



Studio dei modelli di condensazione e stratificazione di CATHARE e TRACE per la descrizione dei comportamenti delle facility integrali SPES2 e PERSEO

C. Lombardo, M. Polidori, P. Chiovaro, S. D'Amico, I. Moscato,
G. Vella



Studio dei modelli di condensazione e stratificazione di CATHARE e TRACE per la descrizione dei comportamenti delle facility integrali SPES2 e PERSEO

C. Lombardo, M. Polidori (ENEA)

P. Chiovaro, S. D'Amico, I. Moscato, G. Vella (CIRTEN – UniPalermo)

Settembre 2018

Report Ricerca di Sistema Elettrico

Accordo di Programma Ministero dello Sviluppo Economico - ENEA

Piano Annuale di Realizzazione 2017

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 - Linea Progettuale 1

Obiettivo: Sperimentazione e calcoli in appoggio agli studi sulla sicurezza

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

Studio dei modelli di condensazione e stratificazione di CATHARE e TRACE per la descrizione dei comportamenti delle facility integrali SPES2 e PERSEO

Descrittori
Tipologia del documento: Rapporto tecnico

Collocazione contrattuale: Accordo di programma ENEA-MSE su sicurezza nucleare e reattori di IV generazione

Argomenti trattati: Reattori nucleari evolutivi
 Sicurezza nucleare

Sommario

Il presente documento è stato preparato nel corso della terza annualità dell'AdP ENEA-MSE nell'ambito dell'obiettivo C (SPERIMENTAZIONE E CALCOLI IN APPOGGIO AGLI STUDI SULLA SICUREZZA) della Linea Progettuale 1 (Sviluppo competenze scientifiche nel campo della sicurezza nucleare). In esso vengono riportati gli studi inerenti i modelli di condensazione e stratificazione presenti nei codici termoidraulici di sistema CATHARE e TRACE. Tali codici sono stati utilizzati nelle precedenti annualità del presente PAR per mettere in luce ed approfondire le problematiche di simulazione dei test integrali SPES2 e PERSEO.

Note

Il presente documento è stato preparato con il contributo del personale ENEA e CIRTEN:

C. Lombardo, M. Polidori (ENEA)

P. Chiovaro, S. D'Amico, I. Moscato, G. Vella (Università degli Studi di Palermo)

Sigla documento rif. : CERSE-UNIPA RL 4002/2018


Copia n.
In carico a:

| | | | | | | |
|------|-------------|----------|-------|--------------------------|----------------------|------------------------|
| 2 | | | NOME | | | |
| | | | FIRMA | | | |
| 1 | | | NOME | | | |
| | | | FIRMA | | | |
| 0 | EMISSIONE | 23/11/18 | NOME | Calogera Lombardo | Paride Meloni | Federico Rocchi |
| | | | FIRMA | <i>Calogera Lombardo</i> | <i>Paride Meloni</i> | <i>Federico Rocchi</i> |
| REV. | DESCRIZIONE | DATA | | REDAZIONE | CONVALIDA | APPROVAZIONE |

INDICE

| | |
|---|----|
| INDICE | 2 |
| LISTA DELLE FIGURE | 3 |
| 1. INTRODUZIONE | 4 |
| 2. FENOMENI DI SCAMBIO TERMICO IN REGIME BIFASE: LA CONDENSAZIONE .. | 5 |
| 2.1 MOTO DEL FILM LIQUIDO | 6 |
| 2.2 SPESSORE DEL FILM LIQUIDO | 8 |
| 2.3 INFLUENZA DELLA VELOCITÀ DEL VAPORE | 13 |
| 2.4 INFLUENZA DEI GAS INCONDENSABILI | 13 |
| 3. CORRELAZIONI DI SCAMBIO TERMICO IMPLEMENTATE NEL CODICE TRACE 14 | |
| 3.1 INTRODUZIONE AI MODELLI DI CALCOLO | 14 |
| 3.2 PRE-CHF HEAT TRANSFER | 15 |
| 3.2.1 <i>Inizio dell'ebollizione nucleata</i> | 18 |
| 3.2.2 <i>Pool Boiling</i> | 19 |
| 3.2.3 <i>Ebollizione sottoraffreddata</i> | 19 |
| 3.3 CONDENSAZIONE | 20 |
| 3.3.1 <i>Condensazione a film</i> | 20 |
| 3.3.2 <i>Condensazione in presenza di incondensabili</i> | 26 |
| CORRELAZIONI DI SCAMBIO TERMICO IMPLEMENTATE IN CATHARE | 26 |
| 4.1 MODELLO DI CONDENSAZIONE USATO IN CATHARE | 28 |
| 4.1.1 <i>Correlazione di Shah</i> | 28 |
| 4.1.2 CORRELAZIONE DI CHEN | 29 |
| 4.2 MODELLO DEL FENOMENO DCC IN PROSSIMITA' DEL PUNTO DI INIEZIONE USATO IN CATHARE | 30 |
| 4.3 SET DI DATI SPERIMENTALI A SUPPORTO DELLA VALIDAZIONE DEL MODELLO DI CONDENSAZIONE NEL CODICE CATHARE | 34 |
| 4.3.1 COSI | 34 |
| 4.3.2 LSTF (LARGE SCALE TEST FACILITY) | 34 |
| 4.3.3 UPTF (<i>Upper Plenum Test Facility</i>) | 35 |
| 4.3.4 TOPFLOW | 35 |
| 5 FENOMENO DI STRATIFICAZIONE | 35 |
| 5.1 CRITERIO DI STRATIFICAZIONE IN CATHARE | 36 |
| 6 CONCLUSIONI | 38 |
| BIBLIOGRAFIA | 40 |
| CURRICULUM DEL PERSONALE CIRTEN | 41 |

LISTA DELLE FIGURE

| | |
|--|----|
| Figura 1: Film wise e drop wise condensation [3]. | 5 |
| Figura 2: Rappresentazione integrale del flusso laminare su lastra piana [5]. | 6 |
| Figura 3: Spessore del film di liquido su piastra verticale [5]. | 9 |
| Figura 4: Valori caratteristici dei regimi di moto per la condensazione [6]. | 11 |
| Figura 5: Condensazione in presenza di incondensabili [3]. | 14 |
| Figura 6: Selezione logica per il regime di pre-CHF e condensazione [9]. | 16 |
| Figura 7: Esempio di curva di ebollizione calcolata mediante. | 17 |
| Figura 8: Comparazione tra la correlazione di Kuhn-Schrock-Peterson e il modello TRACE per la condensazione a film laminare [9]. | 22 |
| Figura 9: Comparazione del numero di Nusselt tra i modelli per film turbolento [9]. | 24 |
| Figura 10: Comparazione tra i modelli presi in considerazione per lo scambio termico a film [9]. | 25 |
| Figura 11: Comparazione tra i modelli presi in considerazione per lo scambio termico a film [9]. | 25 |
| Figura 12: Comparazione tra il modello TRACE e le correlazioni presenti in letteratura per il “film condensation” [5]. | 25 |
| Figura 13: Individuazione delle zone di condensazione in cold leg. | 27 |
| Figura 14: Impatto del getto sulla superficie libera del liquido. | 31 |

LISTA DELLE TABELLE

| | |
|--|----|
| Tabella 1: Confronto tra i vari termini del vecchio e del nuovo modello di condensazione usati in CATHARE. | 34 |
| Tabella 2: matrice di prova sperimentale alla base del modello di condensazione usato nel codice CATHARE. | 35 |

1. INTRODUZIONE

L'attività di ricerca condotta nell'ambito della Task C1 della linea progettuale 1 nel corso delle precedenti annualità dell'accordo di programma MSE-ENEA è stata svolta per approfondire alcune delle fenomenologie tipiche del comportamento dei sistemi di sicurezza passivi di cui sono dotati gli impianti nucleari del tipo evolutivo. (con particolare riguardo alla valutazione dell'affidabilità dei sistemi di sicurezza per lo smaltimento del calore residuo di decadimento).

In particolare l'attività di validazione dei codici di calcolo T/H best estimate (CATHARE e TRACE) [1], [2] sulla base di risultati numerici ottenuti in campagne sperimentali, condotte in passato su impianti progettati costruiti ed eserciti in SIET, aveva messo in luce la necessità di ulteriori approfondimento su problematiche non sufficientemente chiare.

Con riferimento alla validazione del codice di sistema CATHARE si era presentata la necessità di approfondire la motivazione della non esatta descrizione del comportamento, in fase incidentale, dei sistemi passivi della facility SPES2 (simulatore dell'impianto AP600). Si era quindi proceduto ad investigare la capacità del codice di descrivere le fenomenologie 3D che vengono ad instaurarsi sia in alcuni dei sistemi passivi (IRWST, PRHR, CMTs) che in alcuni elementi del circuito primario. Con riferimento alla validazione del codice TRACE, la robustezza della nodalizzazione TRACE dell'impianto PERSEO messa a punto dal DEIM, presentata nella precedente annualità e capace di ricalcare realisticamente le caratteristiche dell'impianto e di tutti i principali componenti è stata dimostrata sulla base del confronto con i dati dei test 7 e 9 facenti parte della campagna sperimentale condotta sulla facility PERSEO.

A conclusione dell'attività [2] si è ritenuto necessario studiare i modelli di condensazione e di stratificazione, fenomeni che vengono ad instaurare in situazioni incidentali in caso di intervento dei sistemi di sicurezza passivi e che influiscono fortemente sia sull'innesco che sul mantenimento della circolazione naturale

Il presente documento riporta la descrizione dei fenomeni sopra individuati e dei modelli impiegati dai codici di sistema TRACE e CATHARE per a loro descrizione.

2. FENOMENI DI SCAMBIO TERMICO IN REGIME BIFASE: LA CONDENSAZIONE

Il fenomeno della condensazione si verifica quando la temperatura del vapore si riduce al di sotto della temperatura di saturazione correlata alla pressione del sistema; affinché possa esserci condensazione durante il moto di un fluido in un condotto è necessario che la temperatura della parete sia inferiore alla temperatura di saturazione del vapore.

Si possono distinguere due differenti modi attraverso i quali si può sviluppare il fenomeno Figura 1:

- film condensation
- drop-wise condensation

Il primo caso consiste nella formazione di uno strato superficiale di liquido che man mano va crescendo; nel secondo caso invece si formano innumerevoli gocce di condensato di diversa grandezza sulla superficie anziché una pellicola di liquido. Il presentarsi di uno o dell'altro fenomeno dipende maggiormente dalla tipologia di superficie sulla quale avviene la condensazione.

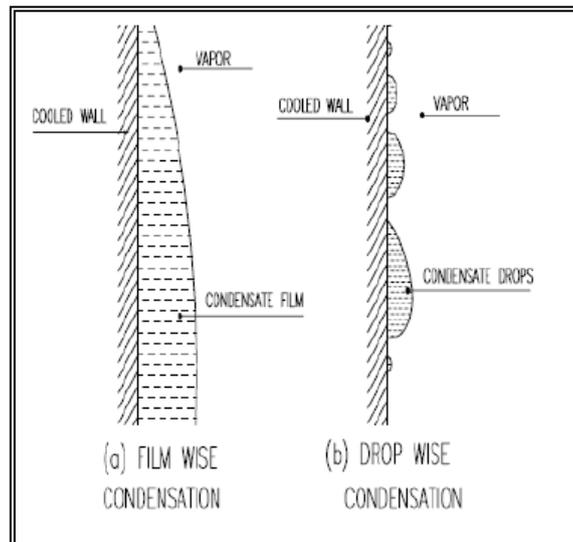


Figura 1: Film wise e drop wise condensation [3].

La condensazione a gocce è un fenomeno che difficilmente persiste nello scambio termico quindi normalmente si utilizzano le correlazioni ipotizzate per la condensazione a film.

Il liquido che si forma durante la condensazione è drenato alla superficie per effetto di due meccanismi principali che agiscono separatamente o simultaneamente. Essi sono la gravità presente, ad esempio nella condensazione sulla superficie esterna di tubi verticali, e l'azione di trascinamento del vapore nella condensazione all'interno di tubi [4].

Lo studio, nella maggior parte dei casi di interesse pratico, si basa sulle ipotesi effettuate da Nusselt per un flusso laminare su lastra piana:

- regime stazionario;
- vapore alla temperatura di saturazione T_{SAT} ;
- superficie condensante alla temperatura uniforme $T_P < T_{SAT}$;
- inizio della condensazione al bordo di attacco superiore ($x = 0$) della lastra;

- moto laminare del film liquido;
- sforzo tangenziale trascurabile all'interfaccia liquido-vapore;
- gradiente di pressione trascurabile in direzione ortogonale alla parete;
- trasporti avvevativi di quantità di moto e di energia trascurabili rispetto ai trasporti diffusivi e conduttivi;
- resistenza termica trascurabile all'interfaccia liquido-vapore.

Le distribuzioni semplificate di velocità e di temperatura sono quelle riportate in Figura 2.

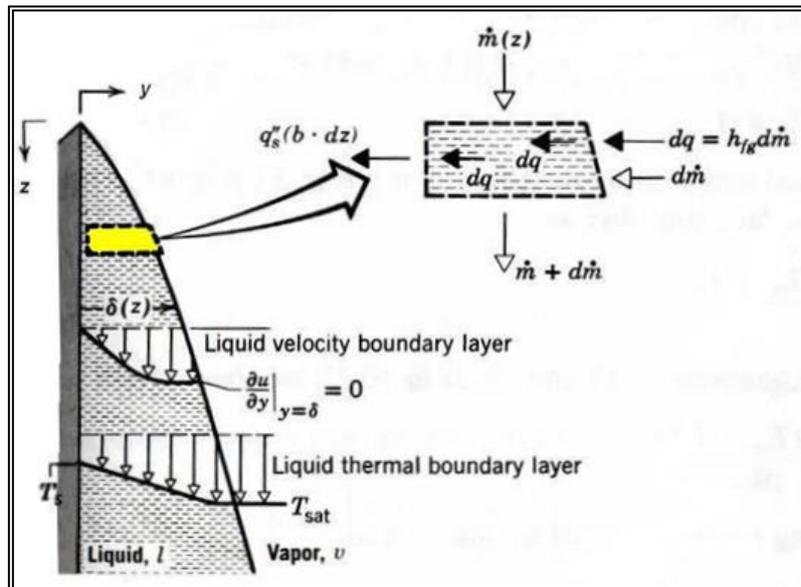


Figura 2: Rappresentazione integrale del flusso laminare su lastra piana [5].

E' possibile, applicando il bilancio energetico ad un volume infinitesimo di dimensioni $\delta_z \times B \times dz$ (B = terza dimensione della lastra, ortogonale al piano del foglio), uguagliare il calore ceduto dal vapore al liquido a quello ceduto dal liquido alla parete, al flusso di calore per sola conduzione che attraversa il volume di liquido considerato

$$q = h_z (T_{SAT} - T_P) = \frac{k_L}{\delta_z} (T_{SAT} - T_P) \quad \text{Eq. 1 .}$$

$$q = h_z (T_{SAT} - T_P) = \frac{k_L}{\delta_z} (T_{SAT} - T_P) \quad \text{Eq. 1}$$

con $h_z = \frac{k_L}{\delta}$ coefficiente di scambio termico locale [3], [4] e [6].

2.1 Moto del film liquido

La distribuzione di velocità del film si calcola utilizzando l'equazione di Navier-Stokes:

$$\rho \frac{\bar{D}v}{\bar{D}\tau} = -\frac{dp}{dz} + F_g + \mu_L \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad \text{Eq. 2}$$

$$F_g = \text{forza di gravità} = -\rho_L \cdot \text{grad}(-g \cdot z) = \rho_L \cdot g \quad \text{Eq. 3}$$

Dalla relazione di Stevino si ha:

$$p(z) = \rho_V \cdot g \cdot z; \quad -\frac{dp}{dz} = -\rho_V \cdot g \quad \text{Eq. 4}$$

Combinando l' Eq. 2 con l'

$$\rho \frac{\bar{D}v}{\bar{D}\tau} = -\frac{dp}{dz} + F_g + \mu_L \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} \quad \text{Eq. 2 con l'}$$

Eq. 4 si ottiene

$$p(z) = \rho_V \cdot g \cdot z; \quad -\frac{dp}{dz} = -\rho_V \cdot g$$

una "forza motrice" pari a

$$g \cdot (\rho_L - \rho_V) \quad \text{Eq. 5}$$

$$\rho \frac{\bar{D}v}{\bar{D}\tau} = -\frac{dp}{dz} + F_g + \mu_L \frac{\partial^2 v}{\partial y^2}$$

Si può inoltre semplificare l'intero termine a primo membro dell' Eq. 2 considerando la condizione di regime stazionario e l'ipotesi di Boussinesq secondo la quale, per un fluido in moto con distribuzione di velocità molto varia lungo la direzione ortogonale al moto (v_y) e con piccoli gradienti di velocità nella direzione del moto (v_z), è

trascurabile la derivata della velocità in tale direzione $\left(\frac{\partial v}{\partial z}\right) < \left(\frac{\partial v}{\partial y}\right)$.

$$\frac{\bar{D}v}{\bar{D}\tau} = \frac{\partial v}{\partial \tau} + \frac{\partial v}{\partial x} v_x + \frac{\partial v}{\partial y} v_y + \frac{\partial v}{\partial z} v_z \approx 0 \quad \text{Eq. 6}$$

Da quanto detto sopra si ottiene:

$$\frac{\partial^2 v}{\partial y^2} = \frac{g}{\mu_L} (\rho_V - \rho_L) \quad \text{Eq. 7}$$

Integrando una prima ed una seconda volta si trova:

$$\frac{\partial v}{\partial y} = \frac{g}{\mu_L} (\rho_V - \rho_L) y + A \quad \text{Eq. 8}$$

$$v = \frac{g}{\mu_L} (\rho_V - \rho_L) \frac{y^2}{2} + A \cdot y + B \quad \text{Eq. 9}$$

Applicando le due condizioni al contorno di sforzo di trascinamento nullo al limite del film e la condizione d'aderenza a contatto con la parete

$$\left. \frac{\partial v}{\partial y} \right|_{y=\delta} = 0 \rightarrow A = -\frac{g}{\mu_L} (\rho_V - \rho_L) \delta \quad \text{Eq. 10}$$

$$v|_{y=0} = 0 \rightarrow B = 0 \quad \text{Eq. 11}$$

Si ottiene la distribuzione di velocità lungo y per qualsiasi valore dello spessore del film

$$v(y) = \frac{g}{\mu_L} (\rho_V - \rho_L) \left(\frac{y^2}{2} - \delta_z y \right) \quad \text{Eq. 12}$$

2.2 Spessore del film liquido

Per determinare lo spessore δ_z al variare di z è necessario determinare la portata in massa che discende lungo la parete e l'apporto di calore del vapore. Inserendo nell'integrale della portata in massa l'espressione della velocità appena trovata e prendendo come generica sezione di passaggio quella evidenziata nella Figura 1-3 si ottiene la seguente relazione:

$$\dot{M} = \int_A \rho_L \cdot v \cdot dA = \rho_L \int_{y=0}^{\delta} v(y) \cdot B \cdot dy = \frac{g \cdot \rho_L}{3\mu_L} (\rho_L - \rho_V) \delta_z^3 B \quad \text{Eq. 13}$$

Tra le due generiche sezioni a z crescente la portata di liquido aumenta in quanto il vapore continua a condensare:

$$\left[\begin{array}{c} z \quad \dot{M}(z) \\ z+dz \quad \dot{M}(z+dz) \end{array} \right] \rightarrow d\dot{M} \quad \text{Eq. 14}$$

Di conseguenza al film di liquido viene fornita una quantità di calore pari a:

$$d\dot{Q} = d\dot{M} \times h_{fg} = dS \times h_z \times (T_{SAT} - T_P) = (B \times dz) \times \frac{k_L}{\delta_z} \times (T_{SAT} - T_P) \quad \text{Eq. 15}$$

$$d\dot{Q} = dS \cdot \frac{\Delta T}{R} \quad \text{Eq. 16}$$

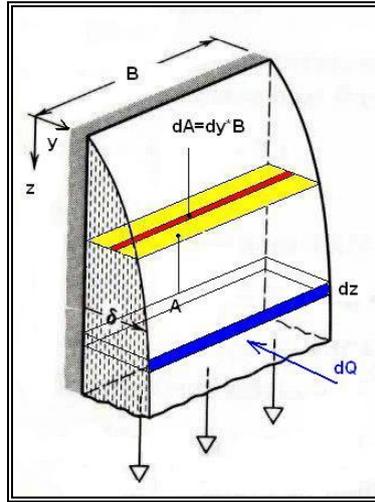


Figura 3: Spessore del film di liquido su piastra verticale [5].

Derivando l'equazione della portata rispetto allo spessore e combinandone il risultato con l'espressione riportata sopra si ottiene:

$$\frac{d\dot{M}}{d\delta} = \frac{g}{\mu_L} \rho_L (\rho_L - \rho_V) \delta_z^2 \cdot B \quad \text{Eq. 17}$$

$$\frac{g}{\mu_L} \rho_L (\rho_L - \rho_V) \delta_z^2 \cdot B \cdot d\delta = \frac{1}{h_{fg}} \cdot \frac{k_L}{\delta_z} (T_{SAT} - T_P) B \cdot dz \quad \text{Eq. 18}$$

Separando le variabili dell'equazione differenziale trovata ed integrandola tra 0 e z si ottiene lo spessore del film in funzione della coordinata z:

$$h_{fg} \frac{g}{\mu_L} \rho_L (\rho_L - \rho_V) \int_0^{\delta_z} \delta_z^3 \cdot d\delta = k_L (T_{SAT} - T_P) \int_0^z dz \quad \text{Eq. 19}$$

$$h_{fg} \frac{g}{\mu_L} \rho_L (\rho_L - \rho_V) \frac{\delta_z^4}{4} = k_L (T_{SAT} - T_P) z \quad \text{Eq. 20}$$

$$\delta_z = \sqrt[4]{\frac{4 \times \mu_L \times k_L \times (T_{SAT} - T_P) \times z}{h_{fg} \times g \times \rho_L \times (\rho_L - \rho_V)}} \quad \text{Eq. 21}$$

Si può osservare come lo spessore del film di liquido cresca lentamente all'aumentare di z: questo è dovuto al fatto che la velocità del liquido continua a crescere.

Dalla precedente equazione si può inoltre estrapolare il valore locale del coefficiente di scambio termico:

$$h_z = \sqrt[4]{\frac{h_{fg} \times g \times \rho_L (\rho_L - \rho_V) k_L^3}{4 \mu_L (T_{SAT} - T_P) z}} \quad \text{Eq. 22}$$

Risulta però difficoltoso lavorare con tale coefficiente di scambio termico quindi per quanto riguarda la progettazione di dispositivi di scambio termico è più utile determinare il valor

medio su tutta la parete del coefficiente di convezione, il quale risulta essere massimo nella parte iniziale della parete per poi decrescere con la quarta potenza di z .

$$\bar{h}_L = \frac{1}{L} \int_0^L h_z dz = \frac{4}{3} \sqrt[4]{\frac{h_{fg} \times g \times \rho_L (\rho_L - \rho_V) k_L^3}{4L \times \mu_L (T_{SAT} - T_P)}} = 0.943 \sqrt[4]{\frac{h_{fg} \times g \times \rho_L (\rho_L - \rho_V) k_L^3}{L \times \mu_L (T_{SAT} - T_P)}} \quad \text{Eq. 23}$$

Dalla relazione precedente si può facilmente ricavare il numero di Nusselt medio:

$$Nu_L = \frac{\bar{h}_L \cdot L}{k_L} \quad \text{Eq. 24}$$

$$\overline{Nu}_L = \frac{L}{k_L} \times \frac{4}{3} \times \sqrt[4]{\frac{h_{fg} \times g \times \rho_L \times (\rho_L - \rho_V) \times k_L^3}{4 \times L \times \mu_L \times (T_{SAT} - T_P)}} \quad \text{Eq. 25}$$

In realtà il procedimento utilizzato presenta delle imperfezioni riguardo l'ipotesi della distribuzione lineare della temperatura del liquido, considerato ad una temperatura media inferiore alla T_{SAT} .

Il liquido sottoraffreddato cede per questo alla parete una quantità di calore maggiore rispetto a quella considerata precedentemente: è necessario quindi, per rispettare il bilancio energetico di ogni volumetto di liquido, utilizzare un corretto valore del calore latente di condensazione:

$$h'_{fg} = h_{fg} + 0.68 C_{pl} \times (T_{SAT} - T_P) \quad \text{Eq. 26}$$

dove il coefficiente che moltiplica il secondo termine del secondo termine dell'equazione non è pari a 0.5 in quanto il profilo reale di temperatura non è lineare, bensì la temperatura media del liquido è più vicina a T_P rispetto a T_{SAT} .

$$T_{cond} = T_{SAT} + (T_P - T_{SAT}) 0.68 \quad \text{Eq. 27}$$

Con tali correlazioni si ottengono risultati eccellenti, con errori di soli qualche punto percentuale.

La potenza termica complessivamente scambiata e la portata complessiva di condensato sono pari a:

$$\dot{Q} = S \times \bar{h}_L (T_{SAT} - T_P) \quad \text{Eq. 28}$$

$$\dot{M}_{tot} = \frac{\dot{Q}}{h_{fg}} \quad \text{Eq. 29}$$

Come per tutti i fenomeni di convezione, anche per la condensazione a film possono presentarsi condizioni di moto turbolento. Nel caso considerato (di lastra piana verticale) il criterio che definisce la transizione tra i regimi di moto è basato su un numero di Reynolds così definito:

$$Re_\delta = \frac{4\dot{M}}{\mu_L \times B} = \frac{4(\rho \times w \times \delta)}{\mu_L} \quad \text{Eq. 30}$$

Con $B=1$ [m] e dove w è la velocità media del film definita così:

$$w = \frac{1}{\delta} \int_0^{\delta} v(y) \cdot dy = \frac{g}{3\mu_L} (\rho_L - \rho_V) \delta^2(z) \quad \text{Eq. 31}$$

Si possono così ottenere coefficienti di scambio termico \bar{h}_L ed un numero di Nusselt modificato, in cui la lunghezza caratteristica scelta è pari a $\left(\frac{v_L^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}}$:

$$Nu' = \frac{\bar{h}_L \left(\frac{v_L^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}}}{\lambda_L} = 1.47 \times Re_{\delta}^{(-1/3)} \quad \text{Eq. 32}$$

$$\bar{h}_L = 1.47 Re_{\delta}^{\left(\frac{-1}{3}\right)} \times \frac{\lambda_L}{\left(\frac{v_L^2}{g}\right)^{\frac{1}{3}}} \quad \text{Eq. 33}$$

Delle due relazioni solo la seconda ha validità generale. Nel caso finora analizzato il film condensato incrementa la propria velocità e la sezione occupata all'aumentare della coordinata z: ciò determina un incremento di Re_{δ} . Si passa in particolare da una condizione di regime laminare puro per $Re_{\delta} \leq 30$, ad un regime di moto a "onde" per $30 \leq Re_{\delta} \leq 1800$ fino ad una condizione di moto laminare + turbolento per $Re_{\delta} \geq 1800$.

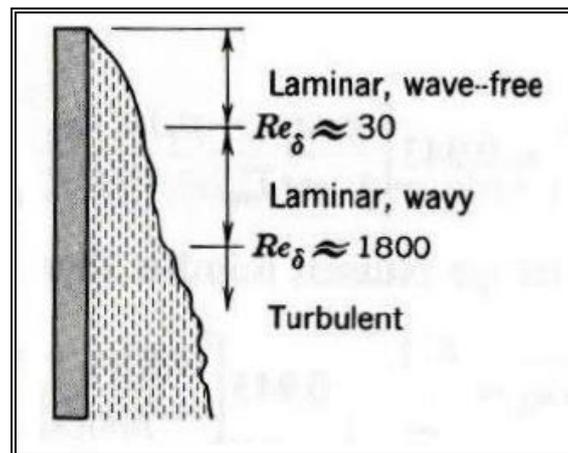


Figura 4: Valori caratteristici dei regimi di moto per la condensazione [6].

Nei tre regimi di moto il numero di Nusselt si calcola con le formule seguenti, valide oltre che per lastra piana anche nel caso di tubi verticali:

$$Nu' = \frac{\bar{h}_L \left(\frac{v_\lambda^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}}{\lambda_L} = 1.47 Re_\delta^{\left(\frac{1}{3} \right)} \rightarrow Re_\delta \leq 30 \quad \text{Eq. 34}$$

$$Nu' = \frac{\bar{h}_L \left(\frac{v_\lambda^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}}{\lambda_L} = \frac{Re_\delta}{1.08 Re_\delta^{1.22} - 5.2} \rightarrow 30 \leq Re_\delta \leq 1800 \rightarrow \text{(Kutateladze)} \quad \text{Eq. 35}$$

$$Nu' = \frac{\bar{h}_L \left(\frac{v_\lambda^2}{g} \right)^{\frac{1}{3}}}{\lambda_L} = \frac{Re_\delta}{8750 + 58 Pr_L^{-0.5} (Re_\delta^{0.75} - 253)} \rightarrow Re_\delta \geq 1800 \rightarrow \text{(Labuntsov)} \quad \text{Eq. 36}$$

Normalmente la condensazione avviene all'interno o all'esterno di tubi aventi geometrie cilindriche; in questo caso le precedenti formule si correggono leggermente nel coefficiente moltiplicativo e nella dimensione caratteristica che verrà così riferita al diametro del tubo:

$$\bar{h}_D = C \sqrt[4]{\frac{g \cdot \rho_L (\rho_L - \rho_V) k_L^3 \cdot h'_{fg}}{\mu_L (T_{SAT} - T_P) D}} \quad \text{Eq. 37}$$

In cui:

C = 0.729 per cilindri ad asse orizzontale

C = 0.943 per cilindri ad asse verticale

Nel caso di deflusso interno ai tubi il film condensato si dispone lungo la parete interna del condotto e subisce l'azione di trascinamento del vapore che risiede nella zona centrale. Il moto risultante è quasi sempre turbolento e per la determinazione del numero di Nusselt si utilizzano correlazione dalla struttura molto simile a quelle usate nei deflussi monofase.

Ad esempio Cavallini e Zecchin utilizzano, per il calcolo del numero di Nusselt, una correlazione che ha una forma di questo tipo:

$$Nu_D = 0.05 Re_{eq}^{0.8} Pr_L^{1/3} \quad \text{Eq. 38}$$

Dove il numero di Reynolds equivalente è definito come

$$Re_{eq} = \frac{\rho_{eq} u_{eq} D}{\mu_1} = \left\{ \frac{\dot{M}_{tot}}{\pi D^2 / 4} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \right\} \frac{D}{\mu_1} = 4 \frac{\dot{M}_{tot}}{\pi D \mu_1} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad \text{Eq. 39}$$

E le proprietà termofisiche del liquido sono valutate alla temperatura media di film.

$$L', Re_{eq} = \frac{\rho_{eq} u_{eq} D}{\mu_1} = \left\{ \frac{\dot{M}_{tot}}{\pi D^2 / 4} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \right\} \frac{D}{\mu_1} = 4 \frac{\dot{M}_{tot}}{\pi D \mu_1} \left[(1-x) + x \left(\frac{\rho_1}{\rho_v} \right)^{1/2} \right] \quad \text{Eq. 39}$$

fornisce il numero di Nusselt locale, ma consente anche di valutare il valore medio dello stesso numero sull'intera superficie di scambio termico una volta che si utilizzi come Re_{eq} la media aritmetica dei valori in entrata ed in uscita dei valori del numero di Reynolds calcolati con l'equazione sopra citata. Bisogna tener presente che tale equazione, sebbene sia

applicabile nei casi limite ($x=0$ e $x=1$), non fornisce in tali situazioni risultati confrontabili con le correlazioni normalmente utilizzate per la convezione in regime monofase [4], [5] e [6].

2.3 Influenza della velocità del vapore

Fino ad ora si è trascurata l'influenza nella velocità del vapore sulla condensazione partendo dal presupposto che l'azione di trascinamento dovuta ad esso fosse trascurabile rispetto alla forza di drenaggio del condensato dovuta alla forza di gravità. Per alcuni regimi di moto però questa semplificazione non risulta più lecita e bisogna quindi tener conto dell'azione combinata dei due fenomeni.

Ad esempio, nella condensazione a film all'esterno di un tubo circolare investito da una corrente di vapore con velocità le normali correlazioni vanno così corrette:

$$\overline{Nu}_D = 0.416 Re_D^{1/2} \left\{ 1 + \left[1 + \frac{9.47 g \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) h'_{fg} D^3}{Re_D^2 k_L \mu_1 (T_{SAT} - T_P)} \right]^{1/2} \right\} \quad \text{Eq. 40}$$

Dove le proprietà termofisiche sono valutate alla temperatura media di film ed il numero di Reynolds così definito:

$$Re_D = \frac{\rho_1 u_\infty D}{\mu_1} = \frac{u_\infty D}{\nu_1} \quad \text{Eq. 41}$$

è riferito alla velocità del vapore e, insieme, alla viscosità del liquido.

L'equazione così definita ha il pregio di ricondursi alle equazioni prima elencate per numeri di Reynolds tendenti a zero, cioè quando le forze di trascinamento dovute al vapore sono trascurabili [3], [4]. Infatti:

$$\overline{Nu}_D \cong 0.416 Re_D^{1/2} \left[\frac{9.47 g \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) h'_{fg} D^3}{Re_D^2 k_L \mu_1 (T_{SAT} - T_P)} \right]^{1/4} = 0.729 \left[\frac{g \rho_1 (\rho_1 - \rho_v) h'_{fg} D^3}{k_L \mu_1 (T_{SAT} - T_P)} \right]^{1/4} \rightarrow Re \cong 0 \quad \text{Eq. 42}$$

2.4 Influenza dei gas incondensabili

Spesso i moti bifase presentano, nella fase vapore, anche gas incondensabili: questi, durante il deflusso, tendono ad accumularsi nelle vicinanze della superficie di scambio termico con la conseguenza di una drastica diminuzione del flusso termico.

L'efficienza del processo di condensazione a causa della presenza di incondensabili è penalizzata:

- dall'ostacolo che questi portano al rifornimento di vapore alla parete, in quanto le molecole di vapore devono diffondere attraverso uno strato di molecole di gas;
- dalla diminuzione della pressione parziale del vapore man mano che questo si avvicina alla parete poiché deve rimanere costante la somma della pressione parziale del gas e della pressione del vapore.

Questi fenomeni comportano una riduzione della temperatura di saturazione all'interfaccia liquido-vapore e, di conseguenza, anche una riduzione della differenza di temperatura motrice disponibile per la condensazione [2], [3].

Vi sono diverse correlazioni che cercano di rappresentare il fenomeno, ad esempio Dehbi propone questa formulazione del coefficiente di scambio termico:

$$h = \frac{L^{0.05} \left[(3.7 + 28.7 p_{tot}) - (2438 - 458.3 p_{tot}) \log W_{nc} \right]}{(T_{bulk} - T_p)^{0.25}} \quad \text{Eq. 43}$$

con W_{nc} che rappresenta la frazione di massa degli incondensabili nella miscela vapore/incondensabili.

$$h = \frac{L^{0.05} \left[(3.7 + 28.7 p_{tot}) - (2438 - 458.3 p_{tot}) \log W_{nc} \right]}{(T_{bulk} - T_p)^{0.25}}$$

La correlazione espressa dall' Eq. 43 vale nelle seguenti condizioni:

0.3 m < < 3.5 m; 1.5 atm. < < 4.5 atm; 10°C < < 50°C.

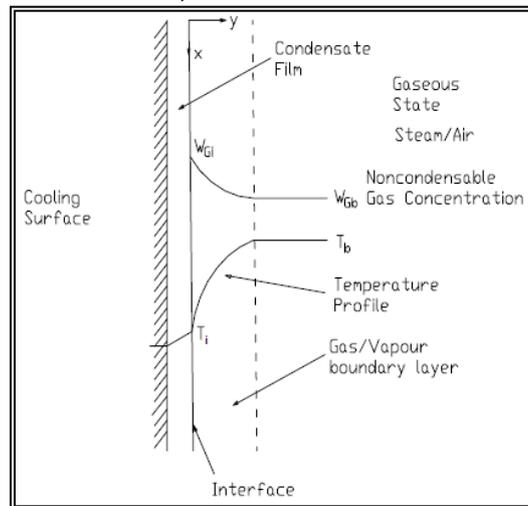


Figura 5: Condensazione in presenza di incondensabili [3].

3. CORRELAZIONI DI SCAMBIO TERMICO IMPLEMENTATE NEL CODICE TRACE

3.1 Introduzione ai modelli di calcolo

Il codice TRACE fa uso di una serie di modelli matematici per l'espressione delle equazioni di trasferimento di massa e di energia durante lo scambio termico attraverso le superfici.

Le correlazioni utilizzate per la valutazione del coefficiente di scambio termico dipendono dalla fase nella quale si trova il sistema preso in considerazione, per quanto riguarda le equazioni del trasferimento di massa esse contengono dei termini che tengono conto del tasso di produzione del vapore sulla superficie.

Il TRACE, di default, individua una particolare correlazione inserita nella sua biblioteca in base ad un algoritmo di logica di selezione: partendo da un fissato insieme di condizioni del fluido verrà seguita una "curva di ebollizione" che delimita le regioni di diverso scambio termico e che permetterà al codice, istante per istante, di decidere quale correlazione utilizzare per ottenere il coefficiente di scambio termico.

I modelli adottati dal TRACE possono distinguersi essenzialmente in cinque gruppi:

- Pre-CHF Heat Transfer: dove si inseriscono i modelli relativi allo scambio termico convettivo tra la superficie ed il fluido, dell'ebollizione nucleata e sottoraffreddata;
- Critical Heat Flux: include i modelli relativi al calcolo del picco di flusso termico e della temperatura alla quale si porta la superficie in tali condizioni;
- Minimum Film Boiling Temperature: si tratta del modello utilizzato per individuare la temperatura alla quale non si verifica più il contatto tra la superficie e la parete;

- Post-CHF Heat Transfer: include i modelli relativi all'ebollizione in transizione e a film;
- Condensation Heat Transfer: qui si ritrovano quelli relativi alla condensazione a film e agli effetti dei gas incondensabili su tale tipologia di scambio termico.

Queste descrivono rispettivamente i meccanismi dello scambio termico prima, durante e dopo il flusso termico critico.

Nel nostro studio ci siamo concentrati sullo scambio termico che si ha prima del flusso termico critico e durante la condensazione ecco perchè nel seguito ci limiteremo a descrivere come il TRACE modella questi due fenomeni [7].

3.2 PRE-CHF HEAT TRANSFER

Nella zona di Pre-CHF Heat Transfer il trasferimento di calore è calcolato con correlazioni che suppongono il fluido come monofase liquido.

Il criterio utilizzato dal codice per calcolare il coefficiente di scambio termico è quello di prendere il massimo tra i valori ottenuti dalle correlazioni per flusso laminare, turbolento o in convezione naturale:

$$h_{wl} = \text{Max} \{ h_{lam}, h_{turb}, h_{NC} \} \quad \text{Eq. 44}$$

Per il coefficiente di scambio termico laminare si utilizza la nota relazione secondo cui:

$$\text{Nu}_{lam} = 4.36 \quad \text{Eq. 45}$$

e dunque:

$$h_{lam} = 4.36 \frac{k_f}{D_h} \quad \text{Eq. 46}$$

dove k_f è calcolata alla temperatura di bulk del fluido.

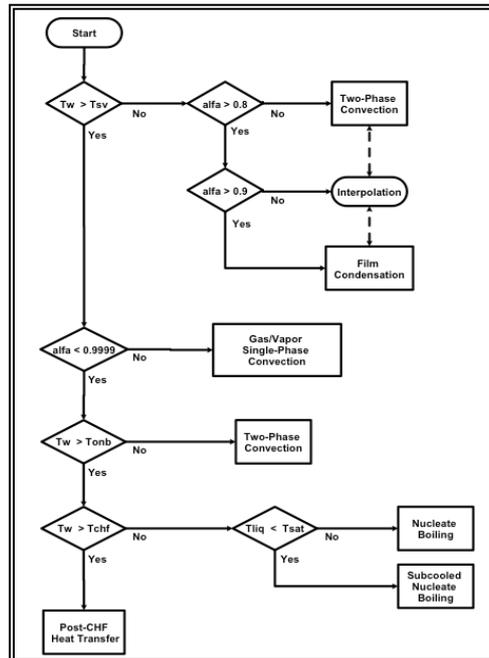


Figura 6: Selezione logica per il per regime di pre-CHF e condensazione [9].

Per il coefficiente di scambio termico turbolento è utilizzata la correlazione di Gnielinski leggermente modificata:

$$Nu_{turb} = Nu_0 \left(\frac{Pr_i}{Pr_w} \right)^{0.11} \quad \text{Eq. 47}$$

dove

$$Nu_0 = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr_i}{1+12.7(f/2)^{1/2}(Pr_i^{2/3}-1)} \quad \text{Eq. 48}$$

$$f = [1.58 \cdot \ln(Re) - 3.28]^{-2} \quad \text{Eq. 49}$$

e il numero di Prandlt per il fluido è valutato, con ovvio significato dei simboli, una volta alle condizioni di temperatura di bulk del fluido e l'altra alla temperatura uguale a quella della superficie scaldante.

Per valutare poi il coefficiente di scambio termico in convezione naturale anche questa volta il codice di calcolo TRACE prende il valore massimo tra i valori ottenuti con le correlazioni per moto laminare o turbolento:

$$Nu_{NC} = \text{Max} \{ Nu_{NC,lam}, Nu_{NC,turb} \} \quad \text{Eq. 50}$$

dove:

$$Nu_{NC,lam} = 0.59 (Gr_i \cdot Pr_i)^{1/4} \quad \text{Eq. 51}$$

$$Nu_{NC,turb} = 0.1 (Gr_i \cdot Pr_i)^{1/3} \quad \text{Eq. 52}$$

con

$$Gr_1 = \frac{g \cdot \beta_1 \cdot \Delta T \cdot D_h^3}{(\mu_1 / \rho_{1, \text{film}})} \quad \text{Eq. 53}$$

$$\Delta T = |T_w - T_1| \quad \text{Eq. 54}$$

Tutte le grandezze sono calcolate dal codice alla temperatura di bulk del liquido tranne la densità $\rho_{1, \text{film}}$ che viene valutata alla temperatura di film liquido $T_{\text{film}} = 0.5(T_w - T_1)$.

In realtà tutte le grandezze dovrebbero essere calcolate alla temperatura di film ma questo comporterebbe un numero eccessivo di sub-routine nei calcoli che potrebbe portare ad errori ancora maggiori di quanto non si faccia effettuando i calcoli con parametri riferiti alla temperatura di bulk.

Quando la convezione diventa bifase il TRACE ha un comportamento a gradini: le librerie usate sono scelte in base alla temperatura di surriscaldamento della parete come mostrato in Figura 2-2.

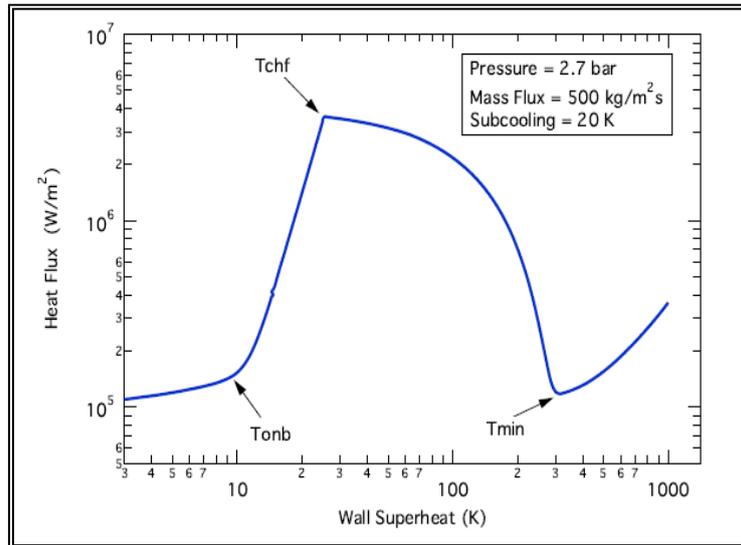


Figura 7: Esempio di curva di ebollizione calcolata mediante "TRACE wall heat transfer package" [7].

L'approccio utilizzato dal codice è quello di utilizzare le correlazioni per regime monofase e poi moltiplicarle per un appropriato moltiplicatore che tenga conto della presenza delle due fasi.

Il primo ad utilizzare questo modo di procedere per il calcolo del coefficiente di scambio termico fu Chen ma le sue correlazioni poco si adattano ad un codice come il TRACE perché alcuni fattori potrebbero dar luogo a delle forti oscillazioni durante il calcolo. Per questo sono state scelte le correlazioni di Aggour per flussi laminari e quelle di Rezkallah & Sims per il flusso turbolento [7]:

$$\frac{h_{2\Phi}}{h_1} = (1 - \alpha)^{-\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 55}$$

$$Nu_1 = 1.615 \left(Re_1 \cdot Pr_1 \frac{D_h}{L} \right)^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.14} \quad \text{Eq. 56}$$

per il flusso laminare e

$$\frac{h_{2\phi}}{h_1} = (1 - \alpha)^{-0.83} \quad \text{Eq. 57}$$

$$Nu_1 = 0.0155 \cdot Re_{2\phi}^{0.83} \cdot Pr_1^{0.5} \left(\frac{\mu_b}{\mu_w} \right)^{0.33} \quad \text{Eq. 58}$$

per il flusso turbolento dentro i tubi, dove

$$Re_{2\phi} = \frac{\rho_1 \cdot u_1 \cdot D_h}{\mu_1} \quad \text{Eq. 59}$$

3.2.1 Inizio dell'ebollizione nucleata

Al crescere della temperatura di parete, la differenza tra quest'ultima e la temperatura di saturazione del liquido può arrivare a valori tali da dare inizio al fenomeno dell'ebollizione nucleata.

La temperatura superficiale della parete alla quale ha inizio il suddetto fenomeno viene definita come T_{ONB} .

Il calcolo di questa temperatura è quindi utilizzato dal codice TRACE come input logico per l'eventuale cambio di libreria da utilizzare nella simulazione dello scambio termico.

Il codice per effettuare il calcolo della T_{ONB} e del coefficiente di scambio termico in queste condizioni utilizza la correlazione di Basu poiché questa tiene conto degli effetti delle proprietà di superficie del materiale:

$$T_{ONB} = T_1 + \frac{1}{4} \left[\left(\sqrt{\Delta T_{ONB,sat}} + \sqrt{\Delta T_{ONB,sat} + 4\Delta T_{sub}} \right) \right]^2 \quad \text{Eq. 60}$$

dove:

$$\Delta T_{ONB,sat} = \frac{2h_{FC}}{F^2(\phi)} \cdot \frac{\sigma \cdot T_{sat}}{\rho_v \cdot h_{fg} \cdot k_1} \quad \text{Eq. 61}$$

$$F(\theta) = 1 - \exp(-\theta^3 - 0.5\theta) \quad \text{Eq. 62}$$

$$\Delta T_{sub} = T_{sat} - T_1 \quad \text{Eq. 63}$$

θ e h_{FC} sono rispettivamente l'angolo di contatto parete-liquido e il coefficiente di scambio termico in convezione forzata.

Il raggiungimento della T_{ONB} determina quindi il passaggio tra scambio termico in regime di in convezione forzata e lo scambio termico in ebollizione nucleata [7].

3.2.2 Pool Boiling

Per simulare nella maniera migliore possibile questo fenomeno il codice TRACE prende spunto dalla teoria di Gorenflo e la modifica leggermente grazie alle considerazioni fatte da Bjorge sul fattore di soppressione dell'ebollizione nucleata che appunto tende a "spegnere" il fenomeno quando l'elevata presenza di bolle sulla parete crea un film di vapore. Il flusso termico è dunque calcolato mediante correlazioni di questo tipo:

$$q''_{NB} = \left[q''_{FC}{}^3 + (q''_{PB} - q''_{BI})^3 \right]^{\frac{1}{3}} \quad \text{Eq. 64}$$

dove

$$q''_{BI} = q''_{PB}(T_{ONB}) \quad \text{Eq. 65}$$

è il flusso termico bollente completamente sviluppato al punto di inizio di ebollizione e che porta la componente bollente a 0 quando la temperatura è T_{ONB} . Inoltre, questo approccio consente di far uso di un fattore di soppressione implicito. In ultimo per calcolare il coefficiente di scambio termico nella maniera più semplice possibile, nel senso di ridurre al minimo le sub-routine e per evitare instabilità computazionale, si è deciso di implementare nel codice la correlazione di Gorenflo modificata nella quale il fattore che tiene conto della rugosità della parete è assunto unitario e l'esponente dipende solo dalla pressione, essa assumerà la forma:

$$h_{PB} = \left(h_0 \cdot F_p / q_0'' \right)^{\frac{1}{1-n}} \cdot (T_w - T_{sat})^{\frac{n}{1-n}} \quad \text{Eq. 66}$$

dove:

$$\begin{aligned} h_0 &= 5600 \text{ (W/m}^2\text{C)} \\ q_0'' &= 20000 \text{ (W/m}^2\text{)} \\ F_p &= 1.73 \cdot P_r^{0.27} + \left(6.1 + \frac{0.68}{1-P_r} \right) P_r^2 \\ n &= 0.9 - 0.3P_r^{0.15} \end{aligned} \quad \text{Eq. 67}$$

con $P_r = \frac{P}{P_{crit}}$ pressione ridotta [7].

3.2.3 Ebollizione sottoraffreddata

Per simulare l'ebollizione sottoraffreddata il codice TRACE si riconduce agli stessi modelli utilizzati per il pool boiling poiché il processo sarebbe troppo complicato da descrivere per un codice di sistema di questo tipo.

D'altro canto, però, è previsto un modello costitutivo che specifica la produzione netta di vapore sottoraffreddato che si riconduce a correlazioni di Lahey e Saha & Zuber.

Dopo aver stabilito la frazione di flusso termico generata dall'ebollizione sottoraffreddata mediante il fattore

$$f_{\text{sub}} = \text{Max} \left[0, \frac{(T_l - T_{\text{ld}})}{(T_{\text{sat}} - T_{\text{ld}})} \right] \quad \text{Eq. 68}$$

con T_{ld} temperatura alla quale il liquido inizia l'ebollizione sottoraffreddata il flusso termico si mette in relazione ai numeri di Peclet e Stanton

$$(T_{\text{sat}} - T_{\text{ld}}) = \frac{q_{\text{NB}}'' \cdot D_h}{\text{Pe} \cdot \text{St}} \quad \text{Eq. 69}$$

e quindi vengono estratti i contributi dati dalla parte vapore e dalla parte liquida al coefficiente di scambio termico [5]:

$$h_{\text{wsat}} = \frac{f_{\text{sub}} (q_{\text{NB}}'' - q_{\text{FC}}'')}{(T_w - T_{\text{sat}})}; \quad \text{Eq. 70}$$

e

$$h_{\text{wl}} = \frac{q_{\text{FC}}'' + (1 - f_{\text{sub}}) q_{\text{NB}}''}{T_w - T_l} \quad \text{Eq. 71}$$

3.3 Condensazione

Ogni qual volta la temperatura della struttura scaldante risulta inferiore a quella di saturazione, corrispondente alla pressione parziale del vapore, ovvero $T_w < T_{\text{sv}}$ si verificherà il noto fenomeno della condensazione. Il codice TRACE, qualora si dovesse verificare la condizione prima detta e, contestualmente il grado di vuoto dovesse risultare maggiore del 90%, riconduce l'analisi dello scambio termico a modelli che sono stati implementati e valgono sia per la condensazione in presenza di gas incondensabili che senza. La prima modalità di condensazione che analizzeremo in questa sezione sarà quella a film, in questo caso il coefficiente di scambio termico sarà denotato con il simbolo h_{wl} dove il pedice enfatizza come lo scambio termico abbia luogo tra la parete ed il liquido. Tuttavia, soprattutto durante la simulazione di eventi transitori, la condensazione del vapore sulla parete può essere tale che parte della stessa superficie scaldante non risulti ricoperta dal film di liquido per cui sarà necessario conoscere il coefficiente di scambio termico convettivo tra la parete ed il vapore o eventualmente gas: le modalità con le quali verrà dato quest'ultimo coefficiente saranno descritte nel paragrafo in cui ci occuperemo della condensazione a film. Ci occuperemo brevemente della condensazione a gocce e l'ultima problematica che analizzeremo sarà quella relativa alla condensazione in presenza di gas in condensabili [7].

3.3.1 Condensazione a film

Descriveremo adesso quali sono i modelli utilizzati per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo tra liquido e la superficie, definito come:

$$h_{wl} = (k_l / \delta) \cdot Nu_{wl} \quad \text{Eq. 72}$$

In cui δ rappresenta lo spessore del film di liquido. Uno dei più stringenti requisiti richiesti al modello utilizzato dal TRACE per simulare il fenomeno della condensazione consiste nel fatto che deve essere applicabile sia al caso di film di liquido in caduta che a quello trascinato. Utilizzando lo spessore del film di liquido come dimensione caratteristica si attribuisce per entrambi i casi, all'assottigliamento del film la causa principale della tensione di taglio superficiale.

Allo stesso modo il modello adottato dal codice di calcolo deve potersi applicare ad una vasta gamma di valori del numero di Reynolds; per tale scopo il valore del numero di Nusselt (Nu_{wl}) è calcolato mediante una legge di potenza che risulta pesata rispetto ai valori relativi al moto laminare e turbolento del film liquido.

Scriveremo, per quanto detto:

$$Nu_{wl} = (Nu_{lam}^2 + Nu_{tur}^2)^{0.5} \quad \text{Eq. 73}$$

Lo spessore del film di liquido, che è stato assunto come dimensione caratteristica viene calcolato dal codice risolvendo le equazioni relative alla conservazione della quantità di moto; si perviene ad una formula del tipo:

$$\delta = \frac{D_h}{2} (1 - \sqrt{\alpha}) \quad \text{Eq. 74}$$

Esso risulterà superiore a 10 μm . Questo valore limite è stato selezionato perché nel caso in cui lo spessore del film dovesse assumere valori ad esso prossimi il coefficiente di scambio termico risulterà simile a quello che si calcolerebbe per la condensazione a gocce [5].

3.3.2 Scambio termico con il film di liquido in moto laminare

Nel caso di un film di liquido in tale regime di moto il valore del numero di Nusselt relativo allo scambio termico attraverso il film sarà unitario, per cui:

$$h_{cond} = \frac{k_l}{\delta} \quad \text{Eq. 75}$$

Corrispondente alla conduzione attraverso lo stesso film di liquido. Il numero di Reynolds per il film è definito come:

$$Re_f = \frac{4\Gamma_f}{\mu_l} \quad \text{Eq. 76}$$

In cui Γ_f rappresenta il rateo del flusso della pellicola di liquido per unità di larghezza del perimetro bagnato.

Utilizzando la definizione di diametro idraulico scriveremo:

$$Re_f = \frac{4\Gamma_f}{\mu_l} = \frac{G_l D_h}{\mu_l} \quad \text{Eq. 77}$$

In questo modo il numero di Reynolds è lo stesso di quello che compete ai flussi monofase all'interno di condotti. Non appena il numero di Reynolds modificato tende ad assumere valori superiori a 20 si generano delle "onde" sulla superficie dello stesso film che favoriscono lo scambio termico.

Esistono diverse correlazioni in letteratura che tengono conto di questo fenomeno per il computo del coefficiente di scambio termico.

Per Kutateladze scriveremo:

$$Nu_{cond} = 0.845 Re_f^{1/2} \quad \text{Eq. 78}$$

Tuttavia se confrontata con i dati relativi a test condotti con vapore condensante, essa li sovra stima notevolmente per cui si è preferito implementare la correlazione empirica di Kuhn, Schrock e Peterson (K-S-P), la quale si presenta nella forma:

$$Nu_{cond} = 1 + 1,83 \times 10^{-4} Re_f \quad \text{Eq. 79}$$

Nella Figura 2-3 tale correlazione viene comparata con i dati che sono serviti per la sua formulazione e con quella formulata da Kutateladze:

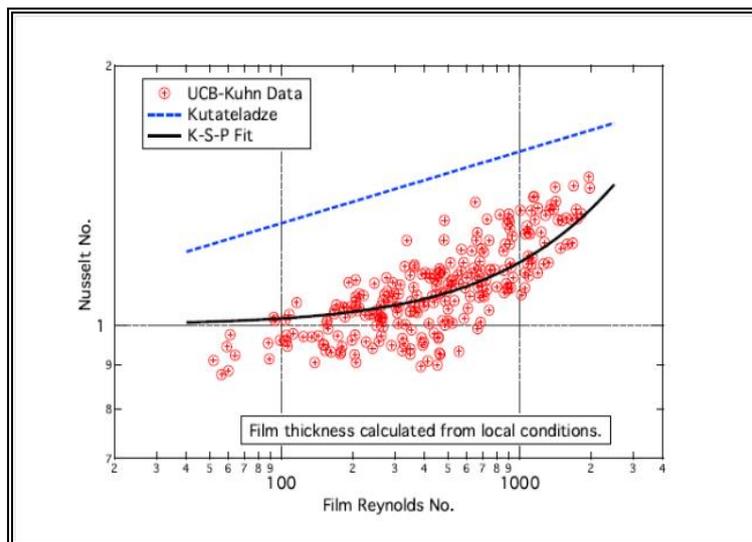


Figura 8: Comparazione tra la correlazione di Kuhn-Schrock-Peterson e il modello TRACE per la condensazione a film laminare [9].

La correlazione K-S-P assume nel caso di moto laminare e ondulato della pellicola di liquido la seguente forma:

$$Nu_{cond} = 2 \left(1 + 1,83 \times 10^{-4} Re_f \right) \quad \text{Eq. 80}$$

3.3.3 Scambio termico con il film di liquido in moto turbolento

Nel caso di trasferimento di calore tra una superficie ed un liquido in moto turbolento si è

interessati ad un modello che risulti applicabile sia in regime di transizione oltre che naturalmente al caso del regime turbolento pienamente sviluppato.

Sono state prese in esame tre differenti correlazioni, ovvero quella di Wilke, di Gimbutis e la forma modificata della correlazione di Gnielinski. Le prime due correlazioni sono state ottenute mediante i dati relativi ad esperienze condotte con pellicole di fluido riscaldanti, esse sono spesso date nella forma:

$$Nu^* = \frac{h_{wl}}{k_1} \left(\frac{\mu_1^2}{\Delta \rho g \rho_1} \right)^{1/3} \quad \text{Eq. 81}$$

In cui il gruppo delle proprietà del fluido ha preso il posto della dimensione caratteristica. Poiché tali correlazioni non tengono conto delle tensioni di taglio che agiscono sullo spessore di liquido, per l'implementazione nel TRACE si è manifestata la necessità di rintracciare una correlazione che permettesse di calcolare il numero di Nusselt in funzione di tale effetto e che fosse definito contemplando lo spessore della pellicola. La correlazione di Wilke è disponibile in entrambe le versioni ed è data come:

$$Nu_{\text{film}} = \text{Max} \left[1,88; 0,0293 Re_f^{8/15} Pr_1^{0,344} \right] \text{ per } Re_f \leq 1600 \quad \text{Eq. 82}$$

$$Nu_{\text{film}} = 2,122 \times 10^{-4} Re_f^{6/5} Pr_1^{0,344} \quad \text{per } 1600 \leq Re_f \leq 3200 \quad \text{Eq. 83}$$

$$Nu_{\text{film}} = 0,00181 Re_f^{14/15} Pr_1^{0,344} \quad \text{per } Re_f \geq 3200 \quad \text{Eq. 84}$$

a

$$\delta^* = \frac{\delta}{\left(\frac{\mu_1^2}{\Delta \rho g \rho_1} \right)^{-1/3}} = \left(0,03175 Re_f^{0,92} + 8 \right)^{2/3} \quad \text{Eq. 85}$$

Quest'ultima ci consente di scrivere il numero di Nusselt nella forma usuale:

$$Nu_{\text{film}} = Nu^* \delta^* \quad \text{Eq. 86}$$

La terza correlazione candidata ad essere implementata nel codice è quella ottenuta modificando la correlazione di Gnielinski per un fluido in moto turbolento all'interno di un tubo. La modifica è stata necessaria per poterla applicare nel caso del moto di una pellicola di fluido.

È stato trovato che il "diametro idraulico" per un film liquido sottile è semplicemente quattro volte lo spessore del film, per cui:

$$Nu_{\text{film}} = \frac{1}{4} Nu_{\text{Gnielinski}} \quad \text{Eq. 87}$$

Le tre correlazioni sono confrontate nel seguente grafico:

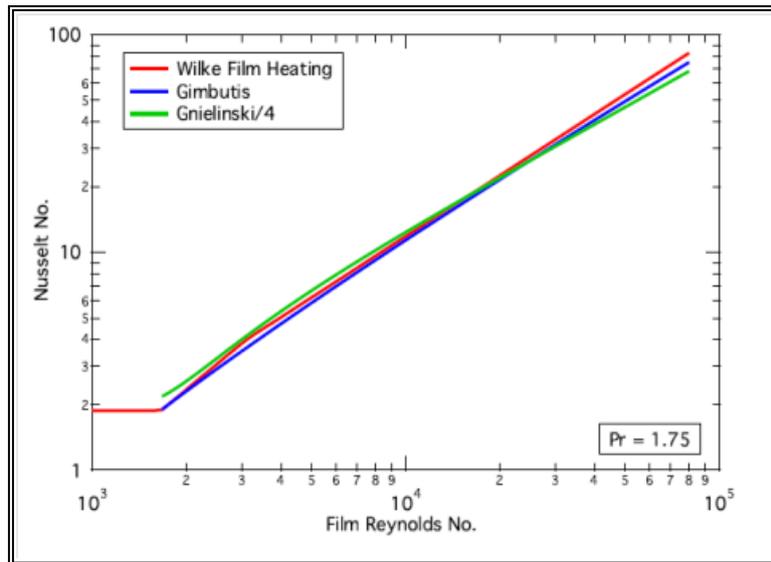


Figura 9: Comparazione del numero di Nusselt tra i modelli per film turbolento [9].

Si vede facilmente come tutte e tre forniscano valori per il numero di Nusselt molto prossimi se non quasi coincidenti, sembra cioè che una qualunque di queste correlazioni possa prestarsi per essere implementata nel TRACE.

Tuttavia è stata scelta la correlazione modificata di Gnielinski sia perché è quella che predice nel migliore dei modi il numero di Nusselt per elevati valori del numero modificato di Reynolds sia perché è già stata implementata nel caso del trasferimento di calore tra la superficie ed il liquido in convezione forzata.

La bontà della scelta di tale correlazione è comunque confermata dai grafici che seguiranno, relativi allo scambio di calore tra una superficie e una pellicola di liquido riscaldante, Figura 10 e Figura 11. A causa della tipologia dei dati reperibili in letteratura la scelta di un modello più preciso risulta molto difficoltosa.

Appare chiaro come vi sia un ampio grado di dispersione tra le varie correlazioni reperibili in letteratura, ciò non è affatto sorprendente se si pensa che risulta molto difficile compiere esperienze nelle quali si possa osservare dettagliatamente il fenomeno della condensazione; inoltre è chiaro come il codice faccia un buon lavoro nel mediare i dati ottenuti con le altre correlazioni.

Infine nella Figura 12 vengono paragonate con il modello adottato dal TRACE le correlazioni più classiche per il computo del coefficiente di scambio termico, da quella di Colburn e Kutateladze a quelle più moderne.

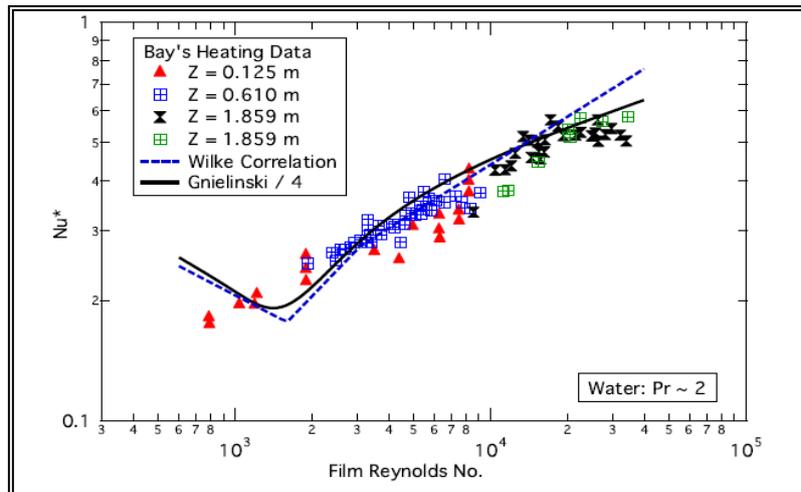


Figura 10: Comparazione tra i modelli presi in considerazione per lo scambio termico a film [9].

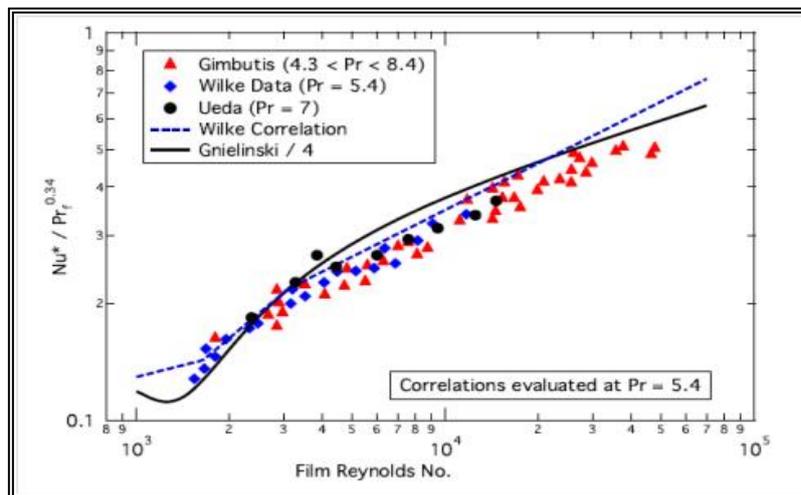


Figura 11: Comparazione tra i modelli presi in considerazione per lo scambio termico a film [9].

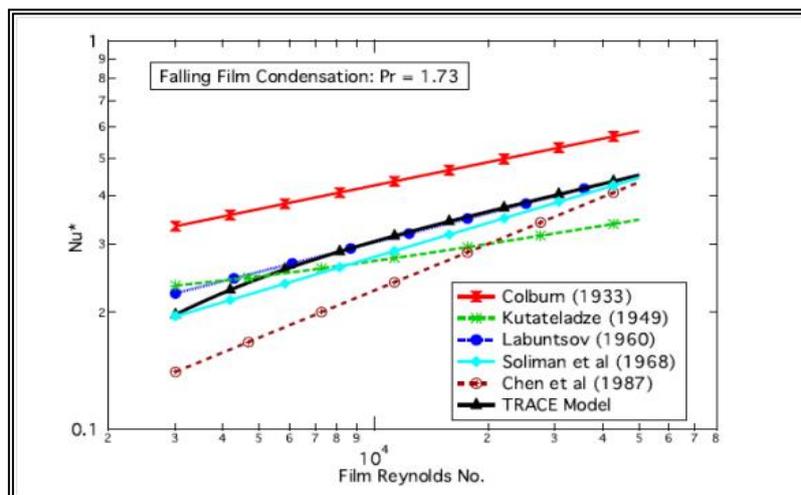


Figura 12: Comparazione tra il modello TRACE e le correlazioni presenti in letteratura per il “film condensation” [5].

3.3.4 Condensazione a gocce

Non esiste nel codice un modello esplicito per tale fenomeno, generalmente la condensazione a gocce si verifica per superfici non bagnabili e qualora dovesse verificarsi perdura per brevi intervalli di tempo e si osserverebbe per frazioni ridotte della superficie in cui si verifica il trasferimento di calore: questo è uno dei motivi per cui non si richiede al TRACE un modello ben delineato per tale fenomenologia [10].

3.3.2 Condensazione in presenza di incondensabili

Come descritto da Collier e Thome la presenza anche di una minima quantità di gas incondensabili influenza notevolmente il coefficiente di scambio termico. Questi gas vengono trasportati dal vapore verso l'interfaccia con la superficie dove si accumulano determinando un abbassamento della pressione parziale del vapore e di conseguenza quella che era una potenziale guida per lo scambio di calore attraverso la pellicola di liquido viene meno. È possibile osservare una riduzione del 50% del rateo di calore trasferito qualora la frazione in massa di aria sia già molto prossima allo 0.5% di quella relativa ad una miscela stagnante di aria e vapore. In questo caso il codice lavora come nel punto precedente [9].

CORRELAZIONI DI SCAMBIO TERMICO IMPLEMENTATE IN CATHARE

La condensazione del vapore per contatto diretto (Direct Contact Condensation DCC) in un fluido stratificato è uno dei fenomeni di rilievo che si presenta durante un incidente di perdita di refrigerante (LOCA Loss Of Coolant Accident) in un reattore ad acqua in pressione (PWR Pressurized Water Reactor). Nel tentativo di tenere sotto controllo l'evoluzione dell'incidente e di mitigarne le conseguenze e sulla base di un segnale di bassa pressione nel circuito primario, vengono chiamati ad intervenire i sistemi di refrigerazione d'emergenza (ECCSs Emergency Core Cooling Systems): essi iniettano nel circuito primario acqua fredda attraverso le cold legs dando origine alla condensazione del vapore presente nel sistema. L'entità di tale fenomeno impatta fortemente sia sul comportamento termoidraulico del sistema che, eventualmente, sulle modalità e i tempi di reintegro del fluido primario all'interno del core dell'impianto.

In caso di Small Break LOCA il fenomeno di condensazione è particolarmente importante nella gestione dei periodi di "boiloff" e di ripristino dell'inventario di massa del primario. In tali periodi infatti si assiste alla condensazione di una gran parte di vapore in seguito all'impatto dell'acqua iniettata dai sistemi di emergenza sullo strato di liquido stratificato presente in cold leg.

All'aumentare della sezione di passaggio della rottura, l'effetto combinato dell'intervento degli accumulatori e della maggiore portata di liquido iniettata dai sistemi di emergenza è quello di fare aumentare l'importanza del fenomeno di condensazione. In particolare nel caso di un Large Break LOCA la condensazione in cold leg rappresenta il fenomeno più significativo durante la fase di refill dell'incidente, quando il processo di condensazione in cold legs riduce la portata di by pass nella parte alta del downcomer consentendo una maggiore penetrazione della portata scaricata dai sistemi di emergenza. Gli effetti del fenomeno di condensazione vengono ridotti nella fase di "reflood" quando gli accumulatori terminano di iniettare e i sistemi di emergenza iniettano con basso valore di prevalenza. Ciononostante la condensazione influisce comunque, anche se debolmente, sulla portata scaricata dalla rottura, sull'inventario di massa del downcomer e del primario, mentre il grado di sottoraffreddamento nel downcomer influisce sulla temperatura di picco del combustibile (l'ebollizione nel downcomer ne riduce il valore delle driving forces).

Per Intermediate break LOCA, la condensazione in cold legs è un fenomeno che influisce fortemente sia sul periodo di iniezione degli accumulatori che sul periodo totale di intervento dei sistemi di emergenza.

In [11] vengono individuate tre principali zone di condensazione.

L'impatto del getto di liquido iniettato dai sistemi di emergenza sul pelo libero del liquido stratificato crea delle zone di perturbazione all'interfaccia tra liquido e vapore e provoca un aumento del fenomeno locale della condensazione. Nel tentativo di descrivere in modo esaustivo il fenomeno di condensazione occorre tenere conto di svariate componenti:

1. La quantità di vapore che condensa dipende fortemente dalla massa di refrigerante iniettata, dal livello di liquido presente in cold leg e dal grado di sottoraffreddamento del liquido iniettato dai sistemi di emergenza,
2. La presenza di una grande quantità di liquido sottoraffreddato nella zona upstream rispetto al punto di iniezione: con conseguente presenza di ampia zona di ricircolazione (Figura 13 Area A).
3. Il verificarsi di un importante fenomeno di condensazione nella zona immediatamente adiacente al punto di iniezione.

Il modello di condensazione tiene conto della presenza di tre termini (Vedi Figura 13):

a. condensazione diretta dal getto d'acqua iniettato dai sistemi di refrigerazione di emergenza ancora prima che il getto colpisca la superficie libera (Area B).

b. condensazione in prossimità della superficie libera individuata dalla zona di impatto dell'ECC caratterizzata da un forte mescolamento a causa della turbolenza causata dal getto (Area B).

c. condensazione in corrispondenza alla superficie libera lontana dalla zona d'influenza del getto (Area C).

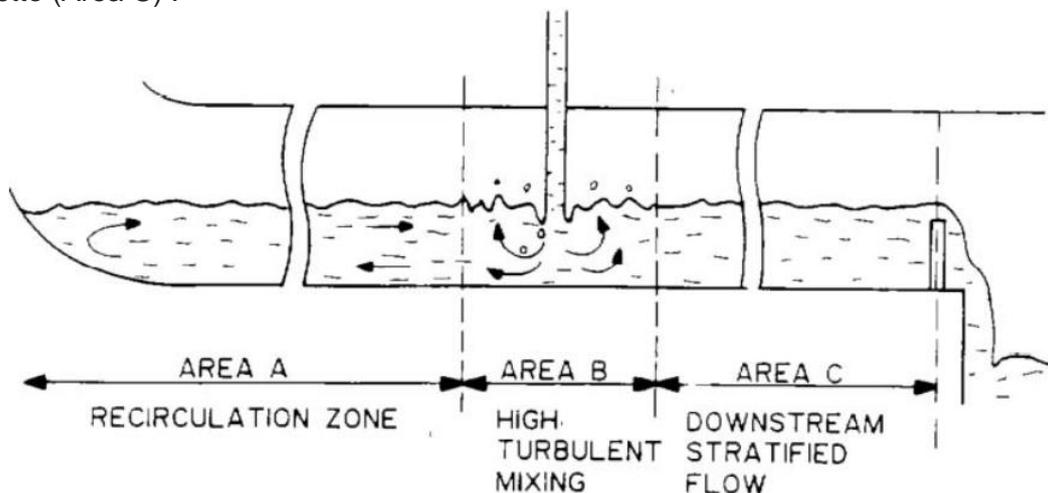


Figura 13: Individuazione delle zone di condensazione in cold leg.

Nella Zona A sembra non verificarsi il fenomeno di condensazione in condizioni stazionarie, in tal caso un modello 1D non riesce a predire tale fenomeno dal momento che tale modello non riesce a rappresentare i fenomeni di ricircolazione.

La gran parte della condensazione si verifica nella Zona B, in tale caso la temperatura del fluido misurata in zona downstream rispetto al punto di iniezione risulta molto prossima alla temperatura del fluido misurata all'ingresso del downcomer.

Il modello di condensazione che descriveremo nel paragrafo successivo riguarda in modo esplicito il fenomeno che si presenta nella zona B e tiene conto del termine principale di condensazione: il flusso termico generato dalla turbolenza creata dall'impatto del getto.

4.1 MODELLO DI CONDENSAZIONE USATO IN CATHARE

Per tener conto degli effetti del fenomeno di condensazione il codice di calcolo CATHARE implementa la seguente legge di chiusura:

$$q_{le;cond} = R q_{le;st} + (1 - R)(C_s q_{le;ch} + (1 - C_s)q_{le;sh} + E q_{le;d}) \quad \text{Eq. 88}$$

in essa $q_{le;cond}$ rappresenta il calore trasferito durante la fase di condensazione (W/m^3).
con:

R = rapporto di stratificazione ;

E = tasso di accrescimento ;

$q_{le;st}$ = trasferimento di calore valido per un flusso stratificato ;

$q_{le;d}$ = trasferimento di calore valido per un flusso a gocce ;

$q_{le;sh}$ = trasferimento di calore ricavato dalla correlazione di Shah ;

$q_{le;ch}$ = trasferimento di calore ricavato dalla correlazione di Chen ;

C_s = coefficiente Chen/Shah.

Il coefficiente di Chen è dato da:

$$C_s = \frac{(\tilde{\alpha} - \alpha_1)^2}{(\alpha_2 - \alpha_1)^3} \left(3(\alpha_2 - \alpha_1) - 2(\tilde{\alpha} - \alpha_1) \right) \quad \text{Eq. 89}$$

con:

$$\tilde{\alpha} = \min\left(\alpha_2, \max(\alpha_1, \alpha)\right)$$

$$\alpha_1 = \max\left(0.85, 1 - \frac{3 \cdot 10^{-3}}{D_h}\right)$$

$$\alpha_2 = 1 - \frac{2}{3}(1 - \alpha_1)$$

0 : $Shah \leq C_s \leq 1$: Chen

4.1.1 Correlazione di Shah

La correlazione sviluppata da Shah consente il calcolo del trasferimento di calore a contatto con la parete fredda $q_{le;sh}$ nella seguente forma:

$$q_{le,sh} = 4f_1 Nu F_\alpha \frac{\lambda_l}{D_h^2} (T_{sat}(P_v) - T_l) \quad \text{Eq. 90}$$

con

$$F_\alpha = 1 + 3.8 \left(\frac{\alpha \rho_g}{(1 - \alpha) \rho_l} \right)^{0.76} \left(\frac{P_{cr}}{P} \right)^{0.38}, \quad P_{cr} = 22.1 \text{ MPa},$$

dove λ_l conduttività del liquido, D_h diametro idraulico e Nu numero di Nusselt.

Il numero di Nusselt viene fornito dalla

$$Nu = 4 + 0.023 Re_l^{0.8} Pr^{0.4}, \quad Re_l = \frac{(1 - \alpha) \rho_l |u_l| D_h}{\mu_l} + Re_0, \quad Re_0 = 10,$$

Eq. 91:

$$Nu = 4 + 0.023 Re_l^{0.8} Pr^{0.4}, \quad Re_l = \frac{(1 - \alpha) \rho_l |u_l| D_h}{\mu_l} + Re_0, \quad Re_0 = 10,$$

Eq. 91

$$f_1 = \frac{30(\alpha - \alpha_0 x_v) + 1800(\alpha - \alpha_0 x_v)^2}{\left(1 + 30(\alpha - \alpha_0 x_v)\right) \left(1 + 60\alpha^2 - 0.081 P^{0.38} \alpha^{1.76} (1 - \alpha)^{0.3}\right)}.$$

Il parametro correttivo f_1 riduce il fenomeno della condensazione quando α si avvicina al valore limite $\alpha_0 = 10^{-5}$. x_v è la frazione in massa del vapore nella fase gas. La correlazione di Shah è stata validata per un valore di qualità di vapore minore di 0.85.

4.1.2 Correlazione di CHEN

Per descrivere questa correlazione, distinguiamo tre differenti regimi di flusso anulare:

$$Nu = \begin{cases} Nu_{wl} = 394.6 E_o^{0.6231} Re_l^{-0.2679} & \text{regime laminare ondoso} \\ Nu_T = 4.021 \cdot 10^{-3} Re_l^{0.4} Pr_l^{0.65} & \text{regime turbolento} \\ Nu_i = 0.036 \left(Pr_l^{1.3} \frac{\tau_i}{\rho_l (g v_l)^{2/3}} \right)^{1/2} & \text{regime di alto sforzo tangenziale} \end{cases}$$

Eq. 92

con τ_i frizione all'interfaccia, v_l viscosità cinematica della fase liquida e Pr numero di Prandtl. Le altre grandezze sono definite dalle seguenti relazioni:

$$E_o = \left(\frac{|g_z|}{\rho_l} \right)^{4/3} \frac{\mu_l^{4/3}}{\sigma}, \quad Re_l = \sqrt{10^3 + \left((1 - \alpha) \rho_l \frac{(|u_l| + 0.01) D_h}{\mu_l} \right)^2},$$

$$Pr_l = C_{pl} \frac{\mu_l}{\lambda_l}, \quad \tau_i = \frac{0.375}{2} (1 - \alpha) \rho_g u_g^2,$$

con C_{pl} calore specifico della fase liquida, μ_l viscosità dinamica del liquido e σ la tensione superficiale.

Per il calcolo di NuChen, distinguiamo due casi a seconda dell'inclinazione del condotto:

(1) $|g_z| \geq 1$:

$$Nu_{Chen} = \sqrt{\max\left(0, \left((Nu_{wl}^6 + Nu_T^6)^{2/6} + \text{sign}(u_g)\text{sign}(u_l)Nu_i^2\right)\right)},$$

(2) $|g_z| < 1$:

$$Nu_{Chen} = Nu_i .$$

Eq. 93

La quantità $\text{sign}(u_g)\text{sign}(u_l)$ nella (1) $|g_z| \geq 1$:

$$Nu_{Chen} = \sqrt{\max\left(0, \left((Nu_{wl}^6 + Nu_T^6)^{2/6} + \text{sign}(u_g)\text{sign}(u_l)Nu_i^2\right)\right)},$$

(2) $|g_z| < 1$:

$$Nu_{Chen} = Nu_i .$$

Eq. 93) è

positiva o negativa a seconda del verso concorde o discorde delle velocità del liquido (u_l) e del gas (u_g). Nel primo caso, il fluido rimane laminare e la resistenza termica creata dallo strato di liquido è bassa. Al contrario quando le due velocità hanno segno opposto, il Im di liquido diventa più spesso rispetto al caso precedente e di conseguenza la resistenza termica nello strato di liquido sarà più alta. Il coefficiente di scambio termico h_{ch} può essere scritto come:

$$h_{ch} = \lambda_l \left(Nu_{Chen} \left(\frac{|g_z|}{\nu_l^2} \right)^{1/3} + a_i \right), \quad a_i = \frac{4}{D_h} .$$

Eq. 94

Il coefficiente di scambio termico volumetrico è scritto come:

$$H_{ch} = 2a_i h_{ch} .$$

Eq. 95

L'espressione del trasferimento di calore $q_{le,ch}$ in condizioni di solo vapore è:

$$q_{le,ch} = H_{ch} \left(T_{sat}(P_v) - T_l \right) .$$

Eq. 96

4.2 MODELLO DEL FENOMENO DCC IN PROSSIMITA' DEL PUNTO DI INIEZIONE USATO IN CATHARE

Il modello di condensazione presente in CATHARE-2 è il modello riportato in [12].

Tale modello era stato validato sulla base dei dati sperimentali ottenuti in LSTF ROSA 1.1 e UPTF 8 e 25. Tale attività di validazione aveva messo in luce la necessità di approfondire l'influenza del fattore di scaling sul modello.

Per tale motivo sulla base dei dati sperimentali ottenuti in TOPFLOW-PTS il modello di condensazione è stato migliorato e inserito dentro il codice CATHARE2 V2.5_3 mod3.1.

Il flusso termico all'interfaccia (φ) risulta funzione del coefficiente di scambio termico h (W/m^2K), della superficie di scambio termico e dal grado di sottoraffreddamento

$$\Delta T = T_{sat} - T_L(K).$$

$$\varphi = A_i \cdot h \cdot \Delta T \quad \text{Eq. 97}$$

I fenomeni indotti dall'impatto del getto di liquido iniettato dai sistemi di emergenza sul fluido presente in cold leg posso classificarsi come segue (Vedi Figura 14) :

- Il getto impattando sulla superficie libera crea un fenomeno di trascinamento dell'acqua sulla superficie libera dando origine a delle linee di galleggiamento convergenti verso il getto. Questa velocità superficiale libera ha un ruolo fondamentale nell'aumento dell'efficienza di condensazione nelle vicinanze del getto.
- La rottura del getto sulla parete crea il rimbalzo lungo le pareti laterali con creazione di onde che possono creare perturbazioni significative sulla superficie libera.
- Il getto che impatta sotto la superficie libera, nel fluido sottostante crea un flusso (sia a monte che a valle) oltre che alcune celle di circolazione preferenziale. Ciò induce una velocità sul pelo libero del fluido ad una distanza assiale pari al diametro del getto.

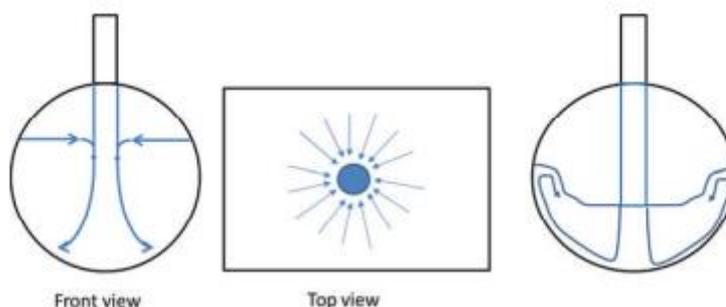


Figura 14: Impatto del getto sulla superficie libera del liquido.

Tornando al modello di condensazione valido nella regione B, occorre anzitutto definire l'area libera della superficie a cui si può pensare applicato un coefficiente di scambio termico aumentato. In questo caso, considerate che il diametro della cold leg (D_h) è molto più grande rispetto al diametro d'iniezione dei sistemi di emergenza, si può ritenere che l'area a cui pensare applicare il coefficiente di scambio termico aumentato, influenzata dal getto, può ritenersi indipendente dal diametro della cold leg e direttamente proporzionale al quadrato del diametro d'iniezione dei sistemi di emergenza.

$$A_i = d_{ECC}^2 \quad \text{Eq. 98}$$

Se consideriamo come effetto dominante la formazione delle summenzionate celle di circolazione, la superficie libera affetta da un coefficiente di scambio termico aumentato risulterà proporzionale a $D_h d_{ECC}$.

IL coefficiente di scambio termico può quindi espresso in funzione del numero di Nusselt:

$$h = \frac{\lambda_L Nu}{l_t} \quad \text{Eq. 99}$$

con :

λ_L conducibilità termica (W/mK)

N_u Numero di Nusselt

l_t lunghezza turbolenta del fenomeno (m).

Il pedice L si riferisce al liquido nella mesh d'iniezione, ne risulta quindi una miscela tra il fluido presene in cold leg e il fluido iniettato dai sistemi di emergenza.

In [5] il numero di Nusselt è espresso in funzione del numero turbolento di Reynolds (Re_t) e del numero di Prandtl (Pr):

$$Nu = \frac{hl_t}{\lambda_L} = K \cdot Re_t^a \cdot Pr^b \quad \text{Eq. 100}$$

con:

$$Re_t = \frac{\rho_L \cdot V_t \cdot l_t}{\mu_l}$$

$$Pr = \frac{\mu_L \cdot c_{pL}}{\mu_l}$$

ρ_L densità del liquido [kg/m^3]

V_t velocità turbolenta [m/s]

l_t lunghezza turbolenta [m]

μ_l viscosità del liquido [Pa.s]

c_{pL} capacità termica del liquido [J/kgK]

K, a, b costanti.

La lunghezza turbolenta (l_t) viene usata per definire sia il numero di Nusselt che il numero di Reynolds. Tale grandezza risulta proporzionale al d_{ECC} se predomina il fenomeno di "entrainment" della superficie libera oppure all'altezza del liquido se predomina il fenomeno di ricircolo delle celle.

Sulla base di quanto riportato in [3] si assume che il valore di lunghezza turbolenta è influenzato dall'altezza del liquido presente in cold leg. L'altezza del liquido in cold leg è in prima approssimazione considerata funzione lineare della frazione del grado di vuoto del liquido:

$$l_t = D_h(1 - \alpha) \quad \text{Eq. 101}$$

con:

D_h diametro idraulico della cold leg [m]

α grado di vuoto.

In caso di SBLOCA la velocità con cui i sistemi di emergenza iniettano il fluido è molto maggiore della velocità del fluido in cold leg: per tale motivo la velocità d'iniezione viene considerata come una misura del grado di turbolenza del sistema. Ciò sembra ragionevole se uno tra i due fenomeni di "entrainment" sulla superficie libera o formazione delle celle di ricircolazione è dominante.

In tale caso:

$$V_t \equiv V_{ECC} \quad \text{Eq. 102}$$

Lo sviluppo del fenomeno di turbolenza viene associato alla formulazione del numero di Nuselt, in funzione del numero di Reynolds.

Il fenomeno di “jet bouncing” viene tenuto in considerazione introducendo in numero di Froude definito come in $Fr = \frac{V_{ECC}}{\sqrt{gl}}$ **Eq. 103:**

$$Fr = \frac{V_{ECC}}{\sqrt{gl}} \quad \text{Eq. 103}$$

con :

g accelerazione di gravità (m/s²).

La lunghezza l viene definita come in $lt = D_h(1 - \alpha)$ **Eq. 101**

mentre il parametro $\sqrt{\frac{V_{ECC}^2}{g}}$ rappresenta l'altezza di rimbalzo del getto.

Il numero di Froude rappresenta il rapporto tra l'altezza di rimbalzo del getto e l'altezza del liquido in cold leg:

$$Fr = \sqrt{\frac{h_R}{D_h(1-\alpha)}} \quad \text{Eq. 104}$$

Un effetto del cambiamento del numero di Froude è rappresentato dal fatto che più è alto il rimbalzo rispetto all'altezza dell'acqua, maggiore risulta il fenomeno di rottura della superficie di scambio. Le onde d'urto provocate dal getto influiscono sulla superficie di scambio o migliorano il coefficiente di scambio termico. La dissipazione di energia cinetica da parte del getto prima che la zona di turbolenza ritorni in prossimità della superficie libera, con molta probabilità è una funzione complessa sia delle geometrie della cold leg e dei sistemi di emergenza che dell'altezza dell'acqua.

La turbolenza del getto sarà tanto più efficace se il diametro dei sistemi di emergenza è molto prossimo al diametro della cold leg e se il livello di acqua in cold leg dell'acqua non è molto alto: in tale modo si evita un eccessivo fenomeno di dispersione.

L'efficienza della turbolenza aumenta con l'aumentare del grado di vuoto α e con il parametro $\frac{d_{ECC}}{D_h}$. Si tiene conto di tale effetto nella definizione del numero di Nusselt

introducendovi un coefficiente $f\left(\alpha, \frac{d_{ECC}}{D_h}\right)$. Tenendo conto di quanto sopra si introduce una

nuova formulazione di Nusselt come riportato in $Nu = K \cdot Re_t^a \cdot Pr^b \cdot Fr^c \cdot \alpha^d \cdot \left(\frac{d_{ECC}}{D_h}\right)^e$

Eq. 105

$$Nu = K \cdot Re_t^a \cdot Pr^b \cdot Fr^c \cdot \alpha^d \cdot \left(\frac{d_{ECC}}{D_h}\right)^e \quad \text{Eq. 105}$$

Gli esponenti a, b, c, d, e insieme alla costante K nell'Eq. 8 vengono ricavati sulla base del confronto con i dati sperimentali presi in considerazione per la definizione del modello: COSI (sia in configurazione WESTINGHOUSE che FRAMATOME), TOPOFLOW-PTS e UPTF 8&25.

Il modello così ottenuto è stato implementato nel codice CATHARE 2 V2.5_3mod3.1.

La Tabella 1 riporta il confronto tra i principale termini dei modelli di condensazione: il modello di riferimento ed il nuovo qui introdotto.

| | Reference model | New condensation model |
|---------------------------|---|---|
| Heat exchange area | $D_h^2 \cdot \alpha$ | $d_{IS}^2 \cdot \alpha$ |
| Turbulent Reynolds number | $Re_t = \frac{\rho_L V_{IS} d_{IS}}{\mu_L}$ | $Re_t = \frac{\rho_L V_{IS} L_t}{\mu_L}$ |
| Nusselt number | $Nu = A1 \cdot Re_t$ | $Nu = A3 \cdot \frac{d_{IS}}{D_h} \cdot Re_t \cdot Pr^b \cdot Fr^c$ |
| Heat transfer coefficient | $h = \frac{\lambda_L Nu}{D_h}$ | $h = \frac{\lambda_L Nu}{L_t}$ |
| Turbulent length scale | - | $L_t = D_h(1 - \alpha)$ |

Tabella 1: Confronto tra i vari termini del vecchio e del nuovo modello di condensazione usati in CATHARE.

4.3 Set di dati sperimentali a supporto della validazione del modello di condensazione nel codice CATHARE

In Tab.2 viene riportata la matrice di dati sperimentali sulla base dei quali è stato sviluppato validato e migliorato il modello di condensazione presente dentro al codice di calcolo CATHARE.

In essa ritroviamo i dati sperimentali ottenuti sulle facilities:

4.3.1 COSI

L'esperimento COSI (ottenuto sulla omonima facility ad effetti separati esercita dal CEA) è un esperimento attraverso il quale è stato sviluppato il modello analitico di riferimento usato da CATHARE per predire il fenomeno della condensazione. Si tratta di una facility in scala 1/100 in volume e con potenza di 900 MWe: in essa si sono condotti esperimenti dedicati alla condensazione in cold legs in corrispondenza dei punti d'iniezione di fluido freddo da parte dei sistemi di refrigerazione di emergenza.

La facility era costituita da una cold leg e da un downcomer, simulati entrambi tramite tubi verticali. Due differenti test sections sono state installate sull'impianto: la prima simulante la cold leg di concezione FRAMATOME e la seconda simulante il design progettato da WESTINGHOUSE.

4.3.2 LSTF (Large Scale Test Facility)

Si tratta di una facility integrale, esercita da JAERI, simulante un reattore a 4 loops con fattore di scala 1/48 in volume e ad altezza naturale. I tests compresi nella campagna di prove denominata ROSA 1.1 hanno riguardato differenti tipi di iniezione in cold legs con lo scopo di studiare sia il fenomeno della condensazione che della stratificazione termica: sono stati utilizzati punti diversi di iniezione in cold leg e diversi valori di portata iniettata dai sistemi di emergenza.

4.3.3 UPTF (Upper Plenum Test Facility)

Facility integrale a piena scala simulante un PWR 4 da 1300 MWe loop progettato da Siemens. I tests 8 e 25, condotti in due fasi ciascuno, sono stati condotti per studiare le fasi di refill e reflooding del LOCA. In ciascuno dei tests è previsto l'intervento di 6 sistemi di emergenza, la portata iniettata in cold leg viene modificata allo scopo di investigare l'andamento della temperatura del fluido all'ingresso del downcomer.

4.3.4 TOPFLOW

La facility Helmholtz-Zentrum Dresden-Rossendorf TOPFLOW-PTS è stata progettata e costruita per investigare i fenomeni di mixing e di condensazione dentro la cold leg ed il downcomer di un PWR da 900 Mwe (CPY) durante il periodo di iniezione di fluido refrigerante sottoraffreddato da parte dei sistemi di emergenza. La facility è costruita in scala 1:2.5.

| | ECC flow rate | ECC temperature | Pressure | Saturation temperature | ECC sub-cooling | Cold leg level | ECC diameter (decc) | Cold diameter (Dh) leg |
|---------|---------------|-----------------|---------------|------------------------|-----------------|----------------|---------------------|------------------------|
| | [kg/s] | [°C] | [Mpa] | [°C] | [°C] | [%] | [m] | [m] |
| COSI | [0,1 ; 0,6] | [18,5 ; 84] | [2,1 ; 7,1] | [212,3 ; 285,8] | [187,3 ; 263,8] | [0 ; 0,6] | [0,006 ; 0,038] | 0,118 |
| TOPFLOW | [0,7 ; 2,5] | [113,7 ; 243,9] | [3 ; 5] | [233,8 ; 264] | [5 ; 120,2] | [0 ; 0,8] | 0,053 | 0,279 |
| UPTF | [80 ; 600] | [29 ; 38] | [0,3 ; 0,4] | [127,4 ; 142,7] | [97,4 ; 108,7] | [0,1 ; 0,5] | 0,349 | 0,75 |
| LSTF | [0 ; 1] | [37 ; 266] | [15,4 ; 15,4] | [344,1 ; 344,1] | [78 ; 307,1] | [0,5 ; 0,8] | 0,025 | 0,207 |

| | d _{ecc} / D _h | Reynolds number | Froude number | Prandtl number |
|---------|-----------------------------------|-------------------|---------------|----------------|
| COSI | [0,05 ; 0,32] | [13942 ; 443395] | [0,4 ; 13,7] | [0,7 ; 0,8] |
| TOPFLOW | 0,19 | [139845 ; 502807] | [0,3 ; 1] | [0,7 ; 0,8] |
| UPTF | 0,465 | [1208 ; 10560000] | [0,001 ; 3,2] | [1,2 ; 1,3] |
| LSTF | 0,121 | [6839 ; 42522] | [0,4 ; 3,2] | [0,6 ; 0,7] |

Tabella 2: matrice di prova sperimentale alla base del modello di condensazione usato nel codice CATHARE.

5 FENOMENO DI STRATIFICAZIONE

Il fenomeno della stratificazione [13] consiste nella separazione fisica degli strati del fluido freddo e del fluido caldo all'interno dei condotti, di piscine o taniche: in questo caso il fluido caldo occupa la parte alta dei tubi o delle piscine mentre il fluido freddo va a depositarsi nella parte bassa. Gli strati di fluido caldo e freddo sono separati da uno

strato di fluido a temperatura intermedia. Dal momento che si presenta uno scambio continuo di massa tra gli strati di fluido adiacenti la temperatura media di ambedue subisce delle leggere variazioni. In un impianto nucleare del tipo LWR (Light Water Reactor) il fenomeno di stratificazione si presenta nei tubi generalmente in fase di accensione e spegnimento dell'impianto. I tubi nei quali il fenomeno si presenta sono:

- Feed water
- Spray
- Purge line del pressurizzatore in un reattore del tipo PWR (Pressurized Water Reactor).

La stratificazione può anche presentarsi in tubi isolati tramite la chiusura di opportune valvole, quando in seguito alla riapertura delle valvole nei tubi viene iniettato fluido caldo a bassa velocità. In questi casi si è osservato il verificarsi della stratificazione termica a causa dell'accumularsi del fluido freddo nella parte inferiore del tubo e che il fluido ad elevata temperatura iniettato nella parte alta del tubo, solo se caratterizzato da bassa velocità, aumenta il mescolamento termico con la velocità.

La stratificazione termica in taniche e piscine si presenta frequentemente nelle piscine di soppressione degli impianti nucleari di nuova generazione e a sicurezza passiva a causa dello scarico della miscela di vapore e gas incondensabili da parte del condensatore del sistema di sicurezza passivo del contenimento. In questo caso la stratificazione termica si presenta a causa del fatto che il vapore iniettato in genere si trova ad una temperatura superiore dell'acqua contenuta nella pool.

La stratificazione termica si presenta in seguito all'iniezione di fluido dentro al vessel da parte dei sistemi di emergenza, in quanto la temperatura del fluido iniettato dai sistemi di emergenza è sensibilmente più bassa rispetto a quella del fluido presente dentro al vessel.

Un altro importante tipo di stratificazione termica relativa alla sicurezza degli impianti nucleari del tipo PWR è correlata al fenomeno del PTS (Pressurized Thermal Shock). Il fenomeno del PTS si verifica quando improvvisamente le pareti del vessel di un PWR vengono esposte all'azione di un fluido a bassa temperatura e ad alte pressioni, così come nel caso di iniezione di fluido da parte dei sistemi di refrigerazione di emergenza durante la fase di gestione in sicurezza di un incidente di LOCA. In questa situazione i sistemi di emergenza ad alta pressione iniettano liquido in cold leg e come conseguenza si vengono a verificare le seguenti situazioni:

1. Condensazione e flusso stratificato se il tubo è pieno di vapore,
2. Stratificazione termica se la cold leg è piena di acqua calda. In questo caso il refrigerante proveniente dalla cold leg dà origine alla formazione di una quantità di liquido freddo nel downcomer che aumentando le sue dimensioni, a causa dei fenomeni di diffusione termica e di convezione, crea gli stessi effetti di shock termico nel trasferimento del calore tra le pareti del vessel e il fluido freddo.

5.1 CRITERIO DI STRATIFICAZIONE IN CATHARE

Il criterio di stratificazione introdotto in CATHARE [14] è basato sull'analisi di instabilità di Kelvin-Helmholtz. Si assume che le equazioni 1-D del modello contengono informazioni sufficienti a studiare tali instabilità.

La condizione di stabilità corrisponde al limite iperbolico fornito in

$$F^* = \frac{|V_G - V_L|}{\left[(\rho_L - \rho_G) g D \left(\frac{\alpha}{\rho_G} + \frac{1-\alpha}{\rho_L} \right) \right]^{1/2}} \leq 1$$

Eq. 106

Tale limite di stabilità porta a predire un dominio di stabilità veramente piccolo. Viene quindi proposto un nuovo criterio intermedio di stabilità in accordo con quanto predetto in base ai dati sperimentali ottenuti da Walhs e Dobson [15]. Quando viene fissato

$$F^* \leq 0.5$$

si considera che il flusso risulti completamente stratificato e quindi il rateo di stratificazione R viene posto uguale ad uno.

Per

$$F^* > 1$$

il flusso si considera non stratificato e in questo caso il rateo di stratificazione R si considera nullo.

Per

$$0.5 \leq F^* \leq 1$$

si definisce un dominio di transizione e il rateo di stratificazione lo si considera compreso tra 0 e 1.

Successivamente sulla base degli esperimenti condotti nella facility SUPER MOBY DICK viene introdotto quindi un nuovo parametro noto come coefficiente di stratificazione e denotato con CSTRAT definito come segue:

$$C_{STRAT} = \frac{\rho^- - \rho^+}{\rho_L - \rho_V} \quad \text{Eq. 107}$$

con

ρ^- densità del fluido valutata al di sotto della quota corrispondente al livello collassato

ρ^+ densità del fluido valutata al di sopra della quota corrispondente al livello collassato.

Tale modello, che fornisce risultati non consistenti con [15] e [16] viene comunque rivisto e viene assunto che il coefficiente di stratificazione debba essere messo in relazione con la velocità del liquido. Si presume che gli effetti di mescolamento dovuti alla turbolenza del fluido possano diventare così importanti da impedire l'insorgere del fenomeno di stratificazione. Ciò può ritenersi vero quando la velocità turbolenta V_t è molto elevata paragonata alla velocità di risalita delle bolle V_b .

Viene quindi proposto una seconda limitazione per la definizione di fluido stratificato:

$$V_L < V_b \quad \text{oppure} \quad V_L^* = \frac{V_L}{\left[g \sigma \Delta \rho / \rho_L^2 \right]^{1/24}} < C$$

| | | | | | |
|--|---------------------------------|-------------|-----------------|-------------|-----------|
|  Ricerca Sistema Elettrico | Sigla di identificazione | Rev. | Distrib. | Pag. | di |
| | ADPFISS – LP1 - 111 | 1 | L | 38 | 41 |

6 CONCLUSIONI

Nel presente rapporto tecnico viene presentato il lavoro svolto nell'ambito dell'obiettivo C (SPERIMENTAZIONE E CALCOLO IN APPOGGIO AGLI STUDI SULLA SICUREZZA) della Linea Progettuale 1 (Sviluppo competenze scientifiche nel campo della sicurezza nucleare) nel corso della terza annualità dell'AdP ENEA-MSE.

Sulla base delle conclusioni degli anni precedenti si è ritenuto necessario studiare i modelli di condensazione e di stratificazione, fenomeni che vengono ad instaurarsi in situazioni incidentali in caso di intervento dei sistemi di sicurezza passivi e che influiscono fortemente sia sull'innesco che sul mantenimento della circolazione naturale

In esso vengono presentati i modelli di condensazione e stratificazione implementati all'interno del codice di sistema CATHARE utilizzato nelle precedenti annualità del presente PAR per sviluppare il modello della facility SPES2 con lo scopo di simulare le principali fenomenologie che entrano in gioco durante l'intervento dei sistemi di sicurezza passivi in condizioni incidentali.

Il DEIM dell'Università di Palermo nel corso delle precedenti annualità ha realizzato un modello di calcolo per il codice TRACE dell'impianto sperimentale PERSEO simulando due test sperimentali. La nodalizzazione messa a punto ricalca realisticamente le caratteristiche dell'impianto e di tutti i principali componenti e la sua robustezza era già stata dimostrata dalle analisi preliminari riportate in [2]. Nel corso della presente annualità ha approfondito il fenomeno della condensazione mettendo in luce i modelli che il codice TRACE implementa al suo interno per descriverne i vari aspetti.

ABBREVIAZIONI

| | |
|-----------------|---|
| CL | Cold Leg |
| DC | Downcomer |
| DCC | Direct Contact Condensation |
| DC-UH | Downcomer-Upper Head |
| DEIM | Dipartimento Energia, dell'Informazione e Modelli Matematici |
| DL | Drain Line |
| DVI | Direct Vessel Injection |
| ENEA | Agenzia nazionale per le Nuove Tecnologie, l'Energia e lo sviluppo economico sostenibile |
| FL | Feed Line |
| FW | Feed Water |
| HL | Hot Leg |
| IC | Isolation Condenser |
| ICAP | International Code Assessment program |
| IRWST | In-containment Refueling Water Storage Tank |
| LOCA | Loss Of Coolant Accident |
| LP | Lower Plenum |
| MFW | Main Feed Water |
| MSIV | Main Steam Isolation Valve |
| NRC | U.S. Nuclear Regulatory Commission |
| NRHR | Normal Residual Heat Removal |
| PANTHERS | Performance Analysis and Testing of Heat Removal System |
| PAR | Piano Annuale di Realizzazione |
| PC | Power Channel |
| PCC | Passive Containment Condenser |
| PERSEO | inPool Energy Removal System for Emergency Operation |
| PRHR | Passive Residual Heat Removal System |
| PRZ | Pressurizzatore |
| PV | Pressure Vessel |
| RPV | Reactor Pressure Vessel |
| SFW | Start-up Feed Water |
| SG | Steam Generator |
| SIET | Società Italiana Esperienze Termofluidodinamiche |
| SL | Steam Line |
| SPES | Simulatore Pressurizzato Esperienze di Sicurezza |
| SSL | Steam Supply Line |
| UH | Upper Head |
| WDL | Water Discharge Line |
| WL | Water Lin |

BIBLIOGRAFIA

- [1] C. Lombardo, M. Polidori, P. Chiovaro, S. D'Amico, I. Moscato, G. Vella "Miglioramento dei modelli dei codici integrali CATHARE e TRACE per la simulazione di specifici aspetti della facility integrale SPES2". ADPFISS – LP1 - 067, Settembre 2016.
- [2] C. Lombardo, M. Polidori, P. Chiovaro, S. D'Amico, I. Moscato, G. Vella "Approfondimento delle problematiche di simulazione dei test integrali SPES2 e PERSEO con i codici CATHARE e TRACE". ADPFISS – LP1 - 088, Settembre 2017.
- [3] J. G. Collier, J.R. Thome, Convective Boiling and Condensation, Oxford Science Publications, 2001.
- [4] G. Comini, G. Cortella, Fondamenti di Trasmissione del Calore, SGE Editoriali, 2005.
- [5] IAEA-TECDOC-1474, Natural Circulation in Water Cooled Nuclear Power Plants, Novembre 2005.
- [6] J.R. Thome, Engineering Data Book III, Wolverine Tube, INC , 2004.
- [7] TRACE V5.0, Theory Manual: Field Equations, Solution Methods, and Physical Models, Division of System Analysis Office of Nuclear Regulatory Research, U.S. Nuclear Regulatory Commission, Washington, 2010.
- [8] F. Bassenghi, Validation of the CFD code Neptune for a full scale simulator for decay heat removal systems with in-pool heat exchangers, Tesi di Dottorato, A.A. 2012/2013, Alma Mater Studiorum - Università di Bologna.
- [9] TRACE V5.0, Theory Manual: Field Equations, Solution Methods, and Physical Models, Division of System Analysis Office of Nuclear Regulatory Research, U.S. Nuclear Regulatory Commission, Washington, 2010
- [10] TRACE V5.0, User's Manual Volume 1: Input Specification, Division of System Analysis Office of Nuclear Regulatory Research, U.S. Nuclear Regulatory Commission Washington, 2017.
- [11] Bestion & Gros d'Aillon 1989 – Condensation tests and interpretation – The CATHARE condensation model – NURETH 4, Karlsruhe.
- [12] Janicot 1992 – Condensation modelling for ECC injection – CNSI Specialist Meeting on "Transient Z-phase flow", Aix en Provence.
- [13] A. R. Halmers 2014 – Study of the thermal stratification in PWR reactors and the PTS (Pressurized Thermal Shock) phenomenon. Doctoral Thesis
- [14] D Bestion and J C Micael, "A two fluid stratified model suitable for a pressurized water reactor safety code", 4th Mtamt Int Syrup on Multiphase Transport & Particulate Phenomena, December 1986.
- [15] B G Walhs and J.E. Dobson, "The onset of slugging in horizontal stratified air water flow", Int J Mult Flow 173-195 (1973).
- [16] A E Dukler and Y Taltel, " Gas Liquid Flow Pattern Transltmns', m G.G. Hew-itt, J M Delhaye and H Zuber, *Multiphase Scwnce and Technology*, Vol. 2, pp 1-94, Hensphere, Wastungton (1986)

Curriculum del personale CIRTEN

Il gruppo di lavoro impegnato nell'attività è costituito da un professore ordinario di Impianti nucleari dell'Università di Palermo (Dipartimento Energia, dell'Informazione e Modelli Matematici "DEIM"), Giuseppe Vella, da un ricercatore universitario dello stesso Dipartimento, Pierluigi Chiovaro e da due dottorandi (Ingegneria Energetica e Nucleare) dell'Università degli Studi di Palermo, Salvatore D'Amico e Ivo Moscato.

Il prof. Giuseppe Vella, Ordinario del Settore Scientifico Disciplinare ING-IND/19 Impianti Nucleari, è Responsabile del reattore nucleare di ricerca AGN 201 - COSTANZA dell'Università di Palermo. Ha coordinato diversi programmi di ricerca finanziati dal Ministero della Ricerca Scientifica e Tecnologica. È stato Coordinatore nazionale di un progetto di ricerca di interesse nazionale PRIN-2007 finanziato dal MIUR. È autore o coautore di più di 150 articoli pubblicati su riviste scientifiche nazionali ed internazionali e/o presentati a conferenze, congressi o simposi. È anche coautore di diversi rapporti nell'ambito dei PAR trascorsi. L'attività scientifica del prof. Vella ha riguardato principalmente le seguenti tematiche: tubi di calore al sodio, problemi di ribagnamento di superfici ad elevata temperatura, efflussi critici bifase, analisi termoidrauliche relative alla sicurezza dei reattori nucleari a fissione, analisi neutroniche, termoidrauliche e termomeccaniche del mantello e di componenti ad alto flusso termico di un tipico reattore a fusione di tipo TOKAMAK. È stato referee per la rivista "Fusion Engineering and Design" e "Nuclear Engineering and Design".

Pierluigi Chiovaro, ricercatore a tempo determinato del S.S.D. ING-IND/19, da circa un decennio svolge attività di ricerca su problematiche termomeccaniche, termoidrauliche e nucleari connesse allo sviluppo di componenti di reattori a fissione ed a fusione nucleare ed ha pubblicato oltre una ventina di memorie prevalentemente su riviste, atti di congressi e rapporti internazionali. È anche coautore di diversi rapporti nell'ambito dei PAR trascorsi. Partecipa attivamente a programmi di ricerca nazionali nonché europei sulla fusione nucleare in collaborazione con l'ENEA, ITER, il CEA ed il KIT. È stato referee per le riviste "Fusion Engineering and Design" e "Annals of Nuclear Energy".

Salvatore D'Amico e Ivo Moscato, dottorandi di ricerca presso il Dipartimento DEIM e precedentemente borsisti sin dal novembre 2014, hanno conseguito la laurea magistrale in Ingegneria Energetica e Nucleare presentando la tesi "Analisi di test sperimentali nell'impianto SPES-2 e di progetto nell'impianto SPES-3 mediante codici di sistema best-estimate" nella quale in particolare si sono occupati della validazione del codice di calcolo TRACE rispetto alle fenomenologie termoidrauliche che caratterizzano gli Small-Break Loss of Coolant Accident (SBLOCA) simulati nell'impianto SPES-2 e di investigare, sempre mediante il codice TRACE, l'evoluzione e le conseguenze di uno Station Black Out nell'impianto SPES-3.