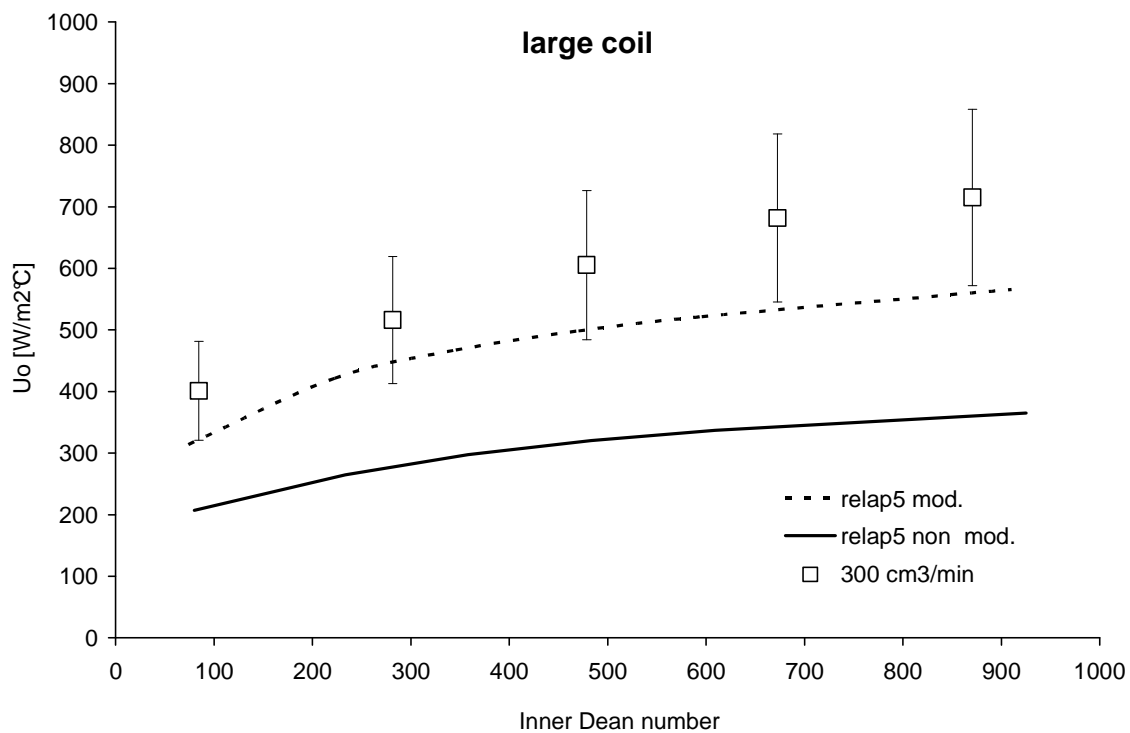


Figura A3 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno di diametro 9.5 mm (large coil) e portata nel tubo esterno di 300 cm³/min.

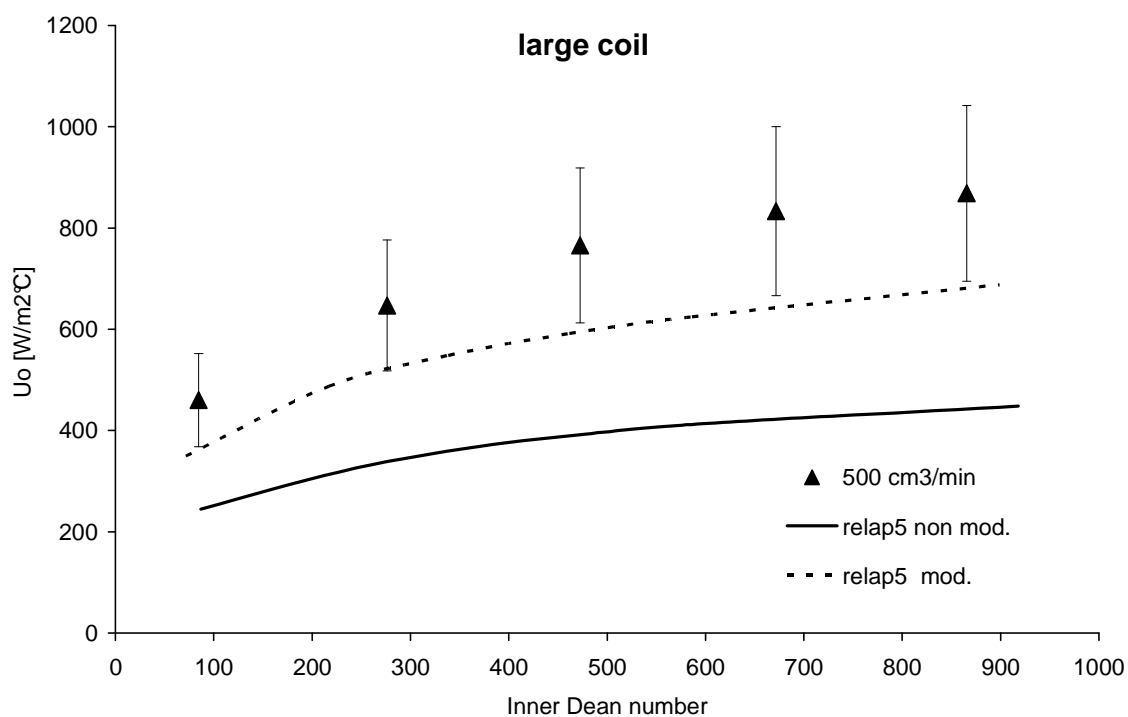


Figura A4 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno di diametro 9.5 mm (large coil) e portata nel tubo esterno di 500 cm³/min.

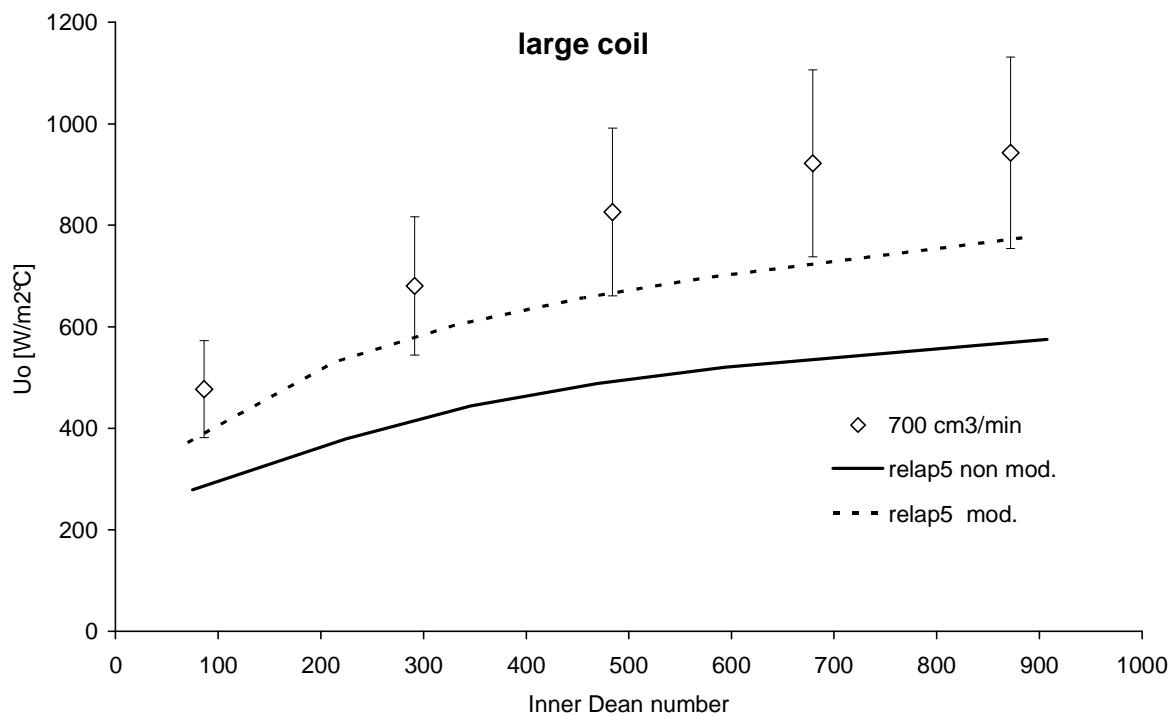


Figura A5 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno di diametro 9.5 mm (large coil) e portata nel tubo esterno di 700 cm³/min.

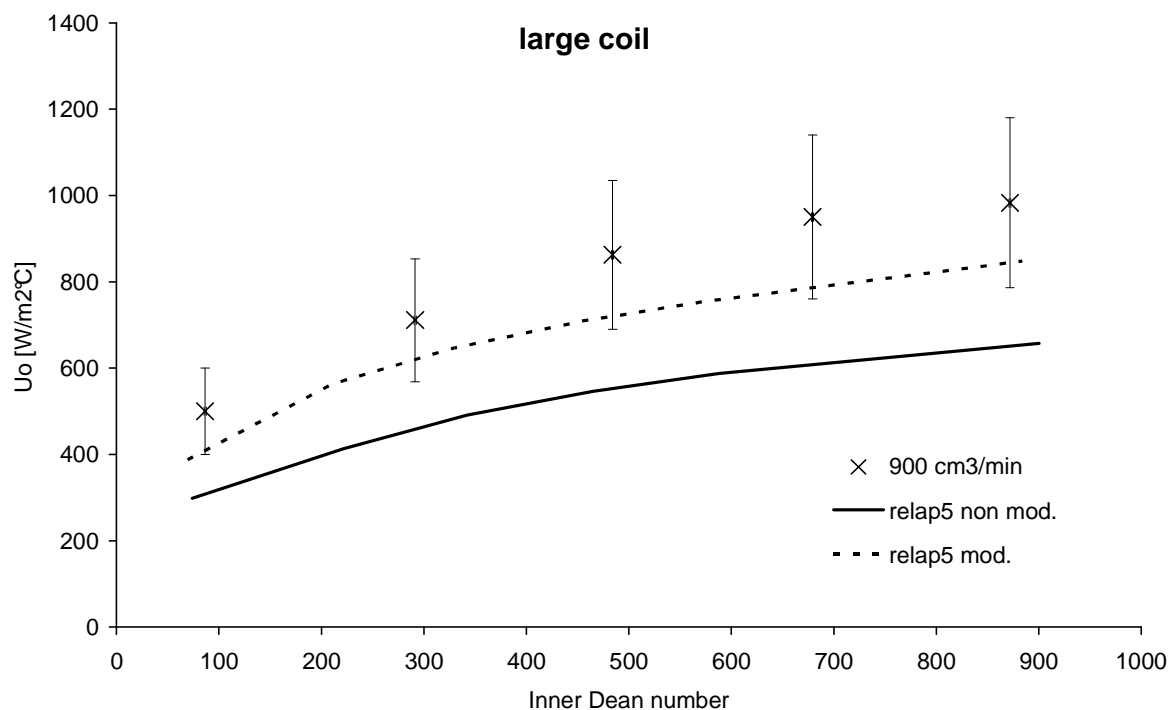


Figura A6 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno di diametro 9.5 mm (large coil) e portata nel tubo esterno di 900 cm³/min.

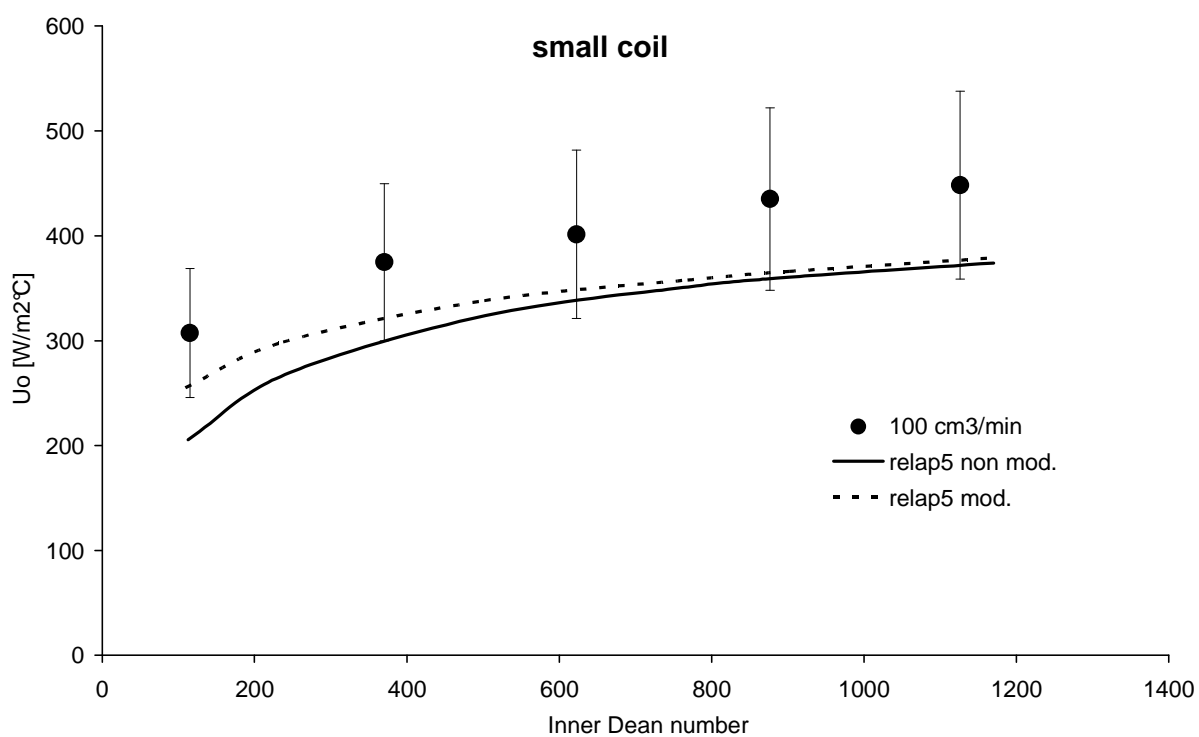


Figura A7 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno di diametro 6,4 mm (small coil) e portata nel tubo esterno di 100 cm³/min.

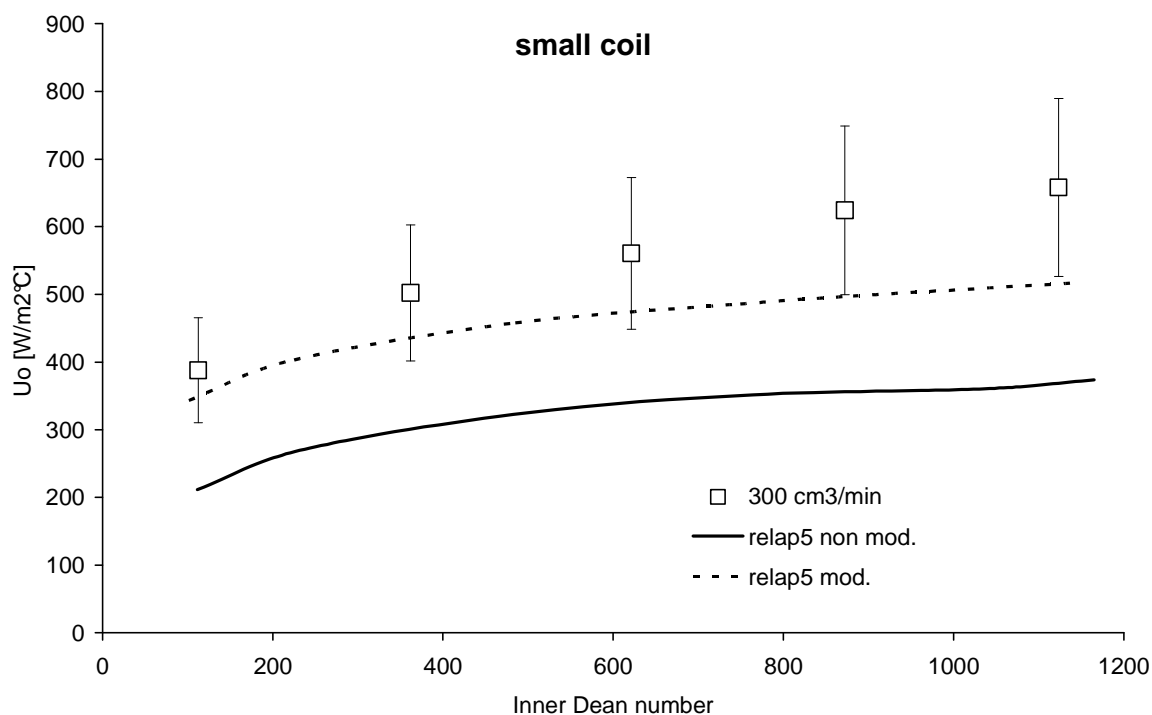


Figura A8 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno di diametro 6,4 mm (small coil) e portata nel tubo esterno di 300 cm³/min.

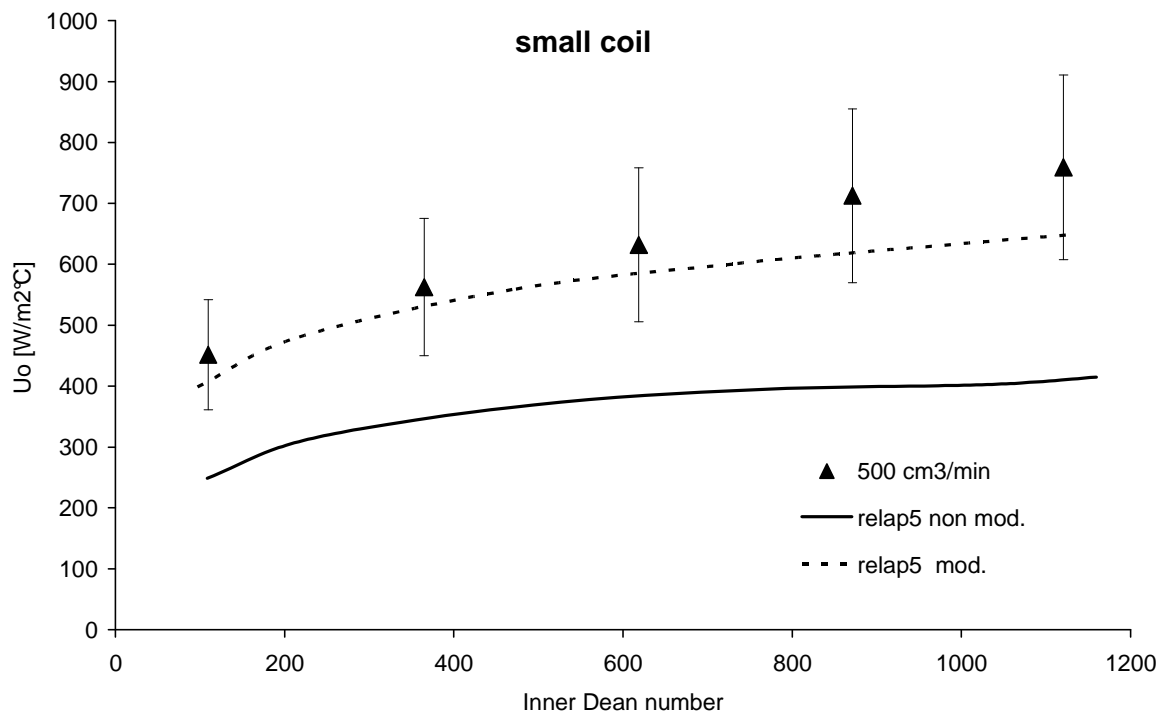


Figura A9 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno di diametro 6,4 mm (small coil) e portata nel tubo esterno di 500 cm³/min.

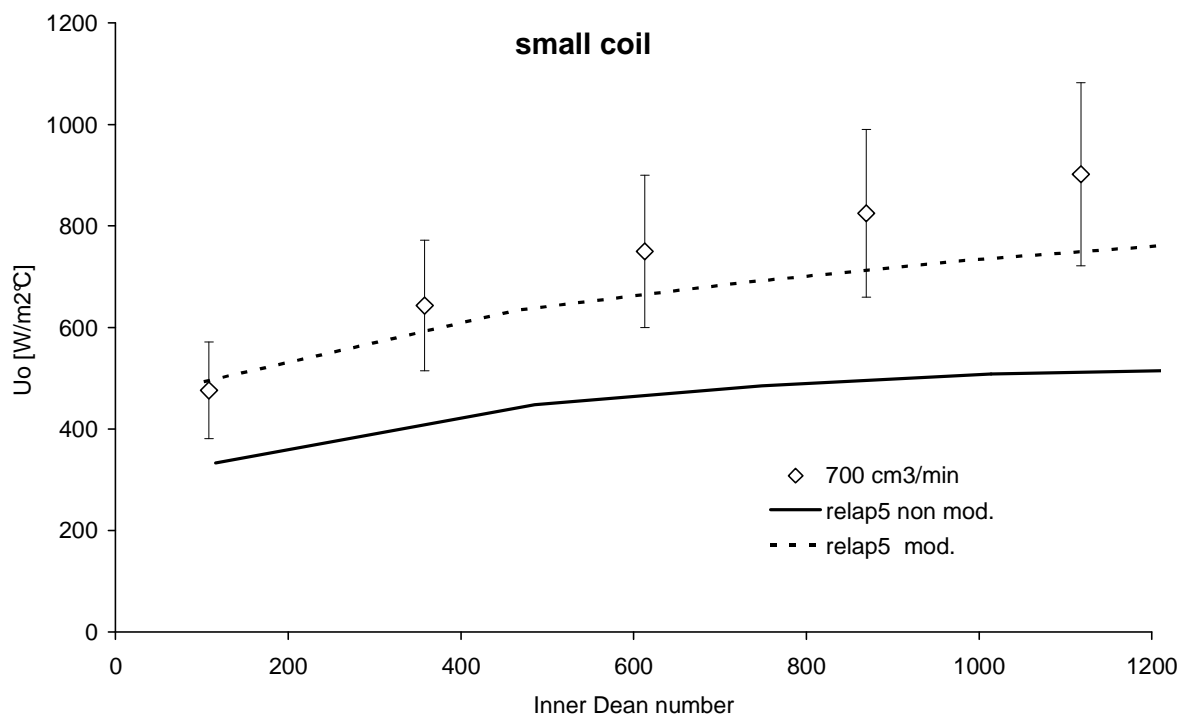


Figura A10 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno di diametro 6,4 mm (small coil) e portata nel tubo esterno di 700 cm³/min.

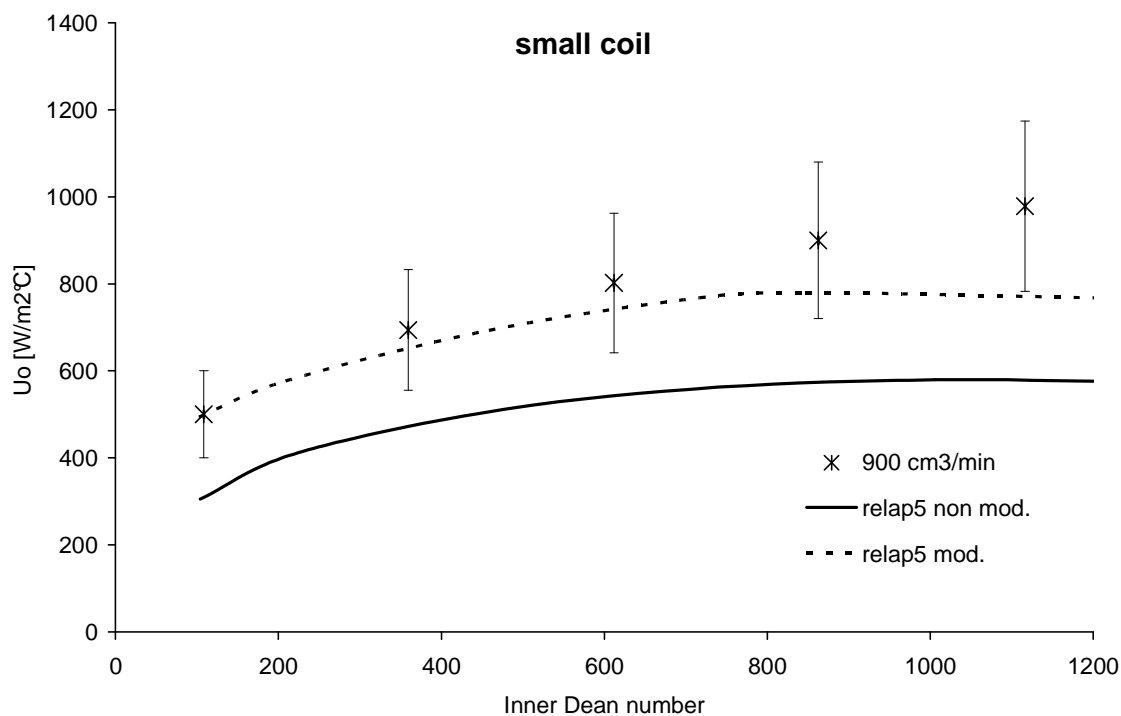


Figura A11 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno di diametro 6,4 mm (small coil) e portata nel tubo esterno di 900 cm³/min.

A2. Simulazione dei dati sperimentali riguardanti lo scambio termico monofase in tubi elicoidali concentrici effettuati da Kumar et al.

Le attività sperimentali riportate in [15] sono state realizzate con lo scopo di studiare l'idrodinamica e le caratteristiche di trasferimento di calore in uno scambiatore elicoidale “tube in tube” di un impianto pilota. Lo schema dell'impianto viene mostrato in Figura A12. Gli esperimenti sono stati effettuati con flusso in controcorrente: il fluido caldo percorre il tubo interno, mentre il fluido freddo la regione anulare. Il tubo esterno è stato dotato di piastre semicircolari per favorire la turbolenza nella regione anulare (Figura A13). I coefficienti di scambio termico sono stati calcolati sia per il tubo interno che esterno utilizzando le correlazioni riportate nel paragrafo precedente.

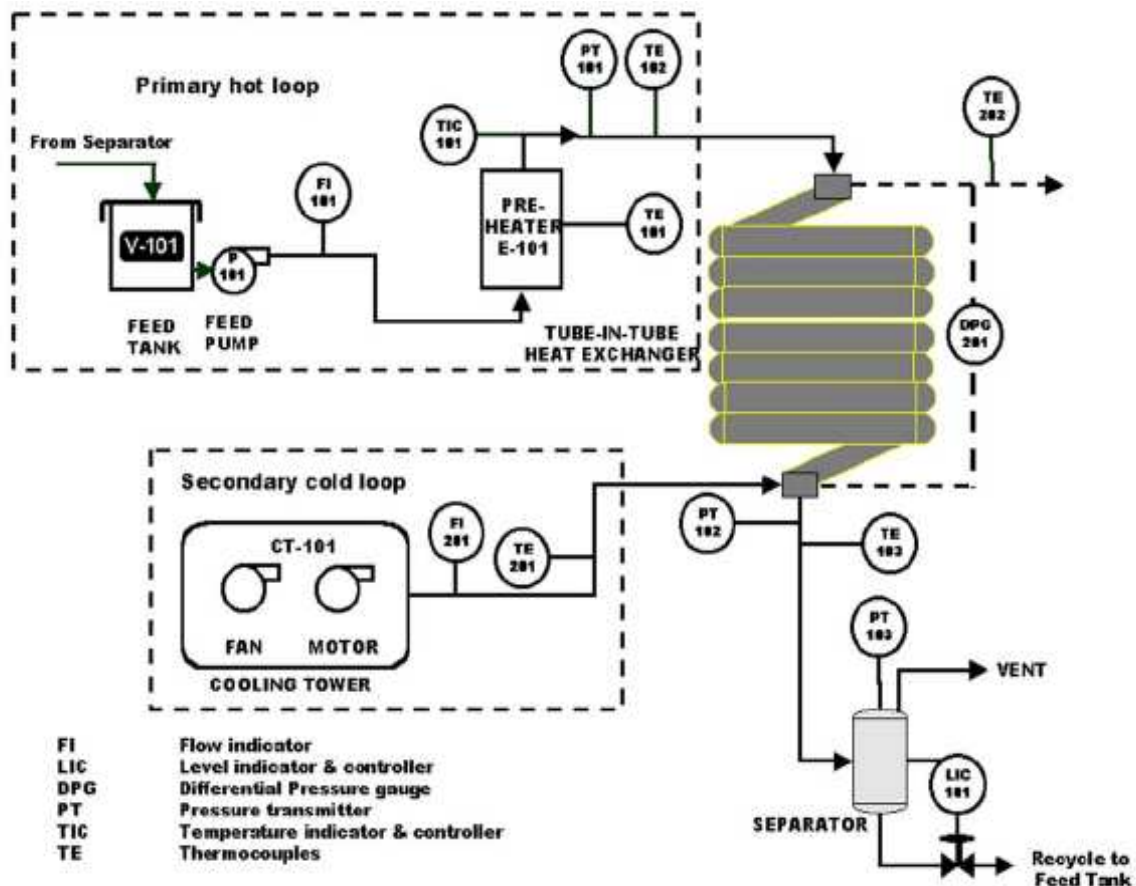


Fig. A12 Schema dell'impianto sperimentale utilizzato per i test di scambio termico in uno scambiatore di calore tube in tube.

L'impianto è composto da due loops, nel circuito primario fluisce il fluido caldo mentre nel circuito secondario circola il fluido refrigerante. Lo scambiatore di calore è costituito da un serbatoio di stoccaggio del liquido (V-101), realizzato in acciaio SS-304 e capacità di 500 litri, una pompa (P-101) in grado di immettere nel circuito portate di acqua nell'intervallo 30÷300 l/h. La portata è misurata da un misuratore di flusso (FI-101) ed i dati rilevati vengono inviati ad un trasmettitore elettrico che fornisce un segnale nel

range 4÷20 mA. Un preriscaldatore, costituito da una resistenza elettrica (E-101), consente la gestione della pressione fino a 5 bar riscaldando il fluido alla temperatura di ingresso desiderata (intervallo 40÷180 °C). La temperatura di uscita del preriscaldatore è stata regolata facendo ricorso ad un regolatore PID automatico (TIC-101).

Il circuito secondario interessato dal fluido refrigerante è costituito da un sistema di raffreddamento (CT-101), da cui viene prelevata per essere successivamente pompata nella regione anulare della sezione di prova. La portata viene misurata con un misuratore di flusso (FI-201).

Per le misurazioni della temperatura sono state utilizzate delle termocoppie poste in ingresso ed in uscita sia del tubo interno che esterno dello scambiatore di calore. Si tratta di termocoppie con accuratezza dello 0,4%. Per la misurazione della pressione nel circuito primario sono stati utilizzati dei trasduttori di pressione (PT-101 e 102) calibrati per lavorare nell'intervallo 0÷5 bar, mentre la pressione dell'acqua di raffreddamento è stata misurata utilizzando un manometro differenziale (DPG-201) (0÷1 bar) con una precisione pari a 1,6%.

Lo scambiatore di calore, in acciaio SS316, è costituito da un tubo esterno di diametro esterno pari a 50,8 mm e uno spessore di 1,2 mm. Il tubo interno ha un diametro esterno di 25,4 mm, con spessore di 1,2 mm. Il raggio di curvatura è 762 mm e il passo dell'elica di 100 mm. I deflettori, posti nella regione anulare, sono piastre semicircolari sistemate ad una distanza di 0,5 m lungo il condotto. La lunghezza dello scambiatore è di 10 metri con asse dell'elica verticale.

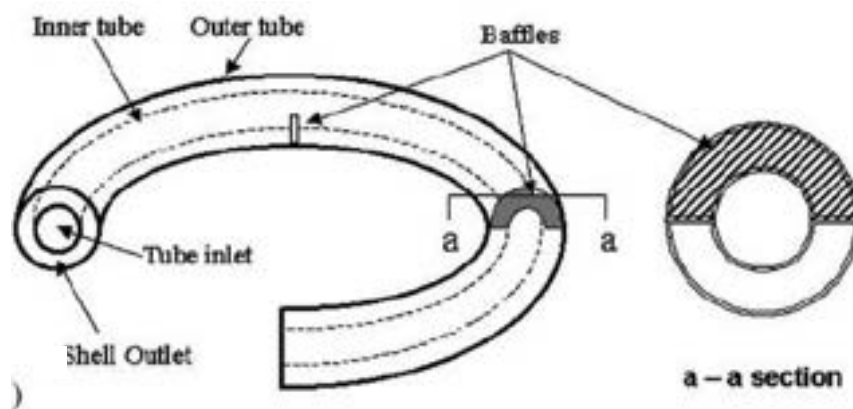


Fig. A13 Schema del doppio tubo elicoidale dello scambiatore di calore e deflettori posti nella regione anulare.

Gli esperimenti sono stati condotti utilizzando come fluido di lavoro acqua demineralizzata nel lato primario ed acqua di rubinetto nel circuito secondario. La portata di acqua del tubo interno è stata fatta variare nell'intervallo 140÷240 l/h mantenendo costante la portata della regione anulare. Le portate utilizzate per il tubo esterno sono state pari a 1800, 2000, 2500 l/h. Utilizzando la stessa procedura, sono state effettuate alcune prove sperimentali mantenendo costante la portata del tubo interno pari a 240 l/h e facendo variare quella della regione anulare.

All'ingresso del tubo esterno la temperatura dell'acqua è stata di $26\div 28$ °C, con un aumento all'uscita del condotto di circa $4\div 5$ °C. Durante l'esperimento la temperatura ambiente è stata misurata essere $27\div 28$ °C.

I dati sperimentali sono stati riportati in termini di coefficiente di scambio termico, U_o , calcolato utilizzando le Eq.s (a1) e (a2) in funzione del numero di Dean per il tubo interno ed il condotto anulare esterno.

I risultati ottenuti dalla simulazione delle prove sperimentali effettuate fissando la portata nella regione anulare e variano la portata nel tubo interno, vengono mostrate nelle Fig.s A14÷A16, mentre quelli ottenuti simulando gli esperimenti realizzati fissando la portata del tubo interno e variando la portata nella regione anulare in Fig. 17.

In tutti i grafici i punti riguardano i dati sperimentali, le barre visualizzano l'errore del $\pm 10\%$, mentre la curva con linea tratteggiata mostra i risultati ottenuti impiegando il codice RELAP5 modificato e la curva con linea continua invece i risultati ottenuti con il codice RELAP5 non modificato.

Per tutti i tests presi in esame, il codice modificato consente di stimare il corrispondente dato sperimentale in modo soddisfacente, con un errore che si mantiene molto basso, non superando mai il 5%, mentre il codice non modificato sottostima i dati sperimentali con un errore che varia nell'intervallo $10\div 20\%$.

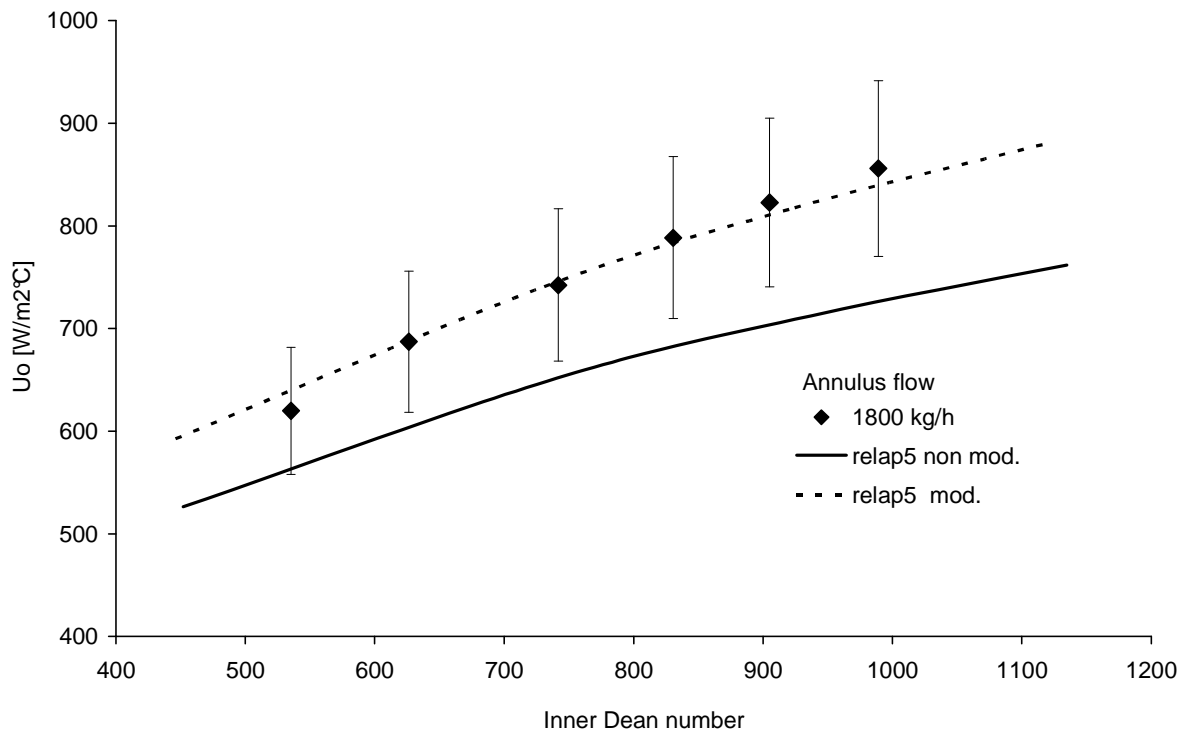


Figura A14 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno, fissando la portata nella regione anulare pari a 1800 kg/h.

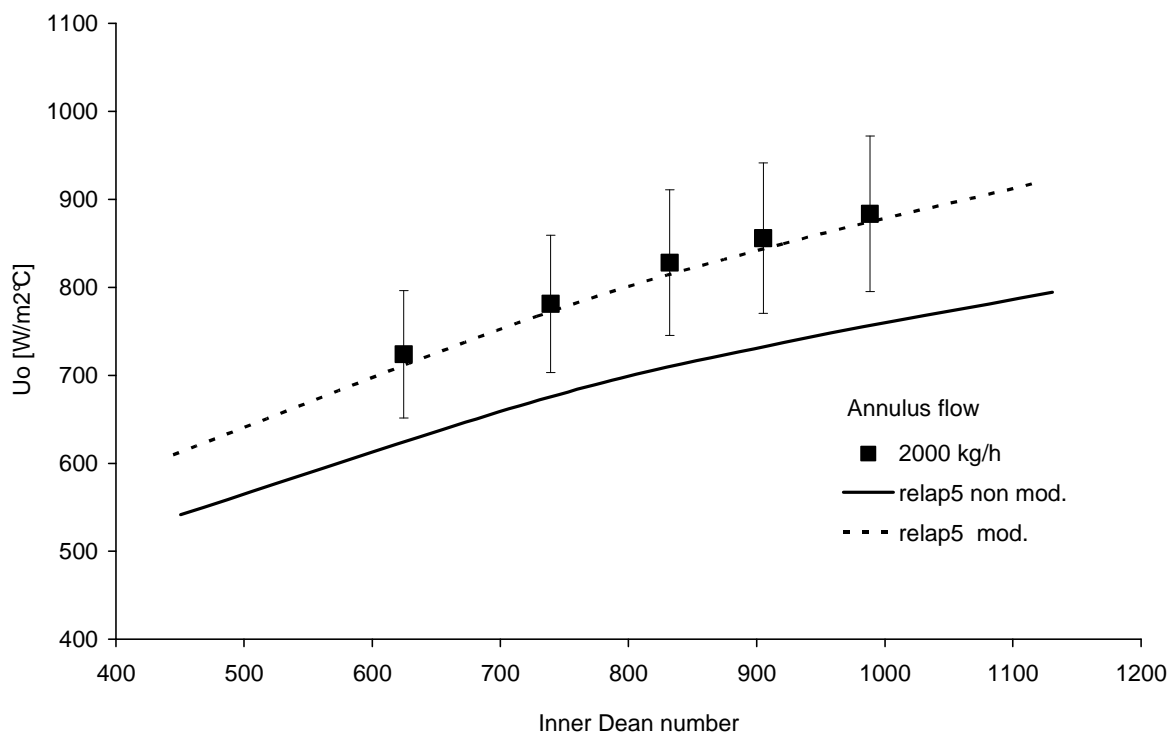


Figura A15 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno, fissando la portata nella regione anulare pari a 2000 kg/h.

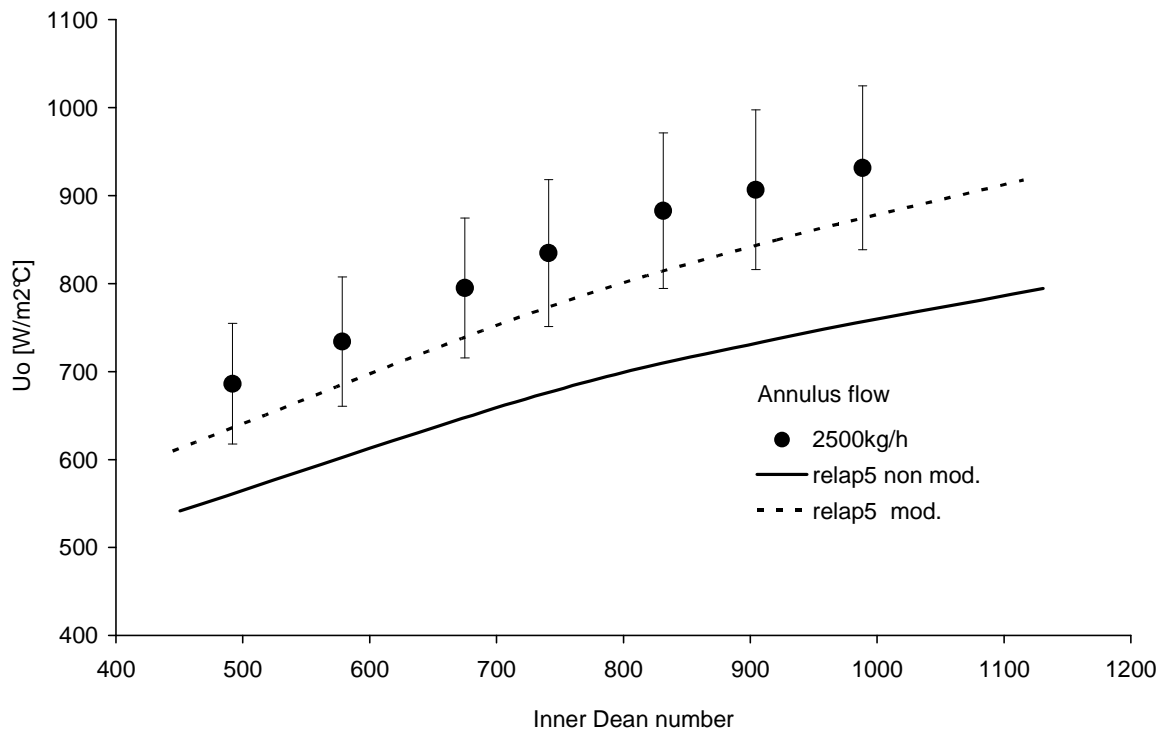


Figura A16 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo interno, fissando la portata nella regione anulare pari a 2500 kg/h.

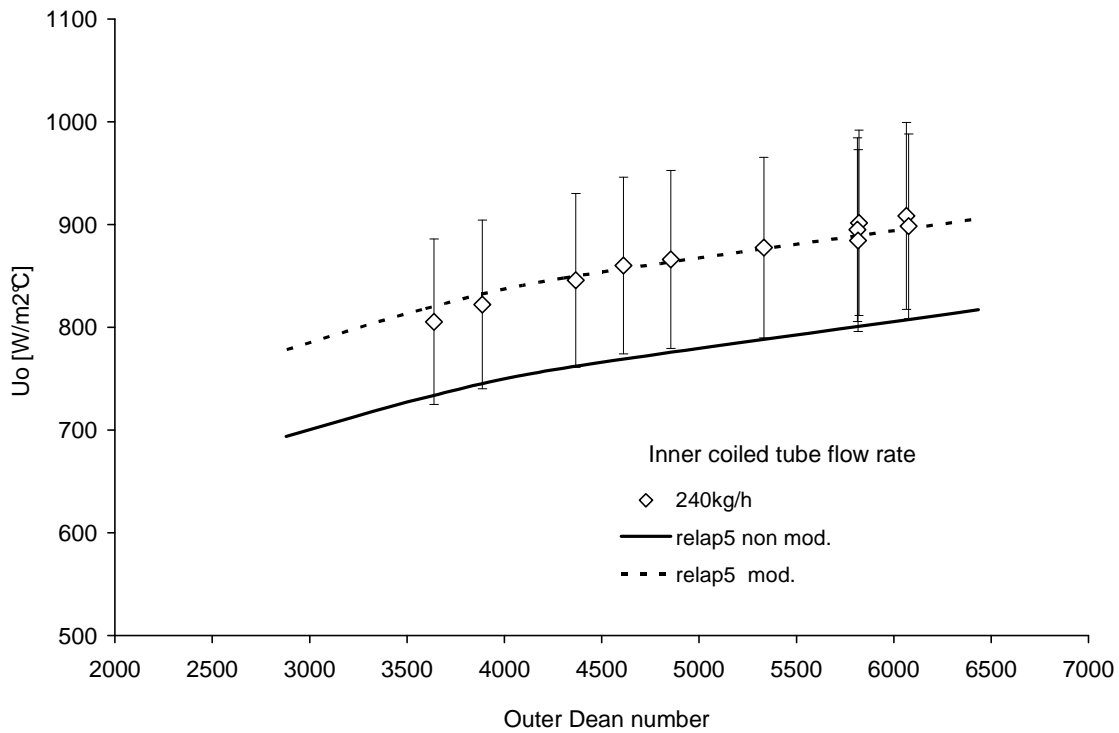


Figura A17 – Coefficiente di scambio termico in funzione del numero di Dean calcolato per il tubo esterno, fissando la portata del tubo interno pari a 240 kg/h.

Simbologia

C	costante
c_p	calore specifico
d	diametro del tubo elicoidale
D	diametro dell'elica
f	coefficiente di attrito di Fanning
G	portata in massa
g_c	fattore di conversione dimensionale
k	conduttività termica
F_r	numero di Froude
g	accelerazione di gravità
Pr	numero di Prandtl
U	coefficiente di scambio termico
Re	numero di Reynolds
v	velocità

Pedici

c	coil
sat	saturazione
TP	bifase
L	liquido
G	gas
f	attrito

Simboli greci

α	grado di vuoto
β	angolo di inclinazione dell'elica
λ	coefficiente di attrito di Darcy
μ	viscosità
ρ	densità
ϕ	moltiplicatore bifase
χ	parametro di Martinelli

BIBLIOGRAFIA

1. A. Caronia, M. Casamirra, F. Castiglia, P. Chiovaro, M. Ciofalo, P.A. Di Maio, I. Di Piazza, M. Giardina, C. Lombardo, E. Oliveri, S. Puleo, G. Vella, Studio con il codice RELAP5 dello scambio termico e delle perdite di carico in generatori di vapore a tubi elicoidali, Lavoro svolto in esecuzione della linea progettuale LP2.P– punto LP3.G dell’AdP ENEA MSE del 21/06/07, Tema 5.2.5.8 – “Nuovo Nucleare da Fusione”, CERSE-UNIPA RL-1201/2008, Palermo Dicembre 2009.
2. F. Castiglia, P. Chiovaro, M. Ciofalo, M. Di Liberto, P.A. Di Maio, I. Di Piazza, M. Giardina, F. Mascari, G. Morana, G. Vella, Modifiche del codice RELAP5 per lo studio delle perdite di carico in generatori di vapore a tubi elicoidali interessati da flussi bifase, Lavoro svolto in esecuzione della linea progettuale LP2.G– punto LP3.D dell’AdP ENEA MSE del 21/06/07, Tema 5.2.5.8 – “Nuovo Nucleare da Fusione”Rapporto CERSE-UNIPA RL-1204/2009, Palermo, Maggio 2010.
3. Ito, H. 1959. Friction factors for turbulent flow in curved pipes, J. Basic Enghg, Trans. A. S.M.E.D, 81, 123-124.
4. H. Ito (1959): “Friction factors for turbulent flow in curved pipes”, Journal of Basic Engineering, Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs., Vol.D81, pp123-134.
5. R.C. Xin, A. Awwad, Z. Dong, M.A. Ebadian, H.M. Soliman, An Investigation and Comparative Study of the Pressure Drop in Air-Water Two-Phase Flow in Vertical Helicoidal pipes, Int. J. Heat and Mass Transf., vol. 39, pp.735-743, 1996.
6. R.C. Xin, A. Awwad, Z. Dong, M.A. Ebadian, An experimental study of single-phase and two-phase flow pressure drop in anular helicoidal pipes, Int. J. Heat and Fluid Flow, 18, pp. 482-488, 1997.
7. V. Gnielinski, Helically coiled tubes of circular cross sections, Hemisphere Publishing Corporation, 1987.
8. Seban, R.A., Mclaughlin, E.F., 1963. Heat transfer in tube coils with laminar and turbulent flow. Int. J. Heat Mass Trans., 1963, 6, pp. 387–395.
9. J. C. Chen, A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow, ASME Paper 63-HT-34. 6th International Heat Transfer Conf., Boston, MA (1963)
10. Andrea Cioncolini, Lorenzo Santini, An experimental investigation regarding the laminar to turbulent flow transition in helically coiled pipes, Experimental Thermal and Fluid Science, (2005).
11. Owhadi, A., Bell, K.J., Crain Jr., B., 1968. Forced convection boiling inside helically-coiled tubes. Int. J. Heat Mass Trans. 11, 1779–1793.
12. Mori, Y., Nakayama, W., 1967. Study on forced convective heat transfer in curved pipes (second report, turbulent region). Int. J. Heat Mass Trans. 10 (1), 37–59.

13. Timothy J. Rennie, Vijaya G.S. Raghavan, Experimental studies of a double-pipe helical heat exchanger, *Experimental Thermal and Fluid Science* 29 (2005), pp 919–924.
14. F.M. White, *Heat Transfer*, Addison-Wesley Publishing Company Inc., New York, NY, 1984.
15. Vimal Kumar, Supreet Saini, Manish Sharma, K.D.P. Nigam, Pressure drop and heat transfer study in tube-in-tube helical heat exchanger, *Chemical Engineering Science* 61 (2006), pp 4403 - 4416.