



Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Escola Politécnica

SIMULAÇÃO COMPUTACIONAL DE CURVAS DE EBULIÇÃO EM REATORES NUCLEARES UTILIZANDO O CÓDIGO TRACE

Carlos Antonio Sartin Júnior

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Nuclear da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Antonio Carlos Marques Alvim

Rio de Janeiro, RJ - Brasil

Setembro de 2017

TRANSFERÊNCIA DE CALOR EM SIMULAÇÕES COMPUTACIONAIS

Carlos Antonio Sartin Júnior

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO CURSO DE ENGENHARIA NUCLEAR DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO NUCLEAR.

Examinado por:

Prof. Antonio Carlos Marques Alvim, Ph. D.

Prof. Paulo Fernando Ferreira Frutuoso e Melo, D. Sc.

Prof. Su Jian, D. Sc.

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

SETEMBRO DE 2017

Sartin Júnior, Carlos Antonio Sartin

Transferência de Calor em Simulações Computacionais./
Carlos Antonio Sartin Júnior – Rio de Janeiro: UFRJ/
ESCOLA POLITÉCNICA, 2017.

VIII, 60 p.: il.; 29,7 cm.

Orientador: Antonio Carlos Marques Alvim

Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola Politécnica/
Curso de Engenharia Nuclear, 2017

Referências Bibliográficas: p. 66-68

1. Transferência de Calor. 2. Ebulição. 3. Escoamento Bifásico. 4. Fluxo de Calor Crítico. I. Alvim, Antonio Carlos Marques. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Nuclear. III. Transferência de Calor em Simulações Computacionais.

Agradecimentos

Agradeço à minha família e amigos por todo o apoio financeiro e afetivo nesses anos em que estive longe em preparação para me tornar engenheiro.

Aos professores do Departamento de Engenharia Nuclear que respaldaram minha formação acadêmica.

E aos profissionais que me acompanharam na Universidade de Wisconsin – Madison, de maneira especial à Juliana Pacheco Duarte, M.Sc., pelo compartilhamento de conhecimento, experiência, atenção e por ter dividido comigo parte do seu trabalho de doutorado. Ao Professor Michael Corradini, Ph.D., por ter me acolhido em sua equipe e me proporcionado a oportunidade de trabalhar com grandes pesquisadores.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/ UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Nuclear.

Transferência de Calor em Simulações Computacionais

Carlos Antonio Sartin Júnior

Setembro/2017

Orientador: Antonio Carlos Marques Alvim

Curso: Engenharia Nuclear

Este trabalho envolve dois assuntos muito importantes para a indústria nuclear, sendo eles a transferência de calor e o uso de códigos computacionais para a realização de simulações. A transferência de calor envolve todos os processos pelos quais se retira calor de um reator nuclear e as simulações computacionais auxiliam na análise qualitativa e quantitativa de todos os fenômenos envolvidos na operação do reator, seja em circunstâncias normais, seja na ocorrência de acidentes. Através das simulações, este trabalho avalia o comportamento do fluxo de calor crítico como função, separadamente, da temperatura de entrada do refrigerante, da vazão mássica e da pressão do sistema. Também analisa a sensibilidade dos resultados a diferentes dimensões da malha que discretiza o sistema físico modelado. Em condições de estado estacionário, faz previsões da leitura de termopares da instalação e mostra os efeitos das grades espaçadoras na transferência de calor. Por fim, analisa a evolução de algumas variáveis em um acidente de perda de energia elétrica externa (*station blackout*), como, por exemplo, a temperatura das varetas (mostrando a ocorrência de fluxo de calor crítico), a pressão, o nível de água do reator e a produção de hidrogênio devido à oxidação do revestimento de Zircaloy. Em todos os casos modelados, houve conformidade entre os dados obtidos e os resultados esperados através da fundamentação teórica.

Palavras-chave: Transferência de calor, ebulição, fluxo de calor crítico, código computacional, simulação, TRACE.

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Nuclear Engineer.

Heat Transfer in Computational Simulations

Carlos Antonio Sartin Júnior

September /2017

Advisor: Antonio Carlos Marques Alvim

Course: Nuclear Engineering

This work comprehends two important subjects for the nuclear industry: heat transfer and the usage of computational codes for simulations. Heat transfer is involved in all the processes where heat is removed from a nuclear reactor and the computational simulations help in quantitative and qualitative analyses of all the phenomena in the normal operation of a nuclear plant as well as in accident occurrences. Through simulations this work qualitatively evaluate the critical heat flux behavior as a function of, separately, coolant inlet temperature, mass flow rate and system pressure. It also analyzes the result sensitivity to the cell dimension of the mesh that discretizes the modeled physical system. At steady-state, it predicts the temperature measured by the facility's thermocouples and shows the spacer grids' effects in heat transfer process. At last, it analyzes how some variables evolve in a short-term station blackout accident. Examples of those variables are rod temperature (showing the critical heat flux occurrence), system pressure, reactor water level and hydrogen production due to Zircaloy cladding oxidation. In all cases, the simulation results have complied with theoretical predictions.

Keywords: Heat transfer, convection, critical heat flux, computational code, simulation, TRACE.

SUMÁRIO

1 - INTRODUÇÃO	9
2 – FLUXO DE CALOR CRÍTICO (FCC)	10
2.1 – Conceitos e mecanismos da ebulição	10
2.2 - Convecção monofásica	11
2.3 - Ebulição nucleada	12
2.3.1 – Ebulição nucleada no escoamento	13
2.4 – Crise da ebulição (<i>boiling crisis</i>) e FCC	15
2.4.1 – Crise da ebulição e FCC no escoamento	15
2.5 – Ebulição de transição (<i>transition boiling</i>).....	17
2.6 – Ebulição em filme	18
2.6.1 – Ebulição em filme no escoamento	18
2.7 – Parâmetros e tendências do FCC	19
2.7.1 – FCC como função da temperatura de entrada	19
2.7.2 – FCC como função da vazão de entrada.....	20
2.7.3 – FCC como função da pressão.....	21
3 – FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS.....	23
3.1 – TRACE ^[1]	23
3.1.1 - TRACE: visão geral.....	24
3.1.2 – TRACE: modelos	26
3.1.2.1 - Fluidodinâmica	26
3.1.2.2 – Transferência de calor	27
3.1.2.3 – Reação metal-água	33
3.2 – SNAP ^[9] , AptPlot ^[10] e MS Excel 2016.....	34

4 – SIMULAÇÕES	35
4.1 – Canal quadrado.....	35
4.1.1 – Parâmetros.....	36
4.1.2 – Resultados	37
4.2 – Instalação HPCHF.....	40
4.2.1 – Parâmetros.....	42
4.2.2 – Resultados	45
4.2.2.1 – Análise de sensibilidade (PIPE).....	45
4.2.2.2 – Análise de sensibilidade (FILL).....	48
4.2.2.3 – Análise de sensibilidade (BREAK).....	49
4.2.2.4 – Estado estacionário.....	51
4.3 – Vaso do reator	54
4.3.1 – Parâmetros.....	54
4.3.2 – Resultados	58
5 - CONCLUSÃO	65
6 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	66

1 - INTRODUÇÃO

O rápido avanço dos computadores, associado ao desenvolvimento de eficientes algoritmos e metodologias de simulação, tem permitido a análise muito mais fiel de sistemas nucleares nos últimos anos. Áreas como termo-hidráulica, neutrônica e análise de segurança, bem como análises acopladas das variáveis existentes nessas diferentes áreas têm se beneficiado largamente das novas tecnologias computacionais, justapondo dados experimentais (incluindo históricos de operação) com modelos mecanicistas (calculados via métodos numéricos). Como é de interesse da área nuclear analisar eventos de baixa frequência e que podem ter maiores consequências, simulações, inclusive considerando longas escalas de tempo, significam enorme economia e contribuem ainda mais para a diminuição da possibilidade de perdas materiais, ambientais e humanas eventualmente decorrentes de tais eventos. Analogamente, as simulações também abrem caminho entre a concepção e a operação de novas instalações e tecnologias, não só nucleares, mas de todas as áreas da engenharia.

O presente trabalho visa à apresentação de simulações na área de termo-hidráulica utilizando o *software* TRACE ^[1] desenvolvido pela Comissão Reguladora Nuclear (NRC, sigla em inglês) estadunidense. Boa parte das simulações envolveu a análise do Fluxo de Calor Crítico (FCC), portanto o capítulo segundo dedica-se à revisão da literatura acerca dessa grandeza e do processo de ebulição, tão importante para o estudo, concepção e operação dos mais variados projetos de reatores nucleares.

O terceiro capítulo apresenta as ferramentas computacionais utilizadas, as características do programa TRACE relevantes para esse trabalho e um pouco do histórico e da importância de códigos desse tipo no contexto da engenharia nuclear.

Os modelos utilizados para as simulações, as hipóteses assumidas e as variáveis fixadas, bem como discussões pertinentes aos respectivos resultados e análises relacionadas à sua qualidade, plausibilidade e utilidade dentro do contexto que motivou este trabalho são objetivo do capítulo quarto deste texto.

Finalmente, as conclusões e uma análise crítica deste texto estão expostas no quinto e último capítulo, salientando principalmente a importância de dados experimentais que subsidiem uma etapa integrante e basilar na conjuntura das simulações computacionais: a validação dos modelos, hipóteses e correlações previamente selecionados para o estudo em questão.

2 – FLUXO DE CALOR CRÍTICO (FCC)

2.1 – Conceitos e mecanismos da ebulição

A despeito de um processo extremamente cotidiano, a ebulição apresenta ímpar complexidade que vem sendo estudada e teorizada pelos mais variados pesquisadores ao longo de séculos. Nukiyama, em 1934 ^[2], foi quem provavelmente primeiro construiu a chamada curva de ebulição (apresentada e descrita a seguir para um caso de interesse) e que formalmente documentou um fato peculiar: contrariamente ao que se poderia intuir, na medida que mais calor é fornecido a determinado refrigerante através de uma superfície, a transferência de calor não melhora indefinidamente. Eventualmente, haverá uma taxa de transferência de calor e uma condição de temperatura da superfície aquecedora para as quais um maior aporte de energia leva à deterioração da troca de calor entre os materiais. Tal fato possui capital importância em aplicações industriais, pois, em determinadas situações, da restrição na transferência de calor pode decorrer um aumento proibitivo da temperatura da superfície e consequentes danos aos materiais.

A condição de fluxo de calor descrita acima é o ponto de máximo local na curva de ebulição e é comumente denominada Fluxo de Calor Crítico (FCC): quando o coeficiente de transferência de calor diminui abruptamente em uma ou duas ordens de magnitude como consequência da ausência de contato completo entre superfície aquecida e o líquido refrigerante, *i.e.*, a transferência de calor deixa de acontecer através do líquido bom condutor para ocorrer pelo vapor pouco condutor ^[3]. Um embasamento teórico robusto ainda não existe para prever o FCC ou para explicar satisfatória e detalhadamente o mecanismo pelo qual ele acontece. No entanto, várias correlações empíricas e semiempíricas foram estabelecidas, contemplando diferentes combinações dos parâmetros primários de influência para o FCC, a saber, a vazão do refrigerante, a temperatura de entrada do refrigerante, a pressão do sistema, o diâmetro interno e o comprimento do tubo ^[3].

Para entender melhor o Fluxo de Calor Crítico, é necessário debruçar-se sobre a ebulição e seus mecanismos de maneira geral e, para tal, a curva de ebulição pode ser notoriamente elucidativa. Trata-se de um gráfico em escala logarítmica do fluxo de calor contra a diferença entre a temperatura da superfície aquecida e a temperatura de

saturação do refrigerante (*wall superheat*, em inglês), ou seja, quanto a temperatura da parede aquecida sobrepuja a temperatura de saturação do refrigerante. A Figura 1 apresenta a curva de ebulição em piscina, ou seja, quando a ebulição acontece através de uma superfície aquecida sem que haja fluxo hidráulico do refrigerante, para água à pressão atmosférica. Apesar de a maioria dos modelos de reator nuclear envolver ebulição em escoamento (*flow boiling*), a investigação do processo de ebulição em piscina é particularmente útil para a compreensão de vários conceitos que podem ser estendidos não só para o escoamento, mas também para outros tipos de refrigerante e pressão do sistema. Conforme as regiões da curva de ebulição forem apresentadas para a ebulição em piscina, analogias e adendos serão feitos relacionados à ebulição em escoamento para maior clareza do escopo deste trabalho.

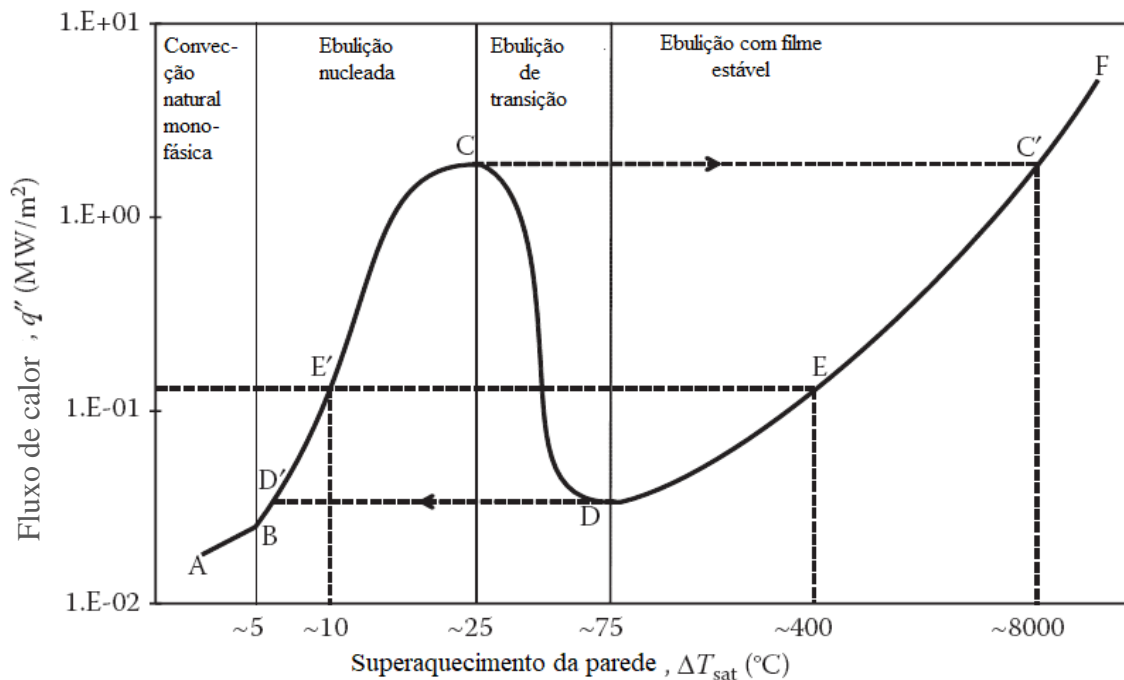


Figura 1: Típica curva de ebulição em piscina para água saturada à pressão atmosférica. ^[4]

2.2 - Convecção monofásica

O trecho A-B do gráfico da Figura 1 descreve o processo de convecção natural, em que gradientes de temperatura e de densidade (massa específica) são formados na piscina, removendo calor da superfície aquecida para o inventário de refrigerante.

Quando há escoamento, o trecho A-B caracteriza uma convecção forçada monofásica para o líquido. A transferência de calor acontece através da denominada camada-limite térmica, independentemente da classificação hidrodinâmica do escoamento, a saber, laminar ou turbulento.

Em qualquer um dos casos, a superfície aquecida só possui contato com a fase líquida do refrigerante e se encontra na temperatura de saturação do líquido ou poucos graus acima, portanto as correntes de convecção na camada-limite (formada nas proximidades da superfície aquecida) são suficientes para dissipar o calor sem a formação de bolhas de vapor ^[5].

2.3 - Ebulição nucleada

Já o trecho B-C apresenta o regime de ebulição nucleada, em que bolhas de vapor são formadas nos locais mais apropriados da superfície aquecida e se dispersam no fluido, aumentando sobremaneira a taxa de transferência de calor, mesmo que a diferença de temperatura entre a superfície e o líquido não seja tão acentuada ^[5]. A determinação dos sítios de nucleação das bolhas de vapor na superfície aquecida depende, principalmente, do acabamento da superfície (rugosidade), da molhabilidade (*wettability*, em inglês) do par fluido-sólido e da diferença entre a temperatura da superfície aquecida e a temperatura de saturação do líquido (*wall superheat*, em inglês, conforme já mencionado) ^[4].

Três mecanismos principais podem ser identificados no processo de ebulição ^[4]. Um deles é a formação de bolhas, a partir da vaporização do líquido refrigerante, e seu desprendimento dos sítios de nucleação que lhes deram origem. Outro mecanismo é a evaporação das microcamadas de líquido que separam a superfície aquecida e cada uma das bolhas em crescimento, como retratado na Figura 2. Por fim, também contribui para a ebulição a microconvecção do líquido que se move com as bolhas, permitindo que líquido mais frio entre em contato com a superfície aquecida.

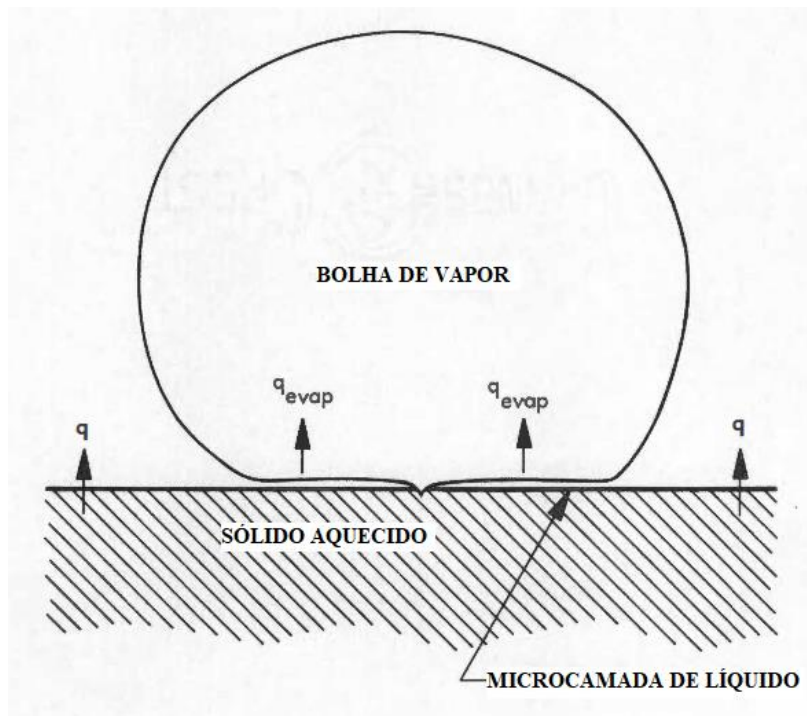


Figura 2: Representação do mecanismo de evaporação de microcamadas de líquido. [6]

2.3.1 – Ebulição nucleada no escoamento

Para o caso de ebulição em escoamento, é bastante útil analisar a evolução da temperatura do refrigerante e dos mecanismos de ebulição à medida que o canal aquecido é percorrido. A Figura 3 expõe resumidamente as regiões de transferência de calor, os padrões de escoamento e os perfis de temperatura da parede e do fluido refrigerante para um canal de parede uniformemente aquecida.

Com este aparato em mente e analisando, para o escoamento, uma curva de ebulição análoga à da Figura 1, o trecho B-C poderia ainda ser subdividido em ebulição subresfriada e ebulição saturada, baseado na temperatura média, ou temperatura de mistura (*bulk temperature*, em inglês) do refrigerante. A ebulição subresfriada acontece porque, por mais que o líquido próximo à parede aquecida esteja na temperatura de saturação e enseje a formação de bolhas de vapor, a temperatura de mistura do refrigerante, ainda não atingiu esse patamar. Dessa forma, pode-se dizer que o escoamento, numa análise geral, encontra-se subresfriado. Quando a temperatura de mistura do refrigerante atinge a temperatura de saturação, tem início a ebulição saturada, quando o número de bolhas aumenta consideravelmente e elas começam,

inclusive, a coalescer, formando bolhas maiores e mudando o regime de escoamento para escoamento em bolsões (*slug flow*, em inglês).

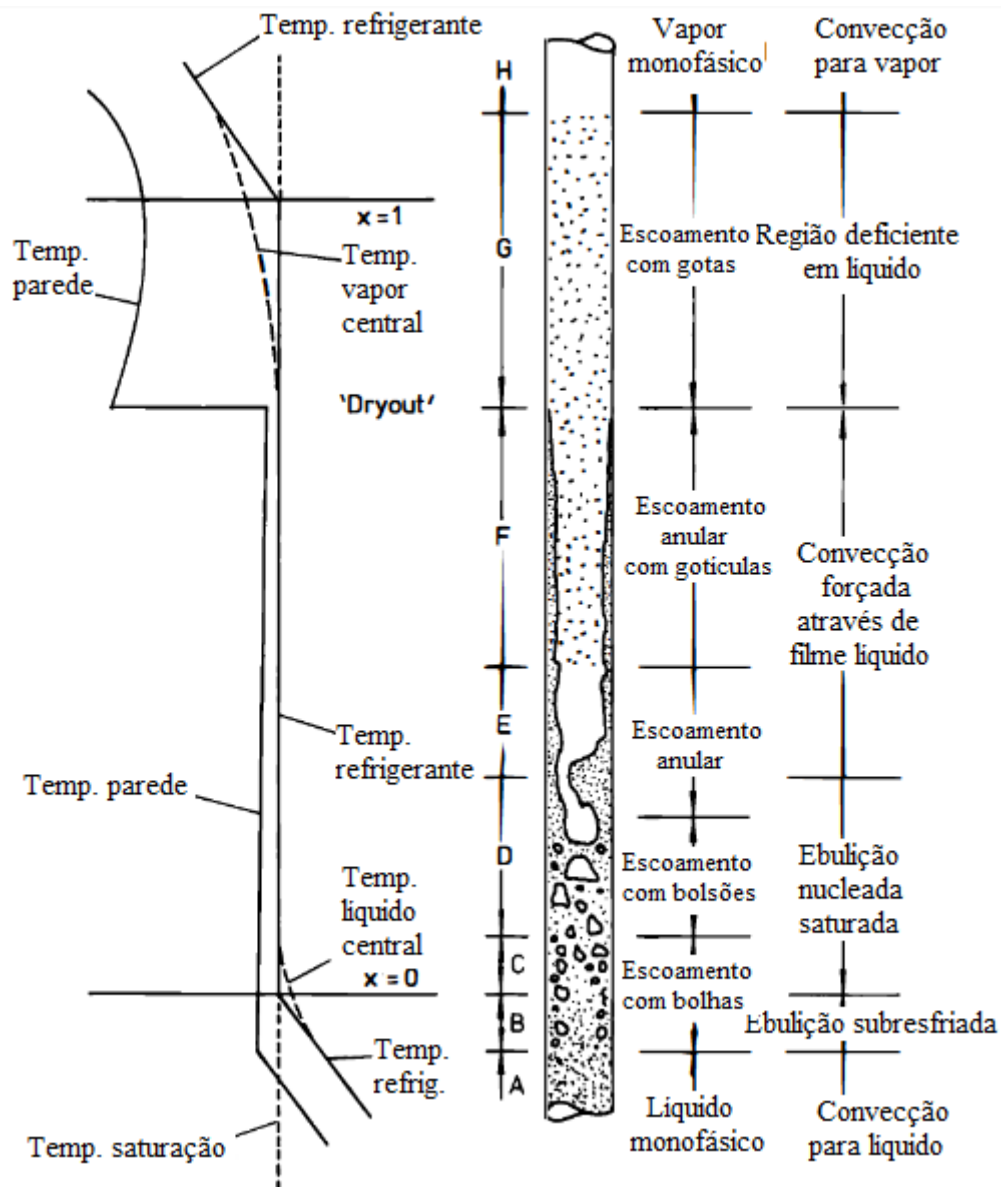


Figura 3: Regiões de transferência de calor para ebulição em escoamento. [3]

De maneira geral, é notório que, na ebulição nucleada (subresfriada ou saturada e também na ebulição em piscina), a formação de bolhas e a eventual interação entre elas contribui sobremaneira para o aumento da turbulência do escoamento e, conseqüentemente, para o aumento significativo da taxa de transferência de calor entre superfície e líquido [4]. Tal característica pode ser facilmente observada na curva de ebulição, que apresenta um valor de derivada acentuado para esse regime, *i.e.*, a

temperatura da superfície aquecida aumenta paulatinamente enquanto o fluxo de calor aumenta drasticamente. Por conseguinte, trata-se de um regime de ebulição preferível em reatores nucleares, por exemplo, pois a temperatura da parede permanece relativamente constante e a retirada de calor das varetas combustíveis acontece de forma mais eficiente.

2.4 – Crise da ebulição (*boiling crisis*) e FCC

Crise da ebulição é o nome dado quando existe restrição, devido aos mais variados mecanismos, no contato entre o líquido refrigerante e a superfície aquecida a ser resfriada. Cabe ressaltar que, por mais que o termo “crise da ebulição” aluda ao FCC como resultante de um processo de aumento do fluxo de calor da superfície aquecedora, essa condição de degeneração do processo de transferência de calor pode ser alcançada também com a modificação de qualquer outra variável independente do sistema. No caso de um escoamento, essas variáveis poderiam ser, por exemplo, a pressão, a temperatura de entrada do refrigerante ou sua vazão ^[3].

Para a ebulição em piscina, a crise da ebulição acontece quando a taxa de produção de bolhas cresce de tal modo que a interação entre as correntes de líquido e vapor causam a restrição do suprimento de líquido à parede aquecida.

2.4.1 – Crise da ebulição e FCC no escoamento

Já no escoamento, à proporção que o refrigerante avança no canal aquecido no regime de ebulição saturada, bolhas maiores e mais numerosas vão sendo formadas. Dependendo das condições de contorno do problema analisado, especificamente, se a variável de controle da parede aquecedora for o fluxo de calor imposto (potência imposta), dois tipos de crise da ebulição podem se seguir ao regime ebulição nucleada ^[4]. Caso o fluxo de calor seja alto, um mecanismo análogo ao da ebulição em piscina (alta taxa de produção de bolhas com eventual formação de um filme de vapor que isola a parede aquecida) provoca a crise da ebulição e o fluxo de calor crítico é atingido. Tal conjuntura recebe o nome de afastamento da ebulição nucleada (*departure from nucleate boiling, DNB*). Já se a potência imposta à superfície aquecedora for baixa, as bolhas passam a criar um núcleo de vapor no centro do escoamento, enquanto a fase

líquida permanece como filme em contato com a superfície aquecida e como gotículas dispersas no vapor. Esse padrão de escoamento é chamado fluxo anular e, a partir de então, a convecção acontece através do filme líquido. Particularmente quando o título do escoamento (a razão entre massa de vapor e massa da mistura vapor-líquido) torna-se alto, o filme de líquido afila-se e a evaporação na interface entre líquido e vapor torna-se tão eficiente que a temperatura da parede pode não ser mais suficiente para a formação de bolhas, fenômeno conhecido como supressão da nucleação ^[4]. O filme de líquido, então, vai se tornando ainda mais fino, devido à evaporação, até que, enfim, seca (*dryout*, em inglês), momento em que ocorre a crise da ebulição e o respectivo FCC é alcançado. Vale ressaltar que o processo de formação de fluxo anular e subsequente secagem da parede propicia um valor de FCC mais alto do que aquele resultante da formação de filme de vapor (análogo à ebulição em piscina) ^[4], pois a transferência de calor através da evaporação na interface líquido-vapor do fluxo anular não ocorre quando há formação de filme de vapor. A Figura 4 mostra a representação dos dois mecanismos discutidos: o afastamento da ebulição nucleada (*DNB*) e a secagem da parede (*dryout*), sendo g o vetor da aceleração gravitacional, T_{sat} a temperatura de saturação, T_w a temperatura da parede e T_v a temperatura do vapor.

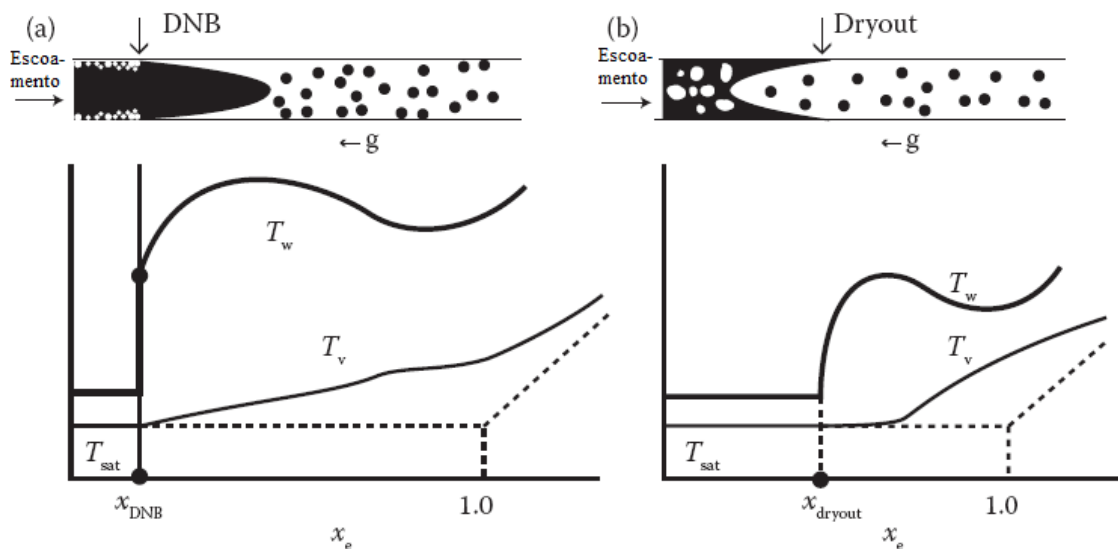


Figura 4: Distribuição de temperatura pós-FCC. a) Pós-DNB. b) Pós-dryout.^[4]

Após o FCC ser alcançado em um sistema, seja por formação de filme de vapor, seja por secagem da superfície aquecida, e dado que a potência (fluxo de calor) é a

variável controlada (independente), então qualquer tentativa de aumento do fluxo de calor acima do valor correspondente ao ponto C na curva de ebulição levará a um acréscimo brusco na temperatura da superfície, conduzindo o sistema ao ponto C', que já se encontra na região de ebulição em filme (*film boiling*, em inglês) [3]. Ordinariamente, esse abrupto salto da temperatura é suficiente para causar falha na superfície aquecida, o que é particularmente danoso no caso de um reator nuclear, pois, geralmente, a superfície aquecida é também o invólucro do combustível nuclear e qualquer avaria pode causar a liberação de material radioativo para o líquido refrigerante.

Desse modo, mesmo que a ebulição nucleada seja o melhor regime para operar muitos equipamentos que trocam calor (reatores nucleares inclusive), toda cautela em seu projeto e operação (bem como a definição de limites de segurança conservadores) é imprescindível, pois se trata de uma região fronteira à crise da ebulição e ao fluxo de calor crítico.

2.5 – Ebulição de transição (*transition boiling*)

O ponto de fluxo de calor crítico dá “início” ao trecho C-D do gráfico da Figura 1, que corresponde à ebulição de transição (*transition boiling*, em inglês) e que “termina” com o ponto D, a temperatura mínima de ebulição em filme. Essa região só pode ser obtida em condições tais que a variável independente seja a temperatura da superfície aquecida, caso contrário, a supracitada transição C-C' acontece [4]. Trata-se de uma região pouco estudada, sem nenhuma teoria adequada que a modele ou função matemática que a descreva [3] e cujos pontos, no gráfico de escala logarítmica, geralmente são avaliados como uma interpolação linear entre C e D [4]. Apesar da escassez de fundamentação teórica, sabe-se que, na ebulição de transição, o líquido refrigerante entra em contato periodicamente com a superfície aquecida, dando origem a quantidade significativa de vapor que, ao formar um filme ou uma manta (*vapor blanket*), forma um isolamento entre a superfície aquecida e o líquido refrigerante. Por se tratar de um processo periódico, há grande flutuação tanto nos valores de fluxo de calor através da superfície aquecida quanto de sua temperatura [3], apresentando um mecanismo de transferência de calor misto com características tanto da ebulição nucleada quanto da ebulição em filme [4].

2.6 – Ebulição em filme

A partir da temperatura mínima de ebulição em filme (T_{\min}), ponto D no caso da Figura 1, um filme de vapor estável se mantém e passa a isolar constantemente a superfície aquecida. O calor é transferido, portanto, através do vapor (em regime laminar ou turbulento) e, então, causa evaporação na interface vapor-líquido [4]. A existência do filme de vapor e, conseqüentemente, a ausência de contato entre líquido refrigerante e superfície aquecida torna o coeficiente de transferência de calor desse regime de ebulição consideravelmente baixo em comparação com os outros regimes já analisados, pois a condutividade térmica do vapor é menor que a do líquido [3]. Além disso, à medida que a temperatura da superfície aumenta, o processo de radiação deixa de ser desprezável e passa a contribuir para a transferência de calor [5].

2.6.1 – Ebulição em filme no escoamento

Quando há escoamento, a ebulição em filme terá lugar, como já discutido, quando o fluxo de calor for alto e a elevada taxa de produção de bolhas propiciar a formação de um filme de vapor e o que se pode chamar de fluxo anular invertido (Figura 4a). Nesse caso, o FCC será alcançado a partir do afastamento da ebulição nucleada e à medida que o líquido prossegue no escoamento, mais vapor vai sendo formado e uma região de deficiência de líquido (*liquid deficient region*) é obtida, quando o vapor ainda está na temperatura de saturação [3]. A continuidade no aquecimento leva o vapor a se tornar superaquecido e a transferência de calor passa a se dar novamente através de convecção monofásica, mas, desta vez, para o vapor e não para o líquido (na região de entrada do tubo). Dependendo da temperatura da superfície aquecida, a radiação também pode exercer papel preponderante no mecanismo total de transferência de calor, assim como na ebulição em piscina.

Como já discutido anteriormente, o FCC no escoamento pode também ser alcançado, sob determinadas condições, através da secagem da parede aquecida. Nesse caso, não há o regime de ebulição em filme, mas um regime deficiente em líquido (*liquid deficient regime*) para o qual adotam-se três tipos de modelos e correlações [3]. São elas as correlações de natureza empírica, em que nenhuma hipótese é feita sobre os mecanismos de transferência de calor; modelos semiteóricos, que levam em

consideração todos ou boa parte dos modos de transferência de calor entre a parede aquecida e a fase de vapor; e as correlações que admitem um afastamento da condição de equilíbrio termodinâmico do escoamento bifásico. Para estas últimas, dois casos-limites são analisados: quando a taxa de transferência de calor para as gotículas de líquido é tão baixa que todo o calor transferido da parede aquecida resulta somente no aquecimento do vapor (aproximação válida para baixas pressões e baixas velocidades de escoamento); e quando a transmissão de calor para as gotículas de refrigerante é tão eficiente que a do vapor permanece à temperatura de saturação até que todo o líquido tenha evaporado (válido para altas pressões e altas vazões, maiores que 3000 kg/m².s) [3].

2.7 – Parâmetros e tendências do FCC

Apesar de não haver um modelo robusto que teorize genericamente a condição de fluxo de calor crítico, vários experimentos foram feitos nas últimas décadas e um razoável arcabouço de dados experimentais foi construído e compilado. A partir desses dados, foi possível identificar parâmetros dos quais o fluxo de calor crítico é função e, ainda, distinguir tendências de comportamento que são abordadas rapidamente, a seguir, para o caso de ebulição em escoamento em tubos uniformemente aquecidos.

2.7.1 – FCC como função da temperatura de entrada

Primeiramente define-se a medida do “subresfriamento de entrada” (*inlet subcooling* em inglês), que é a variação, para baixo, da entalpia do refrigerante em comparação com a entalpia do líquido saturado. Sendo assim, mantendo-se constantes a geometria (diâmetro) do tubo aquecido, a pressão do sistema e a vazão de refrigerante, percebe-se uma relação linear entre o FCC e o subresfriamento de entrada ou, mais diretamente, entre o FCC e a temperatura (ou entalpia) de entrada [3]. À medida que entra no circuito líquido mais subresfriado (maior Δi_{sub} na Figura 5), mais calor é requerido para que as condições de fluxo de calor crítico sejam satisfeitas e, consequentemente, isso acontece para valores mais altos do fluxo de calor.

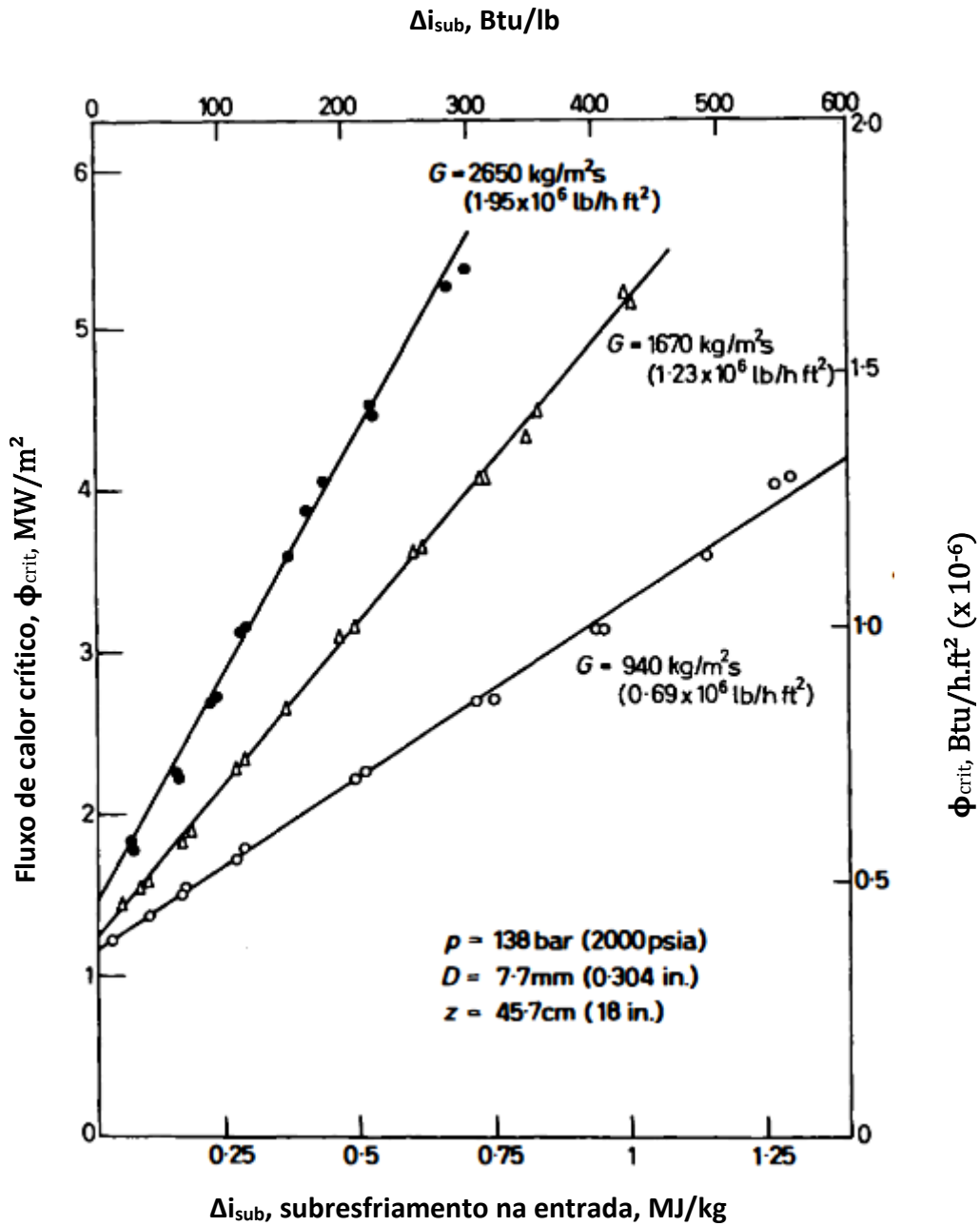


Figura 5: Influência da temperatura de entrada e da vazão para o FCC [3].

2.7.2 – FCC como função da vazão de entrada

Analogamente, caso a entalpia de entrada seja mantida constante, observa-se também uma relação linear entre o FCC e a vazão de refrigerante [3]. Enquanto o refrigerante sair do tubo aquecido como líquido subresfriado, percebe-se que um aumento na vazão de refrigerante (aumento na capacidade de retirar calor do aparato) resulta em FCCs mais altos. Quando o refrigerante passa a sair saturado, outros fatores

contribuirão para a definição do FCC, tornando o mecanismo mais complicado e, nesse caso, um aumento de vazão resulta na diminuição do FCC.

2.7.3 – FCC como função da pressão

O mecanismo de influência da pressão no fluxo de calor crítico é um pouco mais complicado e a tendência esperada para o FCC é majoritariamente baseada em experimentos, conforme mostra a Figura 6. Pode-se perceber que para baixas pressões, o FCC atinge um máximo e depois tende a diminuir com o aumento da pressão do sistema até que, geralmente, atinge um segundo máximo para pressões acima de 100 bar.

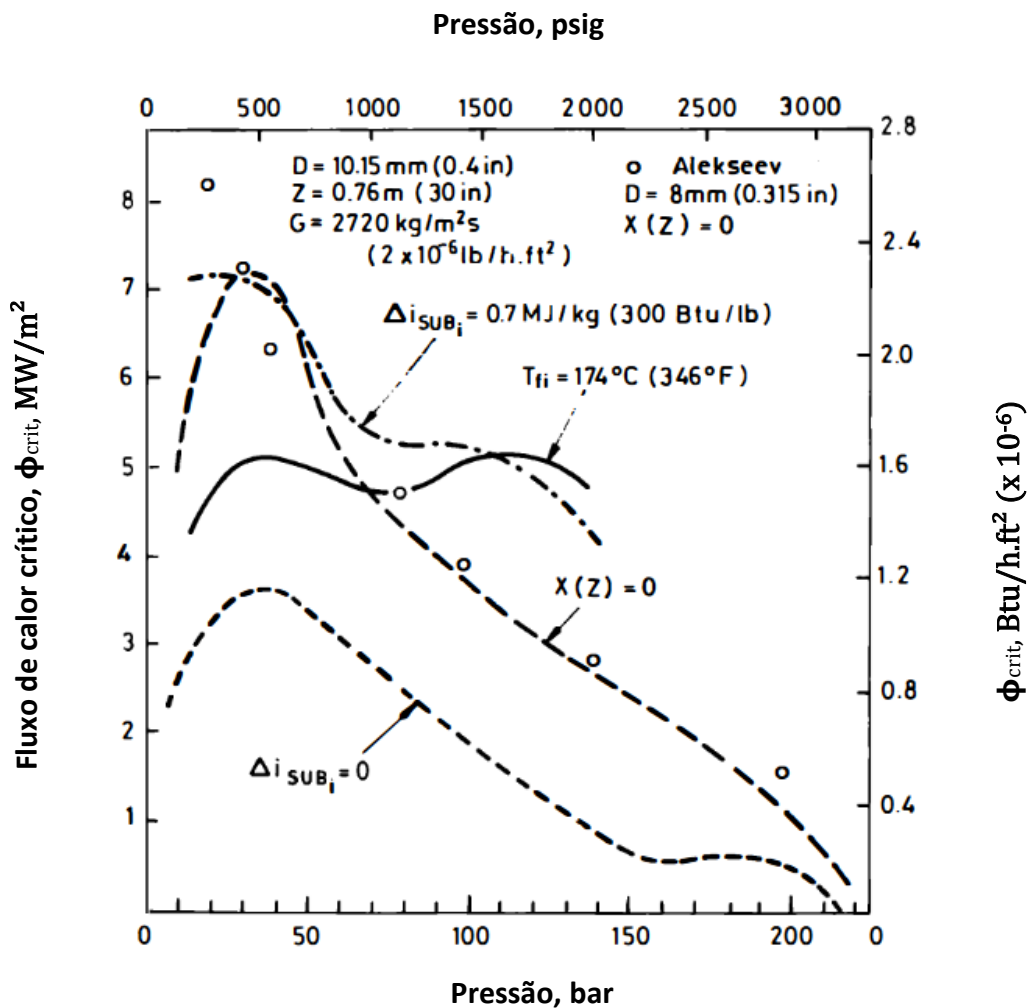


Figura 6: Influência da pressão no FCC [3].

O comportamento inicial pode ser compreendido baseado no balanço entre a taxa de vaporização e a taxa de condensação por arraste do vapor. A taxa de vaporização é dependente do calor latente de vaporização, que, por sua vez, decresce com o aumento da pressão. Já a condensação por arraste, depende da razão entre o volume específico do vapor e do líquido, razão esta que também diminui à medida que a pressão aumenta. Portanto, a baixas pressões, a condensação é mais efetiva (molhando a parede aquecida), contribuindo para um maior FCC. À proporção que a pressão aumenta, o aumento da taxa de vaporização e a diminuição na efetividade da condensação explicam o decréscimo do FCC ^[7].

Outras variáveis e outros efeitos podem ser considerados para o FCC, apesar de não serem relevantes neste trabalho. Exemplos dessas variáveis são tamanho e diâmetro do canal aquecido, tipo de material do canal bem como sua rugosidade e acabamento, método de aquecimento, efeitos de condução axial e outros. Não há consenso sobre os efeitos ou comportamentos dessas variáveis ^[3], portanto, enquanto estudos são feitos e hipóteses são construídas, experimentos de fluxo de calor crítico devem ser realizados cada vez que um projeto apresente características inovadoras em comparação com os experimentos já realizados pelo mundo. O presente trabalho, por exemplo, tem como pano de fundo experimentos destinados à modelagem de reatores modulares (SMR, sigla em inglês), que apresentam pressões entre moderadas e altas e fluxos mássicos mais baixos do que dos reatores comerciais atuais ^[8].

3 – FERRAMENTAS COMPUTACIONAIS

Prática comum na indústria nuclear mundial é a utilização de códigos computacionais para a modelagem de sistemas, progressões e transientes. Isso porque os sistemas nucleares operam em um nível de complexidade tão grande que modelos teóricos são incapazes de responder com acurácia a determinadas perturbações. Exemplos de análises prodigamente realizadas são aquelas acerca do comportamento do combustível nuclear, cinética do reator, condições termo-hidráulicas, progressão de acidentes severos, doses de radiação para acidentes de base de projeto e transporte de radionuclídeos. Isso tudo postulando diferentes condições de operação e acidente. Além de serem utilizadas nos projetos de reatores, os resultados dessas simulações são imprescindíveis para os órgãos reguladores a fim de licenciar instalações e também subsidiam tomadas de decisão com informações do risco. Consequentemente, são notáveis os esforços da indústria como um todo com o objetivo de melhorar o realismo e a confiabilidade de tais códigos e ainda de torná-los mais fáceis de usar. A Comissão Reguladora Nuclear estadunidense (NRC) destaca-se com relação a esses esforços, realizando acordos internacionais em que provê códigos computacionais e recebe avaliações de sua aplicação aos mais variados cenários ^[11]. Particularmente para esse trabalho, três códigos da NRC foram utilizados, a saber, TRACE ^[1], SNAP ^[9] e AptPlot ^[10].

3.1 – TRACE ^[1]

TRACE (TRAC/RELAP *Advanced Computational Engine*) é um código termo-hidráulico projetado para consolidar e estender as capacidades dos 3 legados em códigos de segurança da NRC: TRAC-P, TRAC-B e RELAP. É capaz de analisar pequenos e grandes LOCAs (*Loss Of Coolant Accidents*, ou acidentes com perda de refrigerante) e transientes tanto para reatores a água pressurizada quanto para reatores a água fervente (PWR e BWR). Também é capaz de modelar fenômenos termo-hidráulicos em uma ou três dimensões, sendo atualmente a principal ferramenta de análise termo-hidráulica da NRC ^[11]. TRAC-P e TRAC-B são ferramentas de análise de transientes e LOCA para PWR e BWR, respectivamente, e foram incorporadas ao TRACE, estando, portanto, em desuso separadamente. RELAP (*Reactor Excursion and*

Leak Analysis Program) é uma ferramenta para análise de pequenos LOCAs e transientes em PWR e BWR, modelando fenômenos termo-hidráulicos em volumes unidimensionais. Está em sua quinta versão e será descontinuado em breve à medida que o TRACE ganha adeptos ^[11].

3.1.1 - TRACE: visão geral

As informações relativas ao TRACE estão dispostas em 3 manuais do usuário: 1 manual teórico, que expõe as metodologias, a abordagem, a fundamentação teórica dos algoritmos e eventuais aproximações utilizadas; 1 manual de *inputs* que estrutura o arquivo de entrada, descrevendo e definindo cada variável; e, por fim, 1 manual que compila informações acerca dos componentes disponíveis como, por exemplo, a melhor forma de utilizá-los e suas limitações para os mais variados fins. De acordo com seu manual teórico ^[13], o TRACE utiliza modelos que incluem escoamento bifásico multidimensional, condições de não-equilíbrio termodinâmico, transferência de calor, análise do nível de refrigerante e cinética do reator. As equações diferenciais parciais que descrevem o escoamento bifásico e a transferência de calor são resolvidas usando o método de volumes finitos e as equações de transferência de calor utilizam uma técnica semi-implícita de diferenciação no tempo. Um exemplo de derivação semi-implícita é o método de Crank-Nicolson ^[14]. Para as equações fluidodinâmicas, tanto uni quanto tridimensionais, um procedimento de diferenciação no tempo em várias etapas é aplicado de modo que a condição de Courant¹ deixa de ser um limitador. E as equações de diferenças finitas para os fenômenos hidrodinâmicos formam um sistema de equações não-lineares acopladas que são resolvidas pelo método de Newton-Raphson. As equações linearizadas que resultam são solucionadas através da inversão direta da matriz dos coeficientes.

Os sistemas modelados pelo TRACE possuem uma abordagem baseada em componentes, o que significa que cada parte física de equipamento em um circuito termo-hidráulico pode ser representado por um tipo de componente e cada componente, por sua vez, pode ser nodalizado em volumes físicos (células) através das quais as médias das grandezas das equações do fluido, da condução e da cinética são calculadas.

¹ condição em que um cálculo computacional marchante no tempo possui sua convergência limitada por um valor máximo do passo de tempo [15].

Não há limite de número de componentes para um sistema e o acoplamento entre eles é arbitrário. Os principais componentes hidráulicos disponíveis são encanamentos (PIPES), plenos (PLENUMs), pressurizadores (PRIZERS), canais de BWR (CHANs), bombas (PUMPs), separadores (SEPDs), turbinas (TURBs), aquecedores de água de alimentação (HEATRs), vasos de contenção (CONTANs), válvulas (VALVEs) e vasos de reator (VESSELS) com seus componentes internos associados. Estruturas de aquecimento (*heat structures*, HTSTRs), que podem modelar elementos combustíveis ou paredes aquecidas eletricamente de um sistema, permitem a análise da condução em duas dimensões e da transferência de calor na convecção tanto para coordenadas cilíndricas quanto para cartesianas. Componentes de potência (POWER) são uma forma de fornecer energia ao fluido, seja através das HTSTRs ou das paredes de um componente hidráulico. Os componentes FILL e BREAK são usados para definir algumas condições de contorno para o sistema, respectivamente a vazão de fluido e a pressão em um ponto.

O tempo de execução computacional do código é altamente dependente do problema que se quer simular e é uma função do número total de células da malha do sistema, o tamanho do passo de tempo utilizado e a taxa de mudança dos fenômenos termo-hidráulicos e neutrônicos avaliados. O fato da condição de Courant não ser um limitador para as iterações numéricas, confere ao código a possibilidade de passos de tempo grandes serem usados para transientes lentos. Em geral, o TRACE apresenta robustez nos cálculos, ou seja, pouca instabilidade numérica, e bom desempenho computacional dadas as variáveis já mencionadas e as correlações/modelos escolhidos pelo usuário.

Vale também ressaltar que, segundo o próprio manual teórico do TRACE ^[13], existem algumas limitações para o uso do código como, por exemplo, sua inadequação para modelagens em que a transferência de momento é importante localmente. Isso porque o TRACE não é capaz de capturar detalhadamente a dinâmica do fluido em um encanamento ou em um pleno, ou mesmo para fluxos em que o perfil de velocidade radial não é suave. Em vez disso, tomam-se os valores médios das grandezas, dada uma célula da malha. O TRACE também não é apropriado para simulações de transientes em que a potência do núcleo do reator muda muito assimetricamente, como seria o caso de uma ejeção de barra de controle. Isso se deve ao fato de o TRACE abordar os cálculos neutrônicos através do modelo de cinética pontual com *feedback* de

reatividade considerando todo o núcleo ^[13] e, portanto, tornando o código incapaz de calcular as grandezas espaciais locais para o caso da ejeção de uma única barra. Também não há suporte para estratificação térmica da fase líquida em componentes unidimensionais, como os encanamentos (PIPEs); a tensão cisalhante viscosa é considerada desprezável em comparação com a tensão de cisalhamento do fluido com as paredes e nas interfaces entre as células ^[13]; e não há uma modelagem de turbulência explicitamente associada às equações de conservação. Tudo isso torna o TRACE inapropriado, por exemplo, para o cálculo de padrões de circulação de fluido em uma grande região aberta, independentemente da escolha de tamanho da malha ^[13].

3.1.2 – TRACE: modelos

3.1.2.1 - Fluidodinâmica

O modelo utilizado pelo TRACE para o escoamento bifásico é o de 6 equações ^[13]. Equações de conservação da massa, da energia e do momento para cada uma das fases são derivadas das equações de Navier-Stokes para uma fase e das condições de interface, formando o conjunto de 6 equações diferenciais parciais de cujas grandezas são tomadas médias temporais e volumétricas. As Equações de 1 a 6 ^[13] representam a abordagem do TRACE para o modelo de 6 equações, considerando α como sendo a probabilidade de um ponto no espaço ser ocupado por gás, Γ , E_i e \vec{M}_i representando as condições de salto na interface para transferência de massa, energia e momento, respectivamente, q' o fluxo de calor por condução, q_d o aquecimento direto (decaimento radioativo, por exemplo), \mathbf{T} o tensor tensão e os subscritos g e l como indicadores dos termos específicos para gás e líquido, respectivamente.

As Equações 1 e 2 garantem a conservação da massa:

$$\frac{\partial}{\partial t}[(1 - \alpha)\rho_l] + \nabla \cdot [(1 - \alpha)\rho_l \vec{v}_l] = -\Gamma \quad [1],$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\alpha\rho_g) + \nabla \cdot [\alpha\rho_g \vec{v}_g] = \Gamma \quad [2],$$

em que ρ é a massa específica e \vec{v} é o vetor velocidade.

Para a conservação da energia:

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left[(1 - \alpha) \rho_l \left(e_l + \frac{v_l^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[(1 - \alpha) \rho_l \left(e_l + \frac{v_l^2}{2} \right) \vec{v}_l \right] \\ = & -\nabla \cdot \left[(1 - \alpha) \vec{q}_l' \right] + \nabla \cdot \left[(1 - \alpha) (\mathbf{T}_l \cdot \vec{v}_l) \right] + (1 - \alpha) \rho_l \vec{g} \cdot \vec{v}_l - E_i + q_{dl} \end{aligned} \quad [3],$$

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} \left[\alpha \rho_g \left(e_g + \frac{v_g^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\alpha \rho_g \left(e_g + \frac{v_g^2}{2} \right) \vec{v}_g \right] \\ = & -\nabla \cdot \left[\alpha \vec{q}_g' \right] + \nabla \cdot \left[\alpha (\mathbf{T}_g \cdot \vec{v}_g) \right] + \alpha \rho_g \vec{g} \cdot \vec{v}_g + E_i + q_{dg} \end{aligned} \quad [4],$$

em que e é a energia interna específica, v a magnitude da velocidade e \vec{g} o vetor da aceleração gravitacional.

Por fim, a conservação do momento é representada por:

$$\frac{\partial}{\partial t} [(1 - \alpha) \rho_l v_l] + \nabla \cdot [(1 - \alpha) \rho_l \vec{v}_l \vec{v}_l] = \nabla \cdot [(1 - \alpha) \mathbf{T}_l] + (1 - \alpha) \rho_l \vec{g} - \vec{M}_l \quad [5],$$

$$\frac{\partial}{\partial t} [\alpha \rho_g v_g] + \nabla \cdot [\alpha \rho_g \vec{v}_g \vec{v}_g] = \nabla \cdot [\alpha \mathbf{T}_g] + \alpha \rho_g \vec{g} + \vec{M}_l \quad [6].$$

3.1.2.2 – Transferência de calor

Para a transferência de calor das superfícies aquecedoras (HTSTRs) para o fluido refrigerante, a Lei do Resfriamento de Newton é utilizada e o fluxo de calor e, consequentemente, o coeficiente de transferência de calor são divididos em três componentes: uma para a transferência de calor entre o metal e a fase líquida, uma para o calor trocado entre o metal e o líquido em ebulição (saturado) e outra para a troca entre metal e vapor. Geralmente, um dos coeficientes de fase é zero, pois somente uma das fases está em contato com a parede, ou seja, para a transferência de calor numa condição anterior ao FCC, por exemplo, o coeficiente de troca entre o metal e o vapor pode ser considerado nulo. Para os cálculos desses coeficientes de fase, TRACE usa um conjunto de correlações e um algoritmo de seleção lógica, construindo uma curva contínua de fluxo de calor e, consequentemente, de coeficientes de transferência de

calor para cada fase. Dadas as condições do escoamento (pressão, vazão e temperatura de entrada), por exemplo, uma curva de ebulição (Figura 7) parecida com a Figura 1 pode ser construída. T_{ieb} é a temperatura de início da ebulição nucleada, T_{fcc} é a temperatura de fluxo de calor crítico e T_{min} , a temperatura mínima de ebulição em filme.

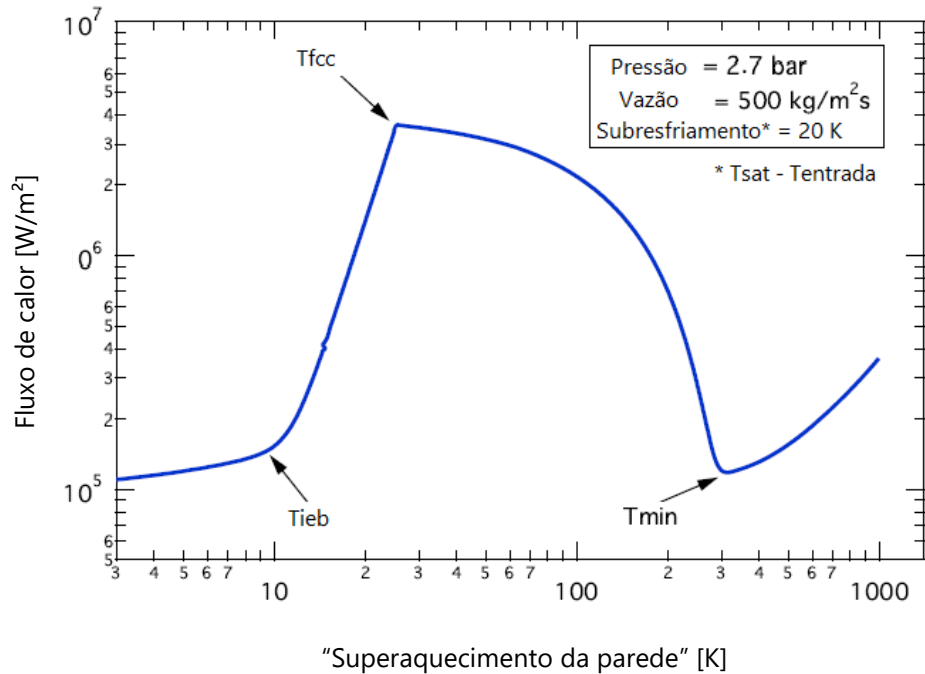


Figura 7: Exemplo de curva de ebulição calculada pelo TRACE ^[13].

A Figura 8 apresenta a lógica do algoritmo para cálculo dos coeficientes de transferência de calor, em que T_w , T_{vs} , T_{ieb} , T_{fcc} , T_{liq} , T_{sat} são, respectivamente as temperaturas da parede aquecida, do vapor saturado, de início da ebulição nucleada, de fluxo de calor crítico, da fase líquida e de saturação. α é a fração de vazio.

O coeficiente de transferência de calor da parede aquecida para a fase líquida monofásica (h_{wl}) é o máximo valor entre os coeficientes para convecção forçada laminar (h_{lam}) e turbulenta (h_{turb}) e para convecção natural (h_{cn}), como mostra a Equação 7.

$$h_{wl} = \text{Max}\{h_{lam}, h_{turb}, h_{cn}\} \quad [7]$$

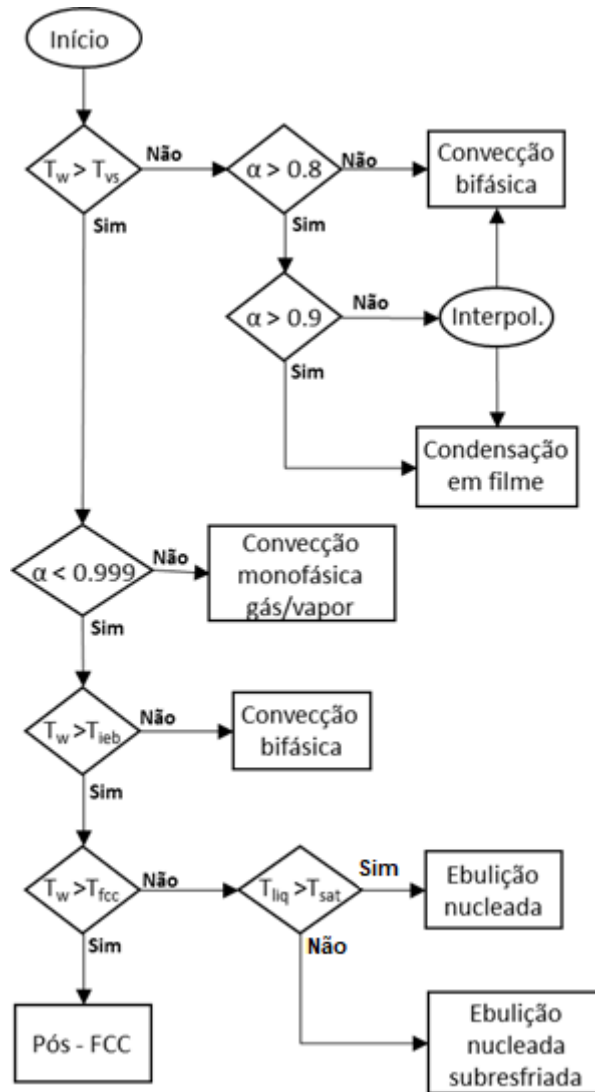


Figura 8: Lógica do TRACE para cálculo dos coeficientes de transferência de calor. Adaptado de [13].

Enquanto não houver ebulição nucleada, o coeficiente de transferência de calor bifásico ($h_{2\phi}$) é calculado definindo-se um número de Reynolds (Eq. 8) e um número de Nusselt para o escoamento bifásico.

$$Re_{2\phi} = \frac{\rho_l \cdot V_l \cdot D_h}{\mu_l} \quad [8],$$

em que ρ_l é a massa específica do líquido, V_l é a sua velocidade, D_h é o diâmetro hidráulico da tubulação e μ_l , a viscosidade do líquido.

A temperatura de início da ebulição nucleada é calculada a partir do modelo de Basu et al. ^[16] ² e o coeficiente de transferência de calor para a ebulição nucleada propriamente dita (subresfriada ou não) utiliza uma superposição entre os fluxos de calor para a convecção forçada e para a ebulição nucleada baseada no modelo de Steiner e Taborek ^[17] ³, mas adaptada para formar uma função contínua com o fluxo de calor da convecção forçada (supracitado). A implementação se dá segundo a Equação 9:

$$q''_{en} = (q''_{cf}{}^3 + (q''_{ep} - q''_{ie})^3)^{1/3} \quad [9],$$

em que q''_{en} é o fluxo de calor para a ebulição nucleada, q''_{cf} é a componente do fluxo de calor em regime de convecção forçada, q''_{ep} é a componente associada à ebulição nucleada na ebulição em piscina e q''_{ie} é o fluxo de calor da ebulição em piscina no ponto de início da ebulição, ou seja,

$$q''_{ie} = q''_{ep}(T_{ien}) \quad [10].$$

Para o fluxo de calor crítico, neste trabalho, foi utilizado o modelo padrão do TRACE, a saber, a tabela de consulta AECL-IPPE de 1995 ^[18]. Essa tabela foi atualizada e publicada em 1995 por Groeneveld, em parceria com o *Atomic Energy of Canada Limited* (AECL) e o *Institute of Power and Physics* (IPPE), de Obninsk, Rússia, consolidando uma extensa base de dados de fluxo de calor crítico para escoamentos ascendentes verticais da mistura água-vapor em tubos. Possui 22946 pontos experimentais para escoamento em tubos com valores discretos de vazão mássica, pressão e título na secagem (*dryout*), sendo, portanto, implementada uma interpolação linear tridimensional para a determinação do FCC nos pontos que não estão tabelados ^[13]. Os pontos existentes abrangem os seguintes intervalos, em que D, P, G, x e L são, respectivamente, o diâmetro do tubo, a pressão do sistema, a vazão mássica do escoamento, o título na entrada e o comprimento da região aquecida:

² propuseram uma correlação para o supraaquecimento da parede (*wall superheat*) no início da ebulição nucleada que leva em conta os efeitos da superfície do material da parede.

³ propuseram uma correlação para a ebulição em escoamento onde as componentes (convecção forçada e ebulição nucleada) são calculadas independentemente.

$$3 \leq D \leq 40 \text{ (mm)} \quad [11],$$

$$0,1 \leq P \leq 20 \text{ (MPa)} \quad [12],$$

$$6 \leq G \leq 8000 \text{ (kg/m}^2 \cdot \text{s)} \quad [13],$$

$$-0,5 \leq x \leq 1 \quad [14],$$

$$80 \leq L/D \leq 2485 \quad [15].$$

A implementação da tabela de consultas se dá de acordo com a Equação 16:

$$q''_{FCC} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_8 \cdot K_9 \cdot f_n(P, G, x) \quad [16],$$

em que K_1 é o fator de correção para o diâmetro do tubo, K_2 corrige para a geometria de feixe de varetas, K_8 é o fator de correção para condições de baixa vazão, K_9 adequa para condições de altos coeficientes de vazão e $f_n(P, G, x)$ é o valor consultado na tabela em função da pressão, da vazão e do título ^[13]. Na referência [19], Groeneveld et al. ainda propõem fatores de correção para efeitos da forma do fluxo axial de calor, para o comprimento da região aquecida e para grades espaçadoras, mas esses aspectos ainda não estão implementados no TRACE ^[13].

A temperatura mínima para ebulição em filme, T_{min} , é calculada no TRACE através da correlação de Groeneveld-Stewart ^[20] (Equações 17 e 18):

$$T_{min} = 557,85 + 44,1 \cdot P - 3,72 \cdot P^2 \quad \text{para } P \leq 9 \text{ MPa} \quad [17],$$

$$T_{min} = \Delta T_{min}(9 \text{ MPa}) \cdot \frac{(P_{crit} - P)}{(P_{crit} - 9)} + T_{sat} \quad \text{para } P \geq 9 \text{ MPa} \quad [18],$$

em que as temperaturas são dadas em K e as pressões em MPa; ΔT_{min} é o superaquecimento da parede ($T_{min} - T_{sat}$) dado T_{min} para 9 MPa; P_{crit} é a pressão crítica do fluido, P é a pressão do sistema e T_{sat} é a temperatura de saturação para a pressão em questão. Entretanto, essa correlação se aplica somente ao Inconel, fazendo

do cálculo do TRACE nada mais que uma estimativa razoável, mas conservadora da temperatura mínima para ebulição em filme [13].

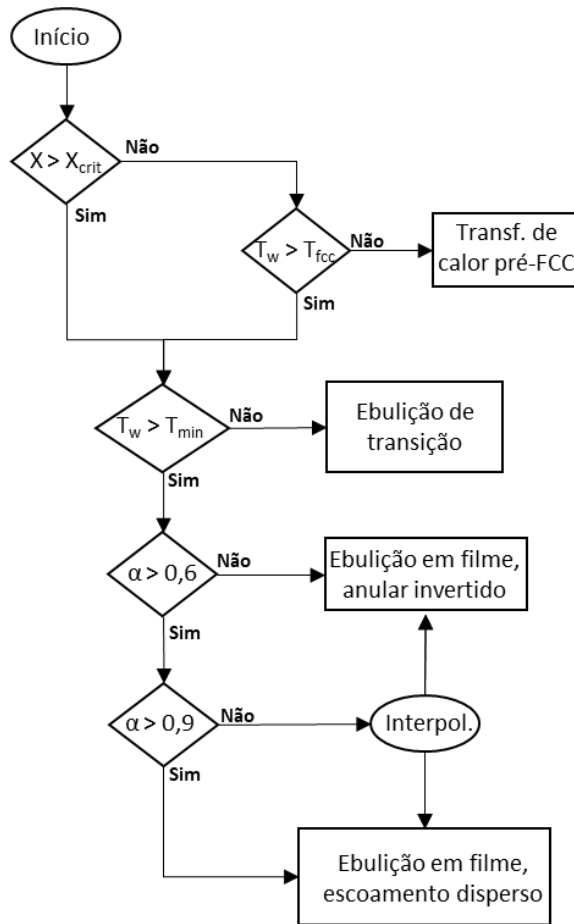


Figura 9: Lógica do algoritmo de seleção de regime para pós-FCC. Adaptado de [13].

Por fim, se a temperatura da parede ultrapassa aquela para o FCC, a lógica utilizada pelo TRACE para o cálculo do coeficiente de transferência de calor segue o esquema da Figura 9.

TRACE define como ebulição de transição o regime delimitado entre o ponto de fluxo de calor crítico (q''_{FCC} , T_{FCC}) e a temperatura mínima de ebulição em filme (q''_{min} , T_{min}), passando necessariamente por esses pontos a fim de construir uma curva contínua. A interpolação do fluxo de calor (q''_{et}) para essa região se dá segundo o modelo de Bjornard e Griffith [21] (Equações 19 e 20):

$$q''_{et} = f_{et} \cdot q''_{FCC} + (1 - f_{et}) \cdot q''_{min} \quad [19],$$

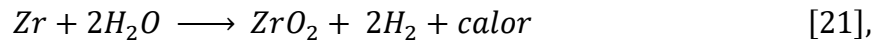
$$f_{et} = \left(\frac{T_w - T_{min}}{T_{FCC} - T_{min}} \right)^2 \quad [20],$$

em que f_{et} é a fração da superfície da parede que se encontra em contato com a fase líquida e com ela troca calor. Essa fração é unitária no ponto de FCC e nula para T_{min} .

Depois do ponto de mínimo filme (q''_{min}, T_{min}), TRACE passa a considerar a transferência de calor por radiação nos cálculos dos coeficientes tanto para o regime anular invertido quanto para o escoamento disperso, sendo a fração de vazio a grandeza que define o tipo de regime de transferência de calor.

3.1.2.3 – Reação metal-água

Para a simulação apresentada em 4.3, foi relevante a análise da reação entre a água (refrigerante) e o Zircaloy (liga metálica que reveste a vareta combustível do reator) descrita pela Equação 21:



que representa a oxidação do zircônio e a produção de gás hidrogênio com liberação de calor.

Acima de 1000 °C, a taxa de oxidação do zircônio é proporcional à raiz quadrada do tempo a uma dada temperatura ^[13]:

$$\tau \frac{d\tau}{dt} = k' \quad [22],$$

em que τ é o parâmetro cinético de interesse, t é o tempo e k' é a constante de proporcionalidade.

Além disso, k' é representada por uma equação de Arrhenius da forma ^[13]:

$$k' = Ae^{E_a/RT} \quad [23],$$

onde A representa o número total de colisões entre moléculas, E_a é a energia de ativação da reação, R é a constante dos gases ideais e T , a temperatura.

Integrando a Equação 24 entre dois instantes de tempo (τ^n e τ^{n+1}) e utilizando para k' a correlação de Baker-Just [24]:

$$\tau^{n+1} = \sqrt{(\tau^n)^2 + 33.3 \times 10^6 e^{-22898.8/T} \Delta t} \text{ mg de Zr consumido/cm}^2 \quad [24],$$

obtem-se a equação base do modelo escolhido para os cálculos da oxidação do revestimento da vareta, cálculo tão importante, a ponto de ser discriminado pelos órgãos reguladores e constituir um dos aspectos de base de projeto.

3.2 – SNAP [9], AptPlot [10] e MS Excel 2016

Por sua vez, SNAP (Symbolic Nuclear Analysis Package) é uma interface gráfica que assiste os usuários na codificação de arquivos de entrada para TRACE e RELAP5 [11].

Por fim, AptPlot é uma ferramenta de construção de gráficos bidimensionais a partir de dados numéricos, permitindo também extensa manipulação e análise de conjuntos de dados [12].

Convém também mencionar que ajustes mais finos nos gráficos foram realizados utilizando o MS Excel 2016, plataforma largamente conhecida da Microsoft.

4 – SIMULAÇÕES

A primeira seção mostra a modelagem do canal de um BWR, a segunda apresenta uma instalação experimental que, por sua vez, simula o canal de um reator modular (SMR, em inglês), baseando-se, principalmente, nos projetos já em licenciamento das empresas estadunidenses NuScale e Babcock & Wilcox mPower [8]. Por fim, a terceira seção mostra um caso simplificado de perda de eletricidade externa para o caso de um reator PWR. Todas as simulações foram modeladas unidimensionalmente e o tempo de execução do código foi da ordem de segundos em todos os casos.

Ao longo deste quarto capítulo, os gráficos não foram traduzidos e aparecem em inglês (títulos e valores), pois foram obtidos durante trabalho nos EUA com *softwares* em inglês. Optou-se por manter os gráficos em Excel também em inglês por motivo de uniformidade dos resultados apresentados. Não obstante, as tabelas foram traduzidas.

4.1 – Canal quadrado

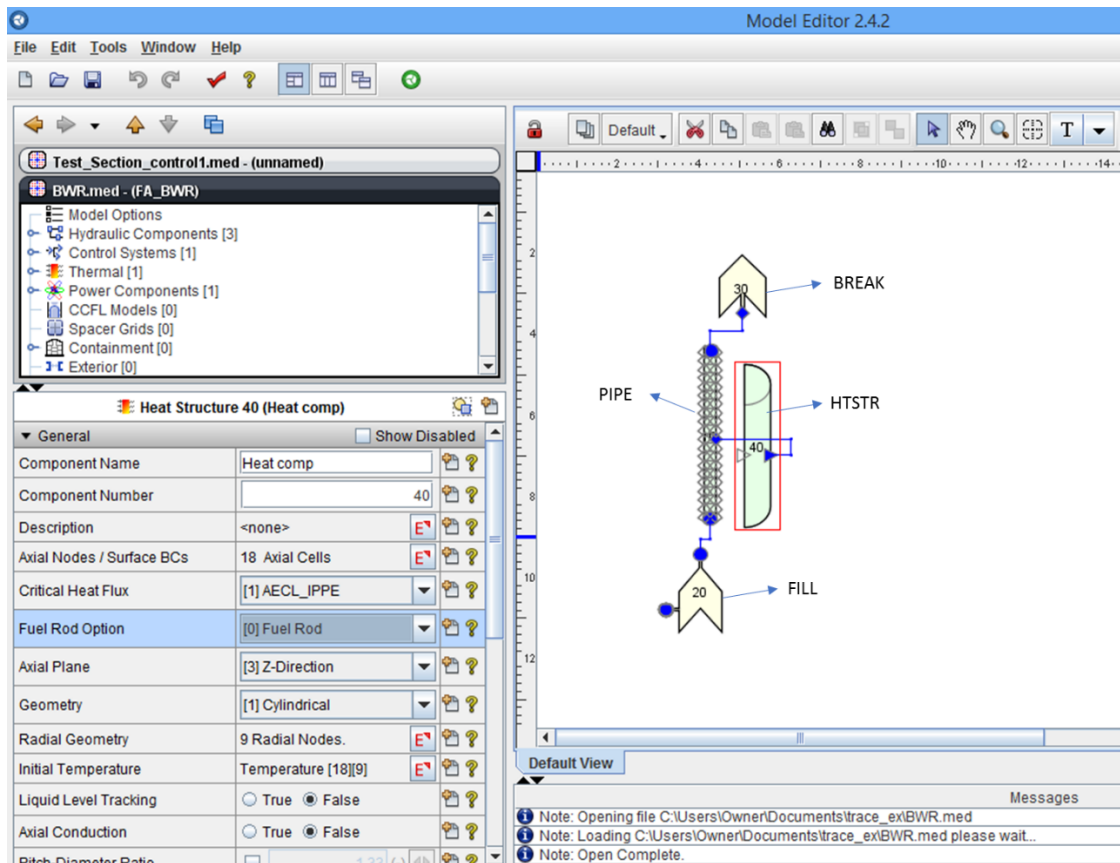


Figura 10: Modelo de canal quadrado de BWR utilizando SNAP [9].

A primeira simulação realizada, com o objetivo de familiarização com o código, foi a reprodução de um canal de seção reta quadrada de um reator BWR com um feixe de 8x8 varetas combustíveis. A Figura 10 apresenta o modelo, com seus componentes, na interface SNAP.

O objetivo dessa simulação era a reprodução das tendências do fluxo de calor crítico de acordo com suas principais variáveis: pressão, vazão mássica e temperatura de entrada, segundo a discussão já feita na seção 2.7.

4.1.1 – Parâmetros

O feixe de 8x8 varetas combustíveis foi construído segundo a geometria descrita na Figura 11. Definiu-se uma potência uniforme axial e radialmente associada à HTSTR (*heat structure*), com um comportamento temporal descrito na Figura 12 a fim de se conseguir uma curva de ebulição completa, semelhante à da Figura 1. Vale ressaltar que o *input* geométrico solicitado pelo TRACE é o diâmetro hidráulico e que a potência é definida para uma única vareta combustível e, nesse caso, multiplicada por 64.

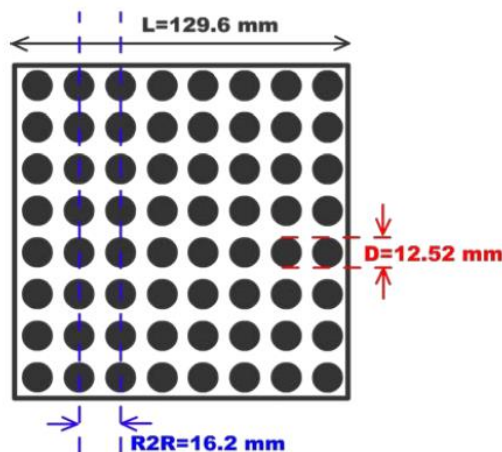


Figura 11: Representação da geometria do canal quadrado com feixe de 8x8 varetas combustíveis [22].

Foi definida uma potência crescente, aumentando de 2 a 15 MW de forma discreta com uma “taxa” de 1 MW a cada 50 s. Como a simulação para esse sistema simples é extremamente rápida, esses valores, principalmente a “taxa” de aumento, foram definidos após alguns testes em que o sistema não atingia o ponto de fluxo de calor crítico ou não passava pela temperatura mínima de ebulição e filme.

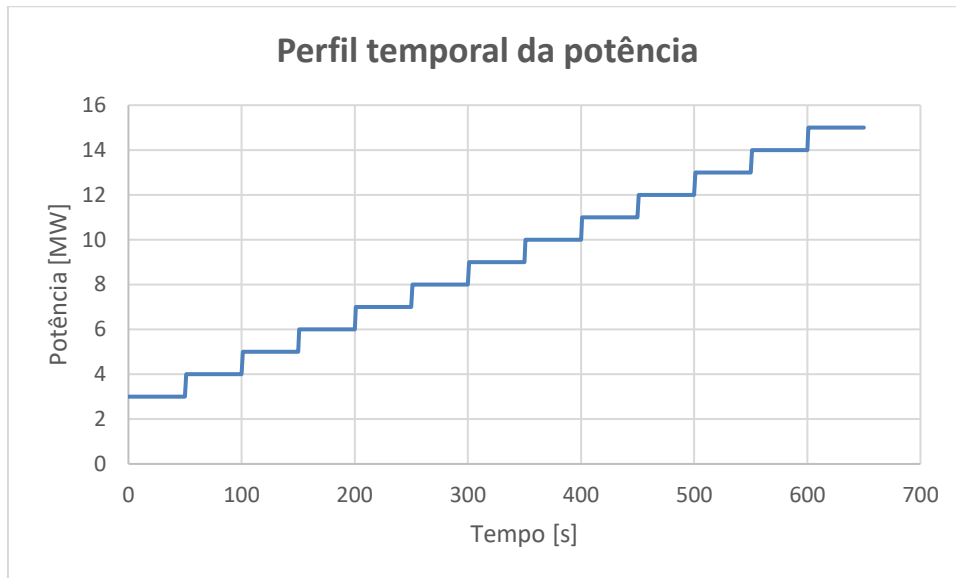


Figura 12: Perfil temporal da potência associada à HTSTR.

4.1.2 – Resultados

A primeira análise foi feita mantendo-se fixas a pressão do sistema em 7,2 MPa e a vazão em 28 kg/s e variando-se a temperatura de entrada do líquido refrigerante (*inlet subcooling*, em inglês).

O gráfico da esquerda da Figura 13 se assemelha à curva de ebulição da Figura 1, apresentando a condição de fluxo de calor crítico como ponto de máximo local e a condição de mínimo filme como ponto de mínimo local. Os gráficos da direita são visões detalhadas dessas duas condições. Pode-se perceber que à medida que o refrigerante entra mais frio (mais subresfriado) no sistema, o fluxo de calor crítico aumenta, ou, inversamente, à medida que o líquido entra mais quente (menos subresfriado), o fluxo de calor crítico (e a temperatura da parede para essa condição) diminui, em conformidade com o que foi apresentado na seção 2.7.1. A instabilidade observada ao fim das curvas pode ser devida à instabilidade dos métodos numéricos aplicados na simulação. Importante salientar que para que a curva de ebulição fosse obtida para a temperatura de entrada de 531 K, a potência associada à HTSTR desenvolveu-se linearmente no tempo de 2 a 15 MW, em vez de seccionalmente contínua como retratado na Figura 12.

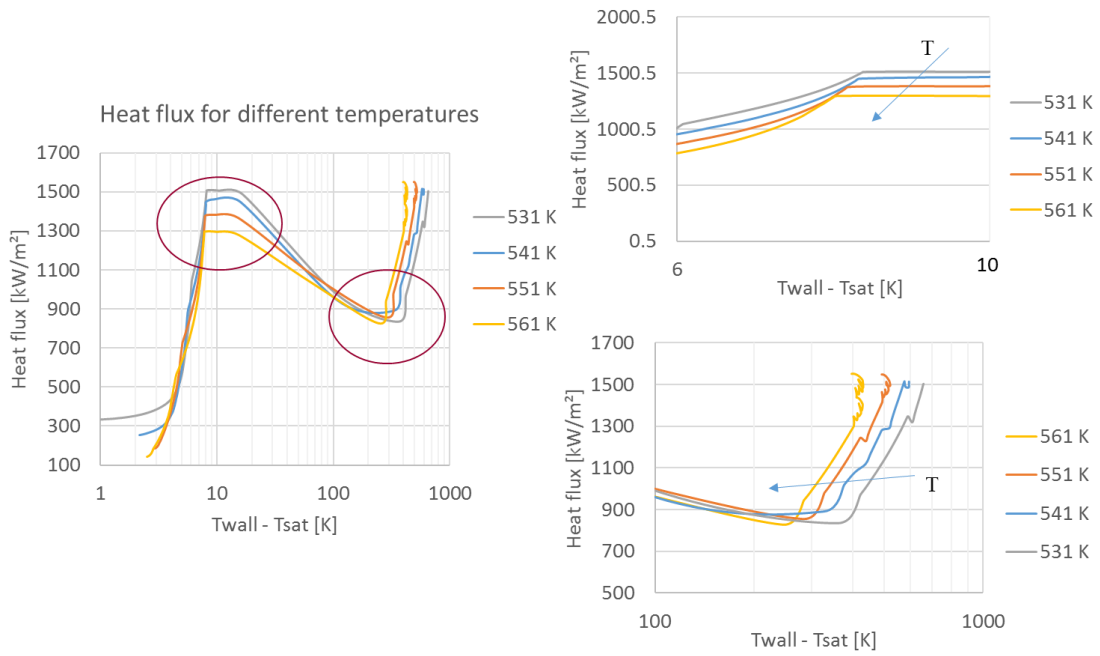


Figura 13: Curvas de ebulição para várias temperaturas de entrada.

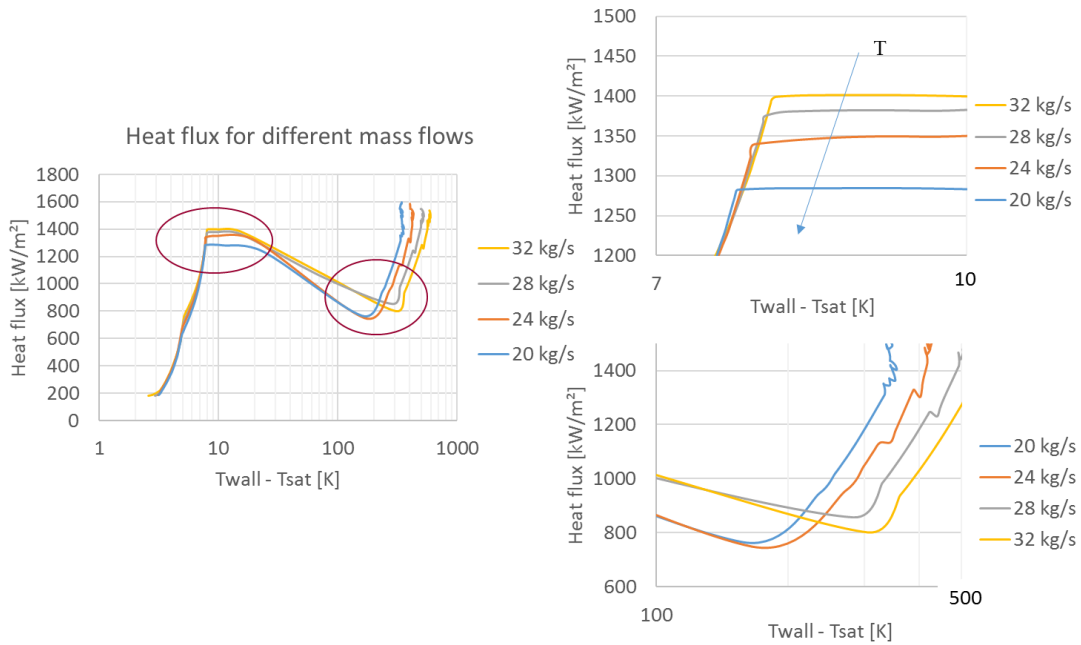


Figura 14: Curvas de ebulição para várias vazões mássicas.

A segunda análise manteve fixas a pressão, 7,2 MPa, e a temperatura de entrada, 551 K, variando as vazões mássicas.

Conforme exposto na seção 2.7.2, observou-se (Figura 14) que à medida que a vazão mássica aumenta, o fluxo de calor crítico (e a temperatura da parede para essa condição) diminui. A instabilidade numérica também se faz presente no final das curvas de ebulição, mas longe das regiões de interesse para essa análise.

Por fim, para a terceira análise, mantiveram-se constantes a vazão, 28 kg/s, e a temperatura de entrada, 551 K, variando-se a pressão do sistema.

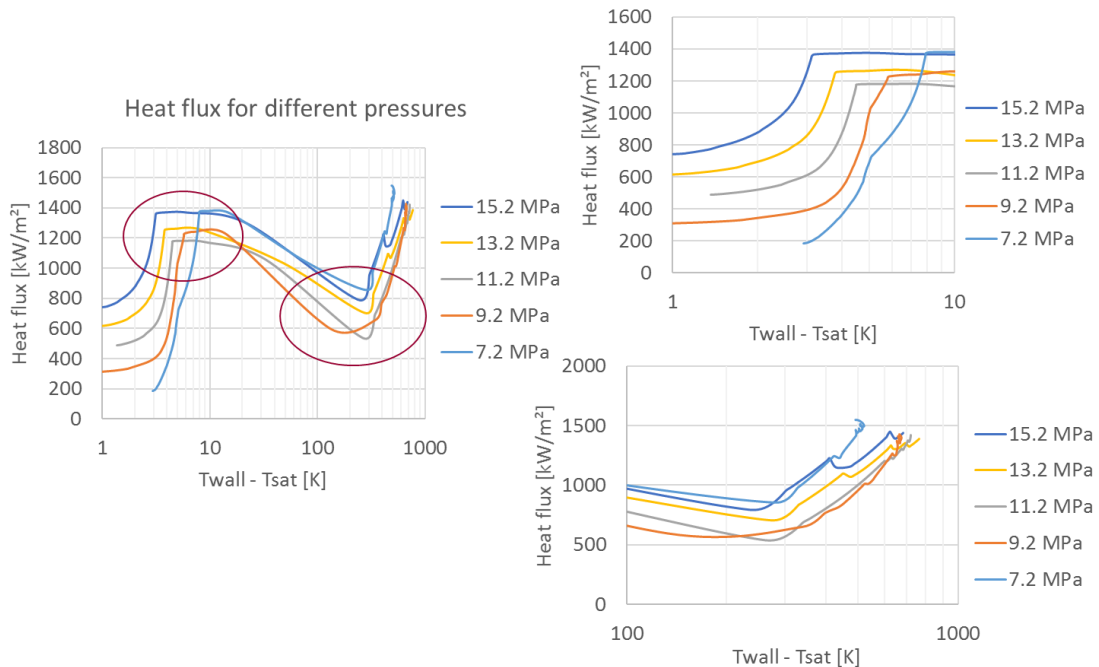


Figura 15: Curvas de ebulição para várias pressões.

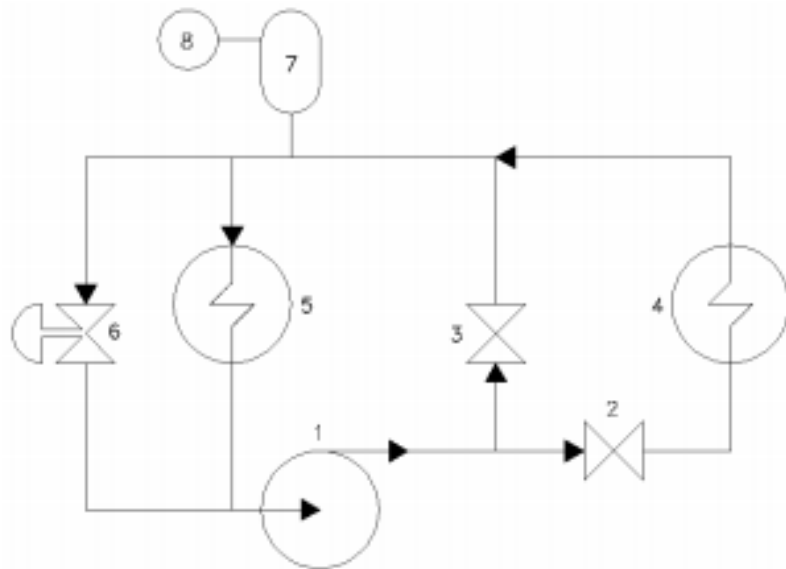
Não foi possível observar nenhum claro padrão de tendência (Figura 15). Como as pressões vão de 7,2 a 15,2 MPa, ou de 72 a 152 bar, esperar-se-ia, conforme a Figura 6 da seção 2.7.3, que, à medida que a pressão aumentasse o fluxo de calor crítico diminuísse. Entretanto, manter a temperatura de entrada constante nas simulações não mantém o subresfriamento (*inlet subcooling*, Δi_{sub}) constante, pois a temperatura de saturação é função da pressão. Desse modo, algum ruído foi introduzido, dificultando a identificação da variação do FCC como função da pressão, já que, como o próprio gráfico da Figura 6 mostra, as curvas podem se cruzar e resultar numa disposição como a mostrada na Figura 15. As instabilidades numéricas ainda persistem, mas fora das regiões de interesse.

4.2 – Instalação HPCHF

HPCHF é a sigla para *High Pressure Critical Heat Flux*, ou seja, trata-se de uma instalação experimental (Figura 16) para medidas de fluxo de calor crítico a altas pressões. É uma instalação da Universidade de Wisconsin – Madison, nos EUA e consiste de um circuito pressurizado (até 18 MPa – Figura 17) resfriado por um “circuito secundário” (capaz de resfriar o fluido refrigerante primário a valores de 250 a 650 kJ/kg) e com uma seção de teste (Figura 18) composta de um feixe com quatro elementos cilíndricos aquecidos eletricamente dispostos retangularmente (2x2) em um canal de seção quadrada e fornecendo um perfil axial de potência em forma de cosseno truncado ^[8]. A seção de teste possui termopares embutidos nos aquecedores em diferentes posições axiais e angulares para identificar as ocorrências do fluxo de calor crítico, além de termopares no canal a fim de medir a temperatura do líquido refrigerante ^[8]. Podem ser atingidos fluxos mássicos de 500 a 1600 kg/m².s ^[8].



Figura 16: Instalação HPCHF, circuitos primário e secundário ^[8].



- 1) Bomba de alta pressão
- 2) Orifício para medida de vazão
- 3) Válvula de *bypass*
- 4) Seção de teste aquecida
- 5) Trocador de calor
- 6) Válvula de *bypass*
- 7) Pressurizador/acumulador
- 8) Cilindro de gás argônio

Figura 17: Circuito primário da instalação HPCHF e seus componentes ^[8].



Seção de teste aquecida

Figura 18: Circuito primário da instalação HPCHF ^[8].

4.2.1 – Parâmetros

A Figura 19 apresenta o modelo da seção de teste da instalação construído no SNAP ^[9], interface gráfica de subsídio à elaboração do arquivo de entrada para o TRACE. O canal quadrado (PIPE maior) contém as varetas aquecidas, mantidas unidas por dois tipos de grades espaçadoras cujas dimensões estão na Tabela 1. Os componentes PIPE menores, acima e abaixo do canal quadrado, simulam o tubo circular externo onde é medida a pressão do sistema. A HTSTR acopla a potência elétrica às varetas do modelo e FILL e BREAK definem as condições de contorno: o primeiro define vazão e temperatura de entrada e o segundo, a pressão.

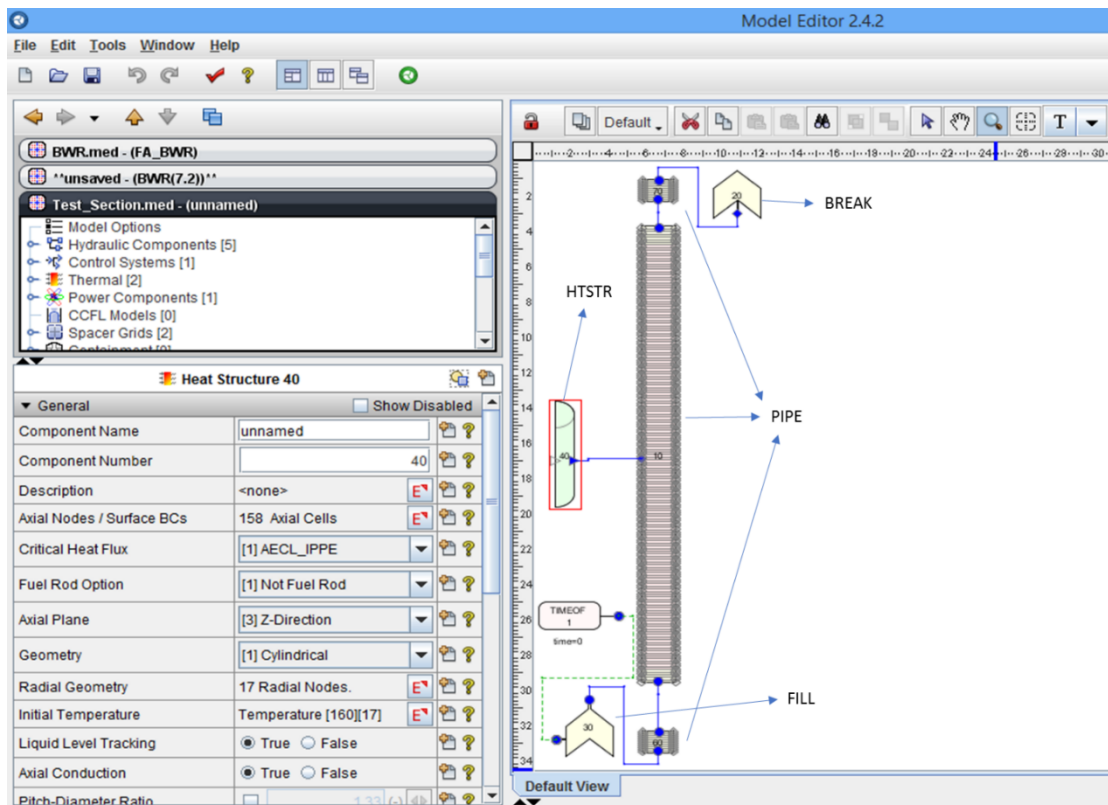


Figura 19: Modelo da seção de teste da instalação HPCHF da Universidade de Wisconsin - Madison.

Tabela 1: Dimensões das grades espaçadoras

	altura [m]	razão de bloqueio	perímetro molhado [m]
Grade espaçadora tipo 1	0,00635	1,634326E-01	0,27705046
Grade espaçadora tipo 2	0,0127		

Os parâmetros físicos podem ser resumidos nas Tabelas 2 e 3.

Tabela 2: Parâmetros da seção de teste.

Parâmetros da seção de teste [m]			
	vareta	canal	grade espaçadora
raio/lado	4,750000E-03	2,992120E-02	2,992120E-02
área de escoamento	-	3,903306E-04	3,265378E-04
perímetro molhado	2,984513E-02	2,232157E-01	2,770505E-01
perímetro aquecido	2,984513E-02	0,119380521	0,119380521
diâmetro hidráulico	-	6,994679E-03	4,714489E-03
diâmetro aquecido	9,500000E-03	1,307853E-02	1,094108E-02

Tabela 3: Parâmetros da modelagem

HTSTR 40	4 varetas eletricamente aquecidas
Componente de Potência 50	260 kW constantes no tempo
PIPE maior 10	canal quadrado
PIPEs menores 60 & 70	tubos adicionais onde se medem as pressões
FILL 30	0,6405035 kg/s
BREAK 70	12 MPa

As condições iniciais de simulação foram definidas conforme a Tabela 4:

Tabela 4: Condições iniciais das simulações.

Condições iniciais das simulações	
Temperatura [K]	483,35
Pressão [MPa]	12,0
Fração de vazio	0,0%

As varetas aquecedoras possuem como resistor um filamento de Inconel 718, isolado do revestimento de Monel K500 por nitreto de boro ^[8]. A fim de modelar o perfil de potência, o filamento resistivo envolve a vareta helicoidalmente com afastamento variado (mais denso na região central e mais esparso nas extremidades) ^[8].

Como o TRACE não possuía propriedades para o revestimento de Monel K500, valores foram inseridos (Tabela 5), segundo a referência [23], na opção “Materiais definidos pelo usuário” (*User defined materials*).

Tabela 5: Parâmetros para a liga Monel K500.

Temperatura [K]	Densidade [kg/m ³]	Calor específico [J/kg.K]	Condutividade térmica [W/m.K]	Emissividade
116,15	8440	297,3	12,3	0,84
143,15	8440	322,4	13,1	0,84
203,15	8440	364,3	14,7	0,84
294,15	8440	418,7	17,2	0,84
373,15	8440	448	19,4	0,84
473,15	8440	477,3	22,2	0,84
573,15	8440	489,9	25,4	0,84
673,15	8440	502,4	28,2	0,84
773,15	8440	523,4	31,4	0,84
873,15	8440	552,7	34,2	0,84
973,15	8440	590,3	37,3	0,84
1073,15	8440	657,3	40,2	0,84
1173,15	8440	778,7	43,1	0,84
1573,15	8440	778,7	43,1	0,84

Conforme já citado, o perfil de potência apresentado pelas varetas é o de cosseno truncado e as 4 varetas são estruturalmente fixas através de 6 grades espaçadoras, não só na região aquecedora, mas ao longo de todo o canal quadrado (total de 2,16154 m). Para a localização das ocorrências do fluxo de calor crítico e constante monitoração das temperaturas, tanto da parede das varetas quanto do líquido refrigerante, vários termopares foram instalados, perfurando o canal e estando em contato com o fluxo e também embutidos nas paredes das varetas. Como os experimentos aconteceriam com a entrada de líquido subresfriado na seção de teste, a ocorrência mais provável do fluxo de calor crítico dar-se-ia na porção superior da seção, portanto, somente foram embutidos termopares nessa região. O perfil de potência e as posições das grades espaçadoras e dos termopares estão representados na Figura 20.

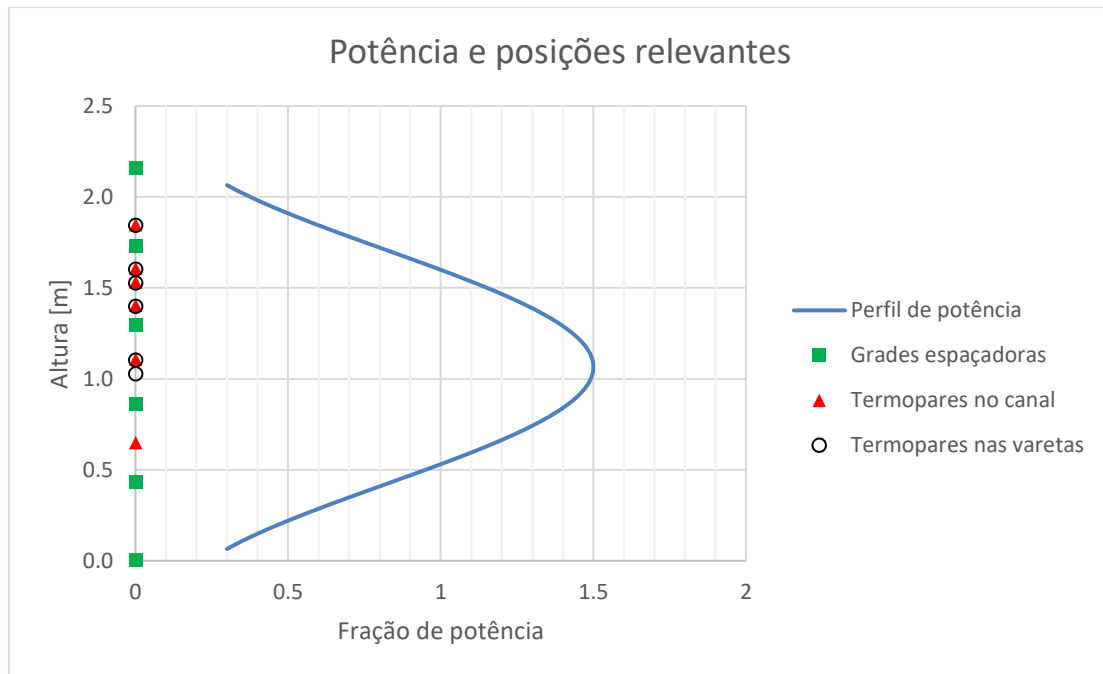


Figura 20: Perfil de potência e posições das grades espaçadoras e dos termopares.

4.2.2 – Resultados

Conforme já mencionado, cada componente no TRACE é dividido em células para a utilização do método dos volumes finitos. Uma análise importante é a sensibilidade do resultado da simulação ao tamanho das células da malha. O objetivo é obter um valor ótimo entre acurácia dos cálculos e desempenho computacional, além de garantir que a simulação não é função da discretização do modelo. Em geral, células maiores implicam em um menor número de células e, conseqüentemente, menor número de iterações numéricas, ou seja, menos custo computacional. Tal análise foi feita para o PIPE, que representa o canal quadrado, para o FILL, que define a vazão mássica, e para o BREAK, que estabelece a pressão do sistema. As simulações foram feitas usando os parâmetros da Tabela 3.

4.2.2.1 – Análise de sensibilidade (PIPE)

Simularam-se malhas com células de comprimento: 0,5 cm, 1 cm, 2 cm, 5 cm e 22 cm. Tomou-se um tempo de simulação de 500 s em estado estacionário a fim de se desconsiderar qualquer instabilidade numérica proveniente dos valores iniciais. Os gráficos das Figuras 21 a 23 comparam, respectivamente, a temperatura do líquido, a

pressão e a temperatura interna das varetas ao longo do canal. A legenda dos gráficos mostra as malhas em ordem crescente de tamanho, portanto, de cima para baixo, as grandezas são apresentadas para as malhas de 0,5 cm, 1 cm, 2 cm, 5 cm e 22 cm.

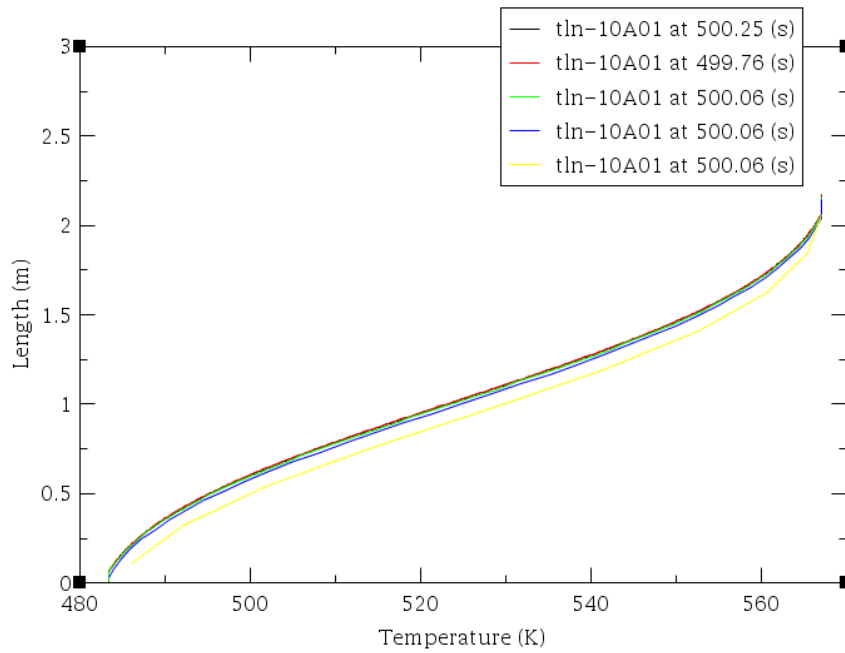


Figura 21: Temperatura do líquido refrigerante ao longo do canal ao fim de aprox. 500s de simulação.

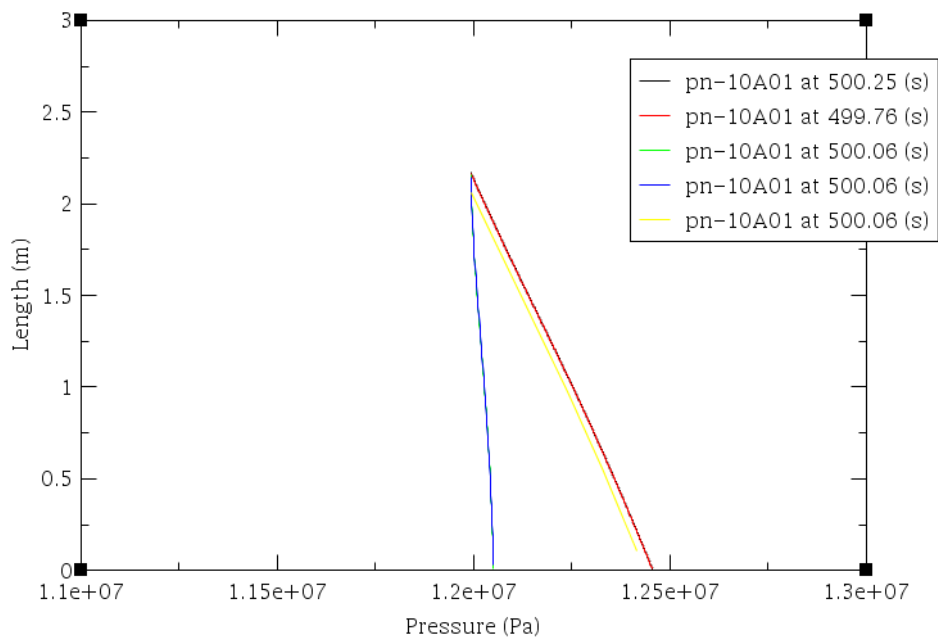
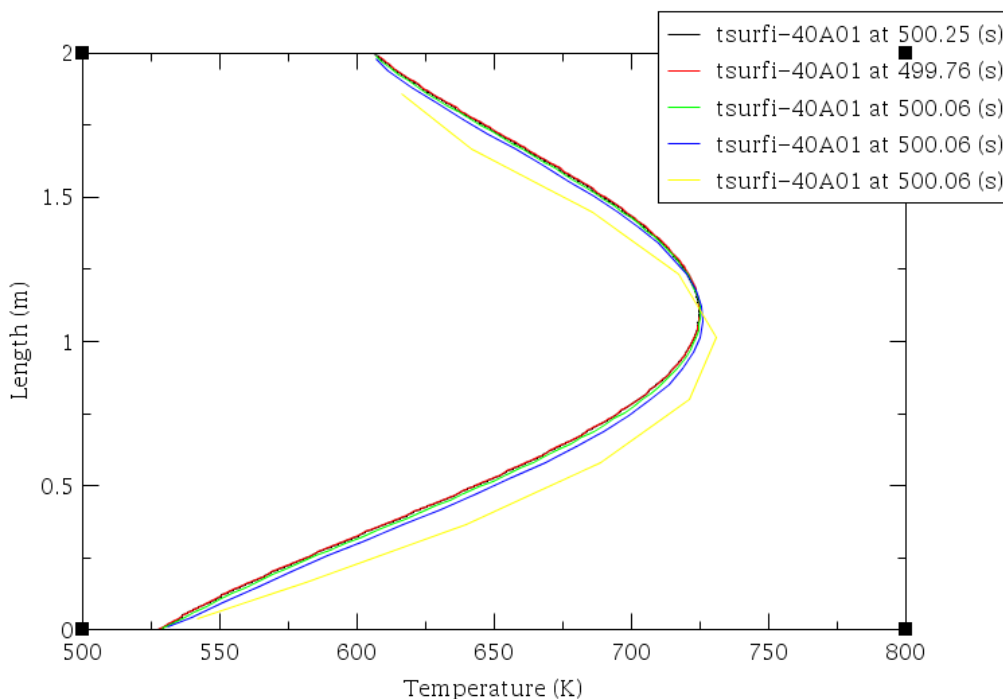


Figura 22: Pressão ao longo do canal ao fim de aprox. 500s de simulação.

Conforme visto na Figura 21, a malha de 22 cm apresentou, em média, temperaturas 1% maiores, podendo ser escolhida, conservadoramente, dependendo da minúcia da análise a ser feita.

Curiosamente, as malhas de tamanho 2 e 5 cm apresentaram uma pequena discrepância, com uma perda de carga menor. Esperar-se-ia discrepância nos extremos dos tamanhos de malha, mas, de qualquer forma, a diferença não superou 5%. No contexto da análise do fluxo de calor crítico, como o FCC diminui com o aumento da pressão, poder-se-ia, conservadoramente, escolher o maior tamanho de malha, que apresentou maior perda de carga e reduziria o número de células e de iterações numéricas na simulação.



A malha de 22 cm também apresentou um comportamento discrepante para a temperatura interna da vareta, com temperaturas maiores na base e menores no topo. Numa análise superficial, a discrepância não ultrapassa 4% e a decisão, mais uma vez, depende da minúcia da análise posterior.

Nas simulações da seção 4.2.2.4, foi escolhida a malha com células de aproximadamente 1 cm, pois o custo computacional não se configurou como uma variável relevante.

4.2.2.2 – Análise de sensibilidade (FILL)

O componente FILL só possui uma célula e foram simuladas dimensões de 1 cm, 5 cm, 10 cm e 15 cm de comprimento por 500 s. As legendas dos gráficos das Figuras 24 a 26 também apresentam os resultados em ordem crescente de tamanho.

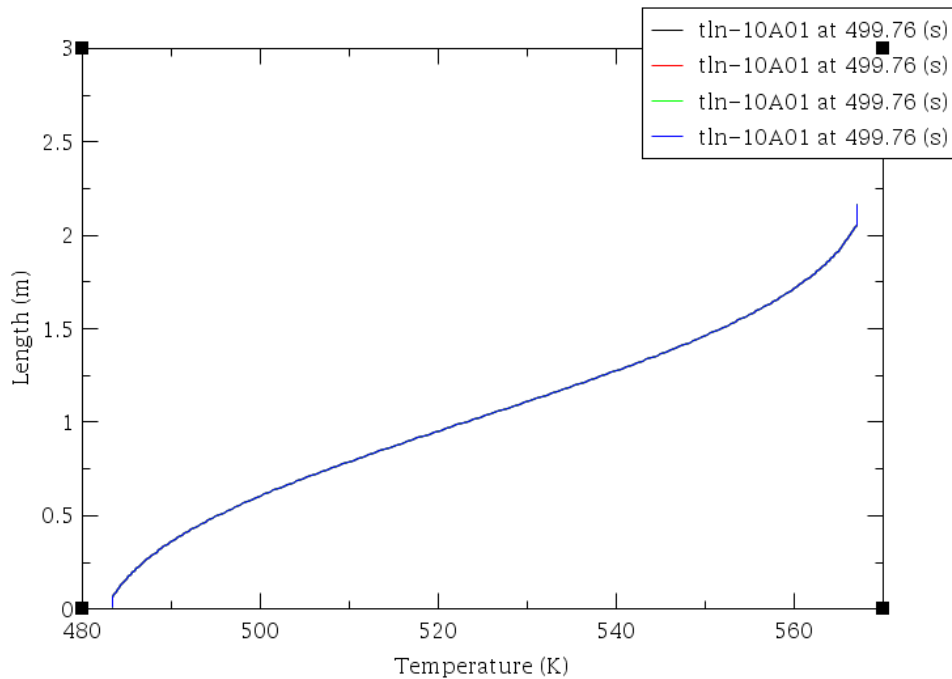


Figura 24: Temperatura do líquido refrigerante ao longo do canal ao fim de aprox. 500s de simulação.

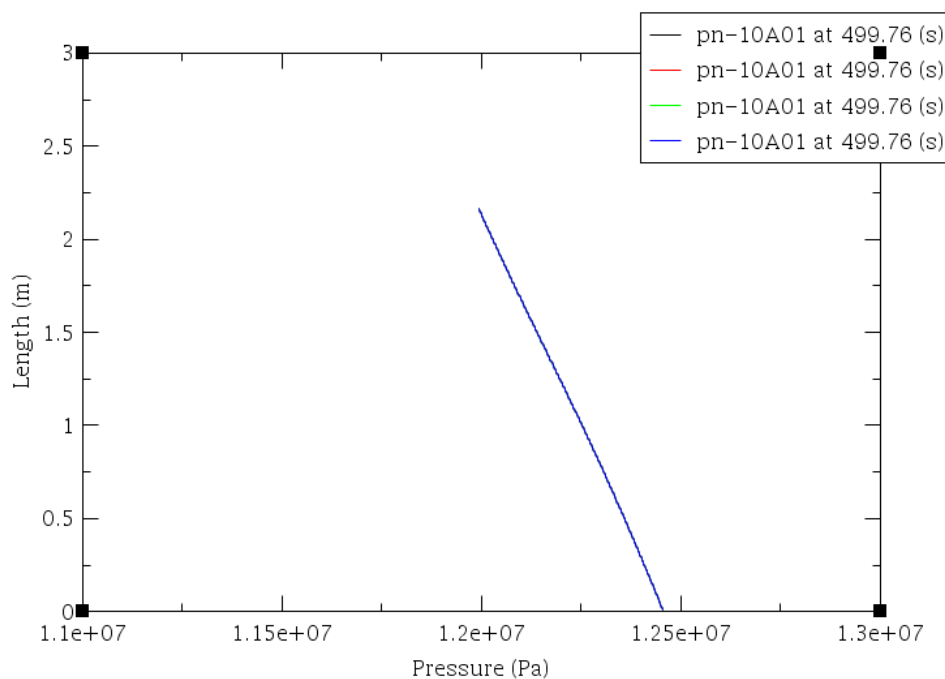


Figura 25: Pressão ao longo do canal ao fim de aprox. 500s de simulação.

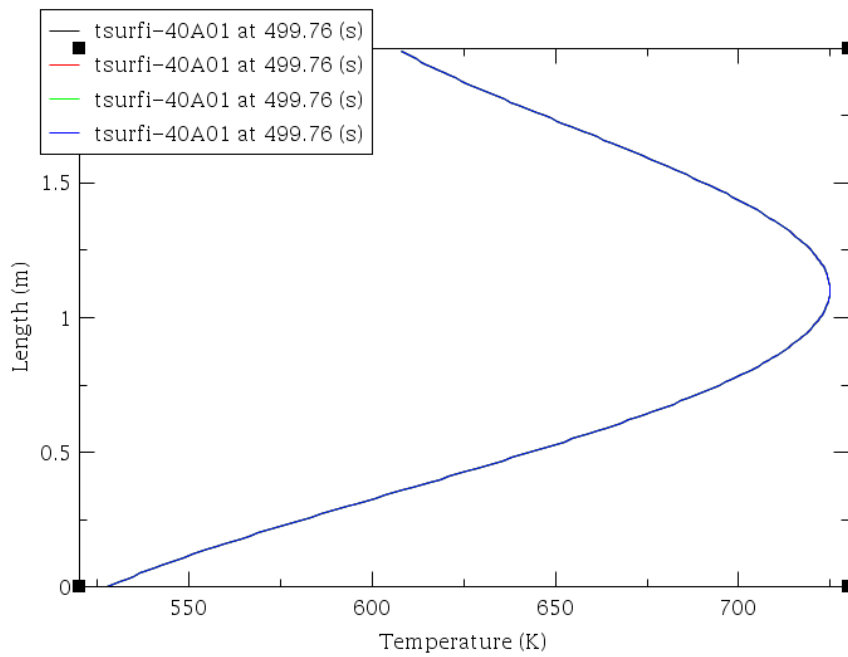


Figura 26: Temperatura interna das varetas ao fim de aprox. 500s de simulação.

Todos os tamanhos de célula apresentaram o mesmo resultado para os parâmetros de interesse: temperatura do refrigerante, pressão do sistema e temperatura interna das varetas. As simulações da seção 4.2.2.4 utilizaram o tamanho de 1 cm.

4.2.2.3 – Análise de sensibilidade (BREAK)

O componente BREAK também só possui uma célula e foram testados os tamanhos de 1 cm, 5 cm, 10 cm, 15 cm e 20 cm.

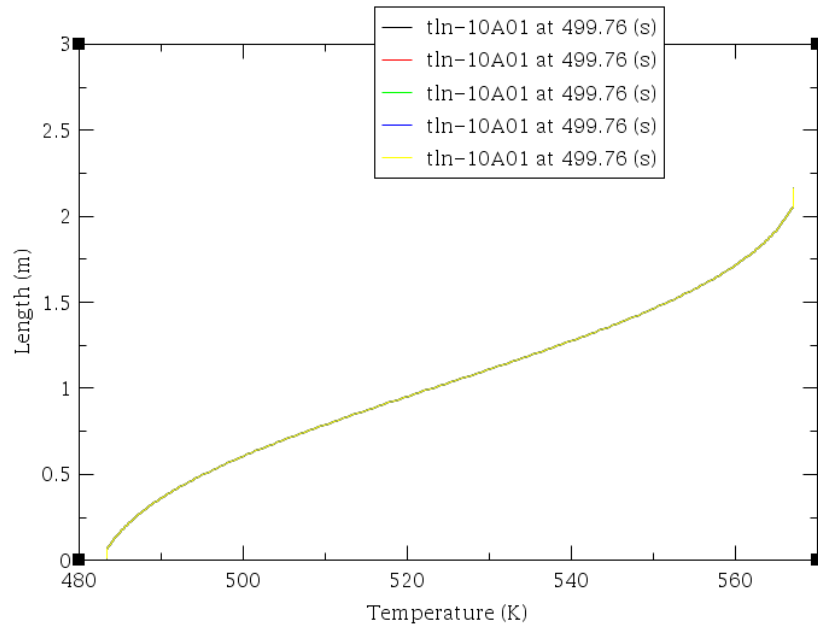


Figura 27: Temperatura do líquido refrigerante ao longo do canal ao fim de aprox. 500s de simulação.

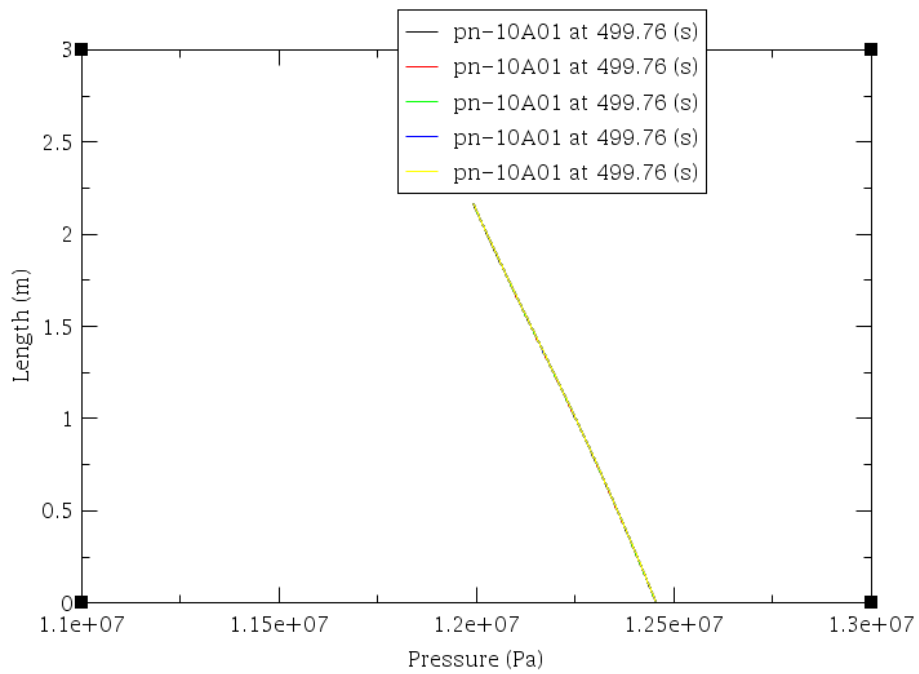


Figura 28: Pressão ao longo do canal ao fim de aprox. 500s de simulação.

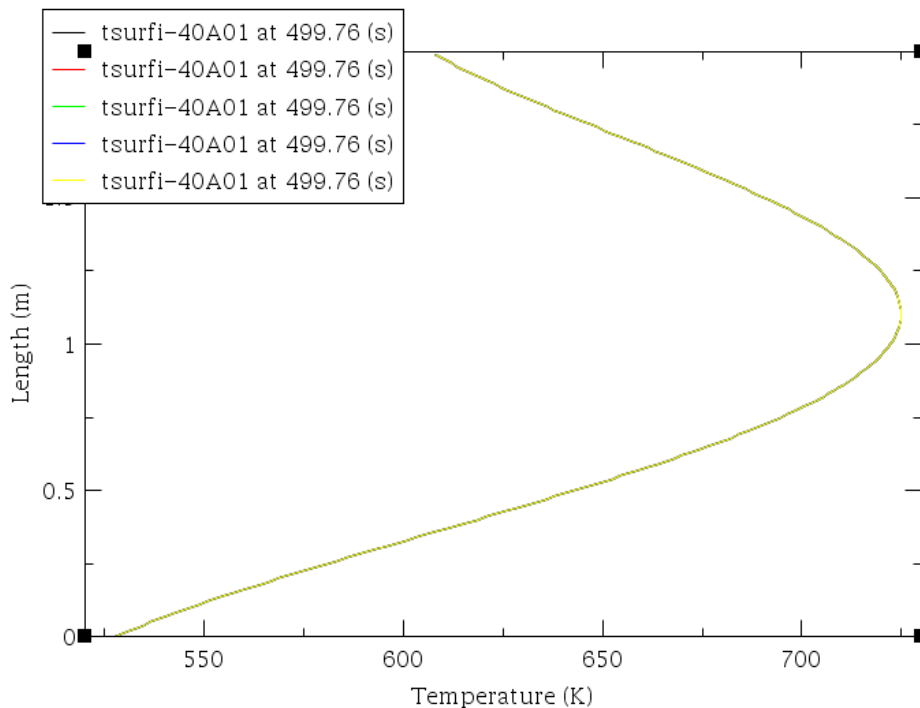


Figura 29: Temperatura interna das varetas ao fim de aprox. 500s de simulação.

Os gráficos das Figuras 27 a 29 mostram que o tamanho da célula do BREAK não é relevante para os resultados. O valor escolhido para o cálculo da seção 4.2.2.4 foi de 1 cm também.

4.2.2.4 – Estado estacionário

Como mencionado no item 2.4, a condição de fluxo de calor crítico, por sua natureza, é um processo transiente e instável, conseqüentemente de predição mais complicada. Uma condição mais regular, mais conhecida, cujos resultados são mais facilmente preditos e analisados, é a condição de estado estacionário. Logo, um ponto importante é garantir que o modelo construído para a simulação seja consistente para o estado estacionário a fim de aumentar sua confiabilidade para o caso transiente que se quer analisar.

Para essas simulações, foram acrescentadas ao modelo descrito no item 4.2.1 as grades espaçadoras que mantêm a geometria das varetas dentro do canal localizadas nas posições mostradas na Figura 20. Também foram definidas as posições dos termopares, tanto aqueles das paredes das varetas quanto os que medem a temperatura do escoamento. Com o objetivo de garantir o estado estacionário, as simulações foram

realizadas a uma pressão de 8,52 MPa com temperatura de entrada de 114 °C e potência de 14,6 kW por vareta. Foram realizados cálculos para fluxos mássicos de 680, 1070, 1790 e 2570 kg/m².s. Os gráficos de 30 a 33 mostram os perfis de temperatura para o líquido refrigerante e para a superfície externa das varetas, bem como as respectivas previsões de leitura dos termopares ao fim de 100 s. A altura inicial $h_0 = 0$ foi definida no início da porção aquecida das varetas e T_{sat} é a temperatura de saturação a 8,52 MPa.

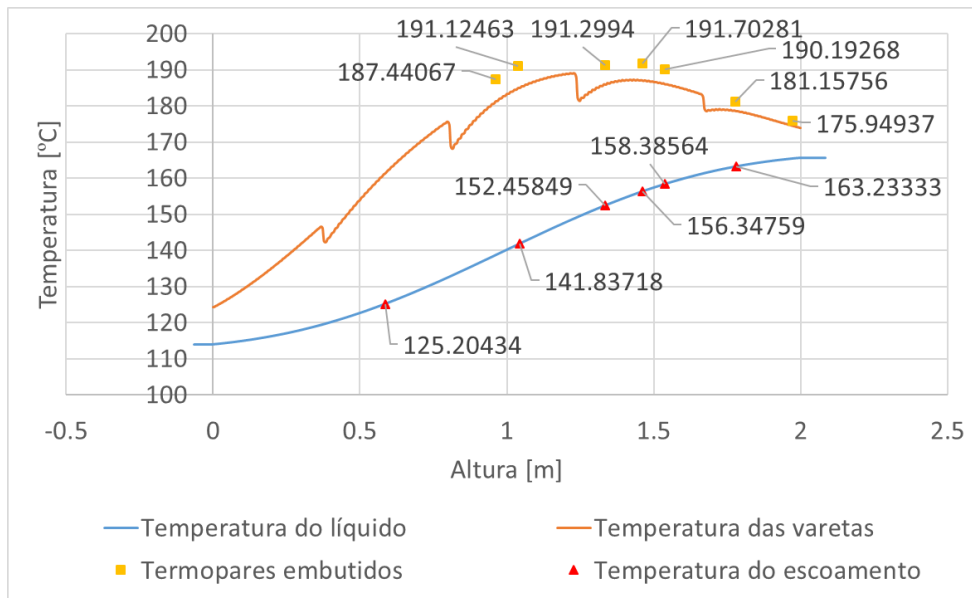


Figura 30: Temperaturas para o estado estacionário com fluxo mássico de 680 kg/m².s.

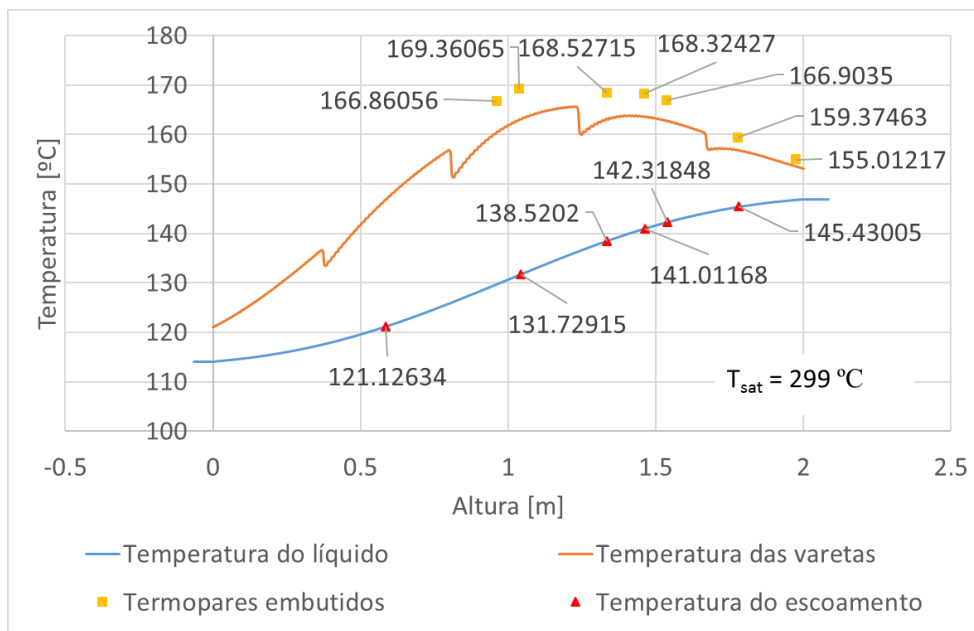


Figura 31: Temperaturas para o estado estacionário com fluxo mássico de 1070 kg/m².s.

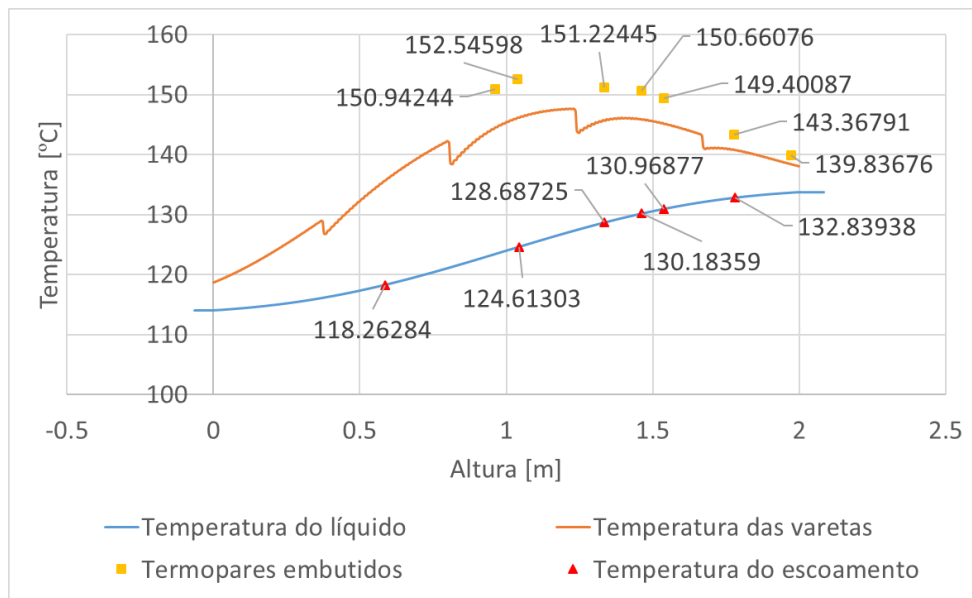


Figura 32: Temperaturas para o estado estacionário com fluxo mássico de 1790 kg/m².s.

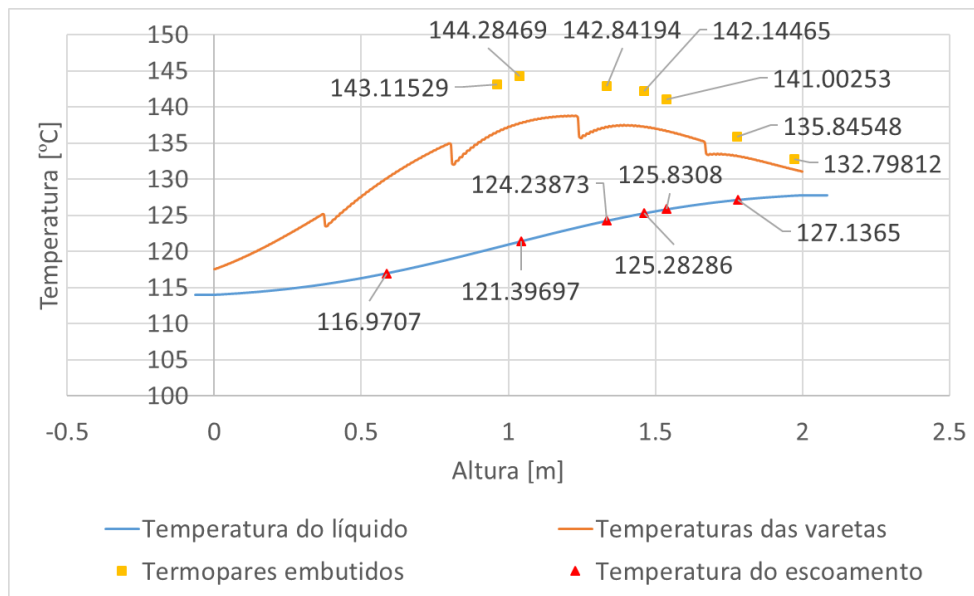


Figura 33: Temperaturas para o estado estacionário com fluxo mássico de 2570 kg/m².s.

Os gráficos apresentam um perfil de temperatura suave, indicando que não houve ocorrência da condição de fluxo de calor crítico. A diferença entre as temperaturas indicadas nos termopares embutidos e o perfil de temperatura das varetas se dá pelo fato de os termopares não se encontrarem na superfície externa, mas no interior do revestimento de Monel K500 (de 1,27 mm de espessura). Ou seja, os sensores encontram-se a meio caminho entre o resistor de Inconel 718 e a superfície

externa das varetas e, conseqüentemente, estão a uma maior temperatura, como demonstrado nos gráficos das Figuras 30 a 33. Também é notório, através da associação das suas posições, o efeito das grades espaçadoras na transferência de calor, pois, configurando-se como restrição ao escoamento em determinados pontos ao longo do canal, elas causam turbulência, melhorando localmente a transferência de calor, havendo, portanto, maior retirada de energia das varetas e diminuição da sua temperatura. Além disso, os gráficos mostram que, à medida que o fluxo mássico aumenta, há maior refrigeração do sistema e os perfis apresentam temperaturas mais baixas.

4.3 – Vaso do reator

4.3.1 – Parâmetros

Uma situação de acidente bastante importante a ser analisada é a perda de fornecimento de energia elétrica por curto período (*short-term station blackout - STSBO*), em que o reator perde toda a sua alimentação elétrica, inclusive baterias, por um algum tempo. Neste trabalho, a simulação foi feita para um PWR onde o calor de decaimento é retirado do núcleo unicamente através de circulação natural e a pressão no vaso do reator é mantida em determinado limite através de uma válvula de alívio.

A Figura 34 esquematiza o modelo utilizado como é representado no SNAP. Um PIPE, ligado a uma HTSTR, modela o núcleo do reator. O *downcomer*, o pleno inferior e o domo do reator são representados por um PIPE cada um. A HTSTR simula as 32028 varetas combustíveis de um PWR comercial, a válvula de alívio trabalha para manter a pressão abaixo de 17 MPa e o BREAK é uma condição de contorno para o sistema, simulando a pressão atmosférica (10^5 Pa) fora do vaso do reator e permitindo troca de vapor e água entre o vaso e a atmosfera.

A potência associada à HTSTR axialmente é próxima de um perfil cossenoide, como mostra a Figura 35, e também decai no tempo (Figura 36) assumindo o valor de 179 MW em $t_0 = 0$. As dimensões dos componentes e os valores iniciais de alguns parâmetros podem ser vistos na Tabela 6 e foram escolhidos baseados nos dados da usina de Surry, no estado da Virginia, EUA.

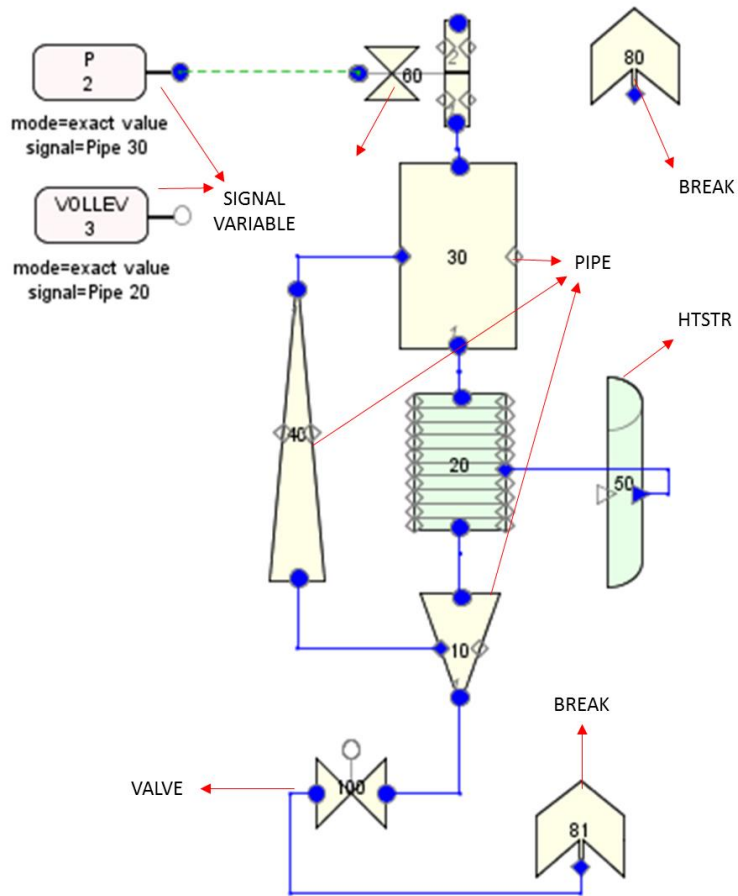


Figura 34: Modelo de reator PWR ^[9].

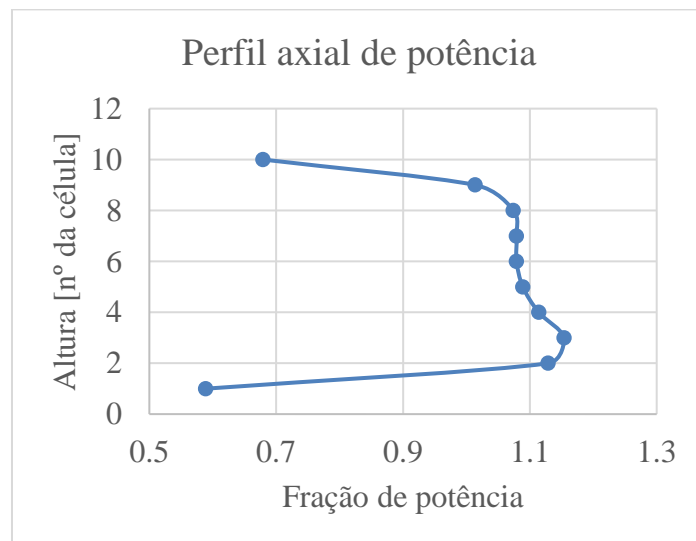


Figura 35: Perfil axial de potência da HTSTR.

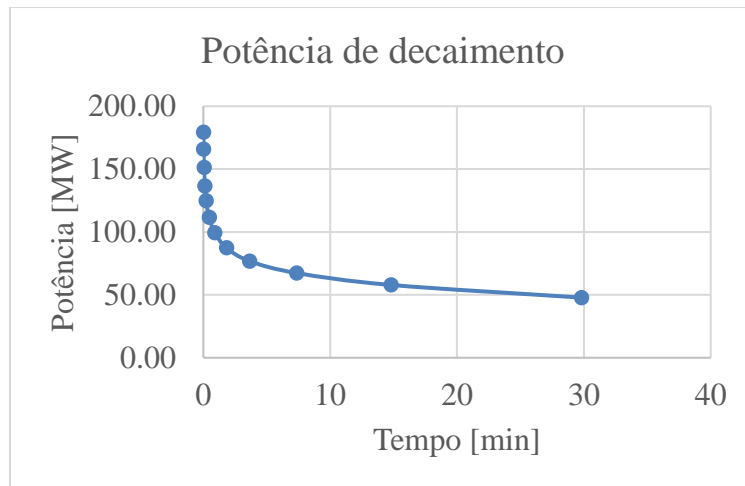


Figura 36: Potência de decaimento.

Tabela 6: Dados de entrada para o modelo do reator

Dados entrada TRACE			
	Parâmetro	Valor	Unidade
Condições iniciais			
	Temperatura:	617,939	K
	Pressão:	15,5	MPa
	Fração de vazio (núcleo):	0,03	-
Núcleo			
	Componente TRACE:	PIPE	
	Área de escoamento:	5,37	m ²
	Diâmetro hidráulico:	0,01972991	m
	Diâmetro aquecido:	0,019916289	m
	Comprimento:	3,66	m
	Nº de células axiais:	10	-
Combustível			
	Componente TRACE:	HTSTR	
	Nº de varetas comb.:	32028	-
	Diâmetro da pastilha:	0,0090844	m
	Espessura do revestimento:	0,0006172	m
	<i>Pitch</i>	0,0143002	m
	Espessura do <i>gap</i> :	0,0002	m
	Comp. ativo da vareta:	3,66	m

Dados entrada TRACE			
	Combustível:	UO ₂	-
	Material do revestimento:	Zr-4	-
	Preenchimento do <i>gap</i> :	Hélio	-
	Densidade teórica do comb.:	0,95	
	<i>Burnup</i> :	0	MWD/MTU
	Nº de células axiais:	10	
Downcomer			
	Componente TRACE:	PIPE	
	Área de escoamento:	1,9	m ²
	Diâmetro hidráulico:	1,5553633	m
	Comprimento:	8,43	m
	Nº de células axiais:	1	-
Pleno inferior			
	Componente TRACE:	PIPE	
	Área de escoamento:	6,52	m ²
	Diâmetro hidráulico:	2,8812362	m
	Comprimento:	3,0643	m
	Nº de células axiais:	1	-
Domo			
	Componente TRACE:	PIPE	
	Área de escoamento:	8,4	m ²
	Diâmetro hidráulico:	3,27	m
	Comprimento:	5,28	m
	Nº de células axiais:	1	-
Valve			
	Componente TRACE:	VALVE	
	Área de escoamento:	0,00374	m ²
	Diâmetro hidráulico:	0,07	m
	Comprimento:	0,3	m
	Pressão de abertura:	17	Mpa
	Pressão de fechamento:	17,1	MPa
Atmosfera			
	Componente TRACE:	BREAK	
	Pressão:	0,1	MPa

As SIGNAL VARIABLEs no TRACE consistem em grandezas de interesse no modelo que são monitoradas e podem ser usadas em sistemas de controle. Neste trabalho, a **pressão no domo** é usada para controlar a válvula de alívio e o **nível de água no núcleo** permite a análise do inventário de água no decorrer do tempo. A análise do nível de água é feita pelo TRACE através da colapsoção da fração de água em cada célula do componente, preenchendo o volume desse componente do ponto mais baixo até não haver mais água suficiente para preencher a célula axial seguinte.

4.3.2 – Resultados

A simulação ocorreu até 738 s, quando o Zircaloy das varetas combustíveis atingiu a temperatura de fusão, 2098,2 K e os cálculos foram encerrados com uma mensagem de “*Fatal Error*”. Esse valor de tempo é coerente com o rápido cálculo realizado tomando-se o inventário de água (soma dos volumes dos componentes), o calor específico da água e o seu calor latente de vaporização e, ainda, o calor de decaimento do reator. Alguns gráficos podem nos ajudar melhor a analisar qualitativamente a ocorrência do transiente. A Figura 37 apresenta a pressão no domo do reator (local onde se encontra a válvula de alívio) ao longo do tempo. Inicialmente, há um grande aumento de pressão, bem acima do limite de 17 MPa que foi estabelecido, retornando ao limite após aproximadamente 200 s. O pico de pressão pode ser explicado pela produção de vapor resultante do razoável valor de potência inicial (179 MW).

A Figura 38 mostra a área de escoamento efetiva da válvula de alívio. Até aproximadamente 200 s, enquanto a pressão está acima do limite definido, o gráfico mostra que a válvula permaneceu aberta (área de escoamento igual à área total de 0,00374 m²), variando, a partir de então, a área de escoamento a fim de manter a pressão constantemente em 17 MPa. Portanto os gráficos concordam entre si e a válvula de alívio funciona a contento.

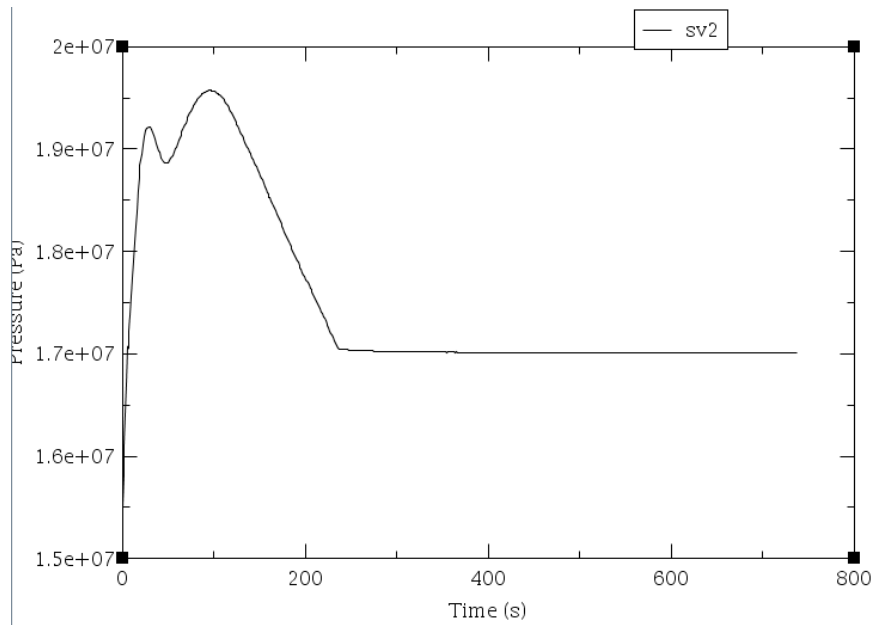


Figura 37: Pressão no domo do reator ao longo do tempo de simulação.

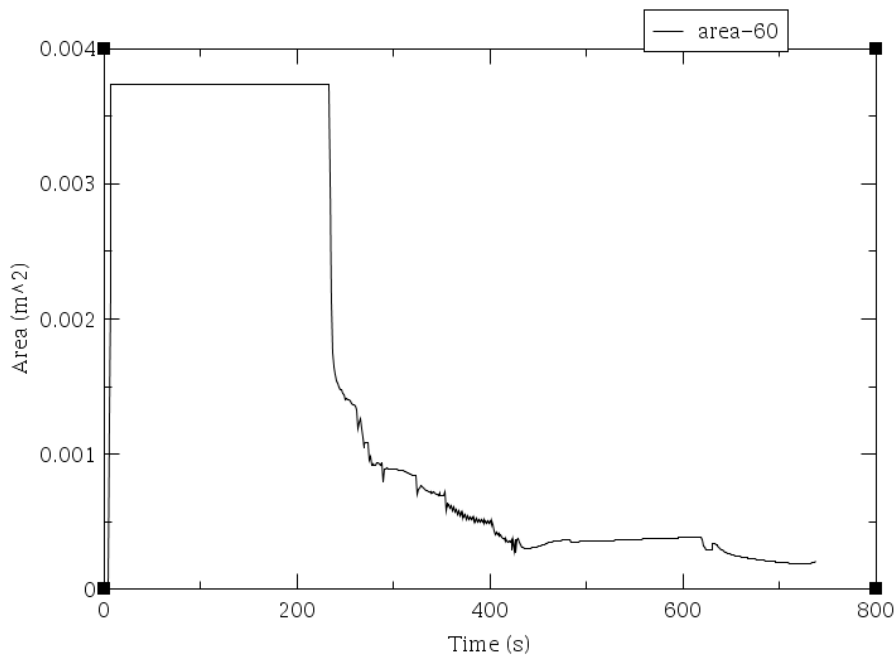


Figura 38: Efetiva área de escoamento da válvula de alívio.

As vazões mássicas de líquido e de vapor através da válvula de alívio podem ser analisadas nos gráficos das Figuras 39 e 40, respectivamente. Também há conformidade, pois há uma maior vazão, tanto de água quanto de vapor, nos instantes iniciais, quando ocorre o pico de pressão e a válvula se encontra completamente aberta.

Um rápido cálculo utilizando a diferença de pressão (19 MPa e pressão atmosférica, 0,1 MPa) e a área de escoamento da válvula mostra que a ordem de grandeza apresentada para as vazões é coerente.

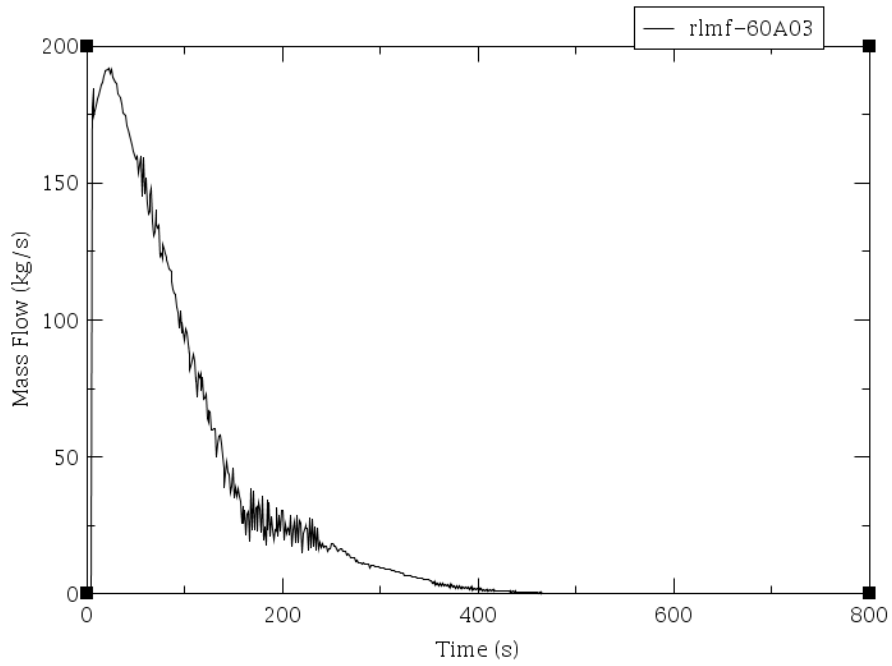


Figura 39: Vazão mássica de líquido através da válvula de alívio.

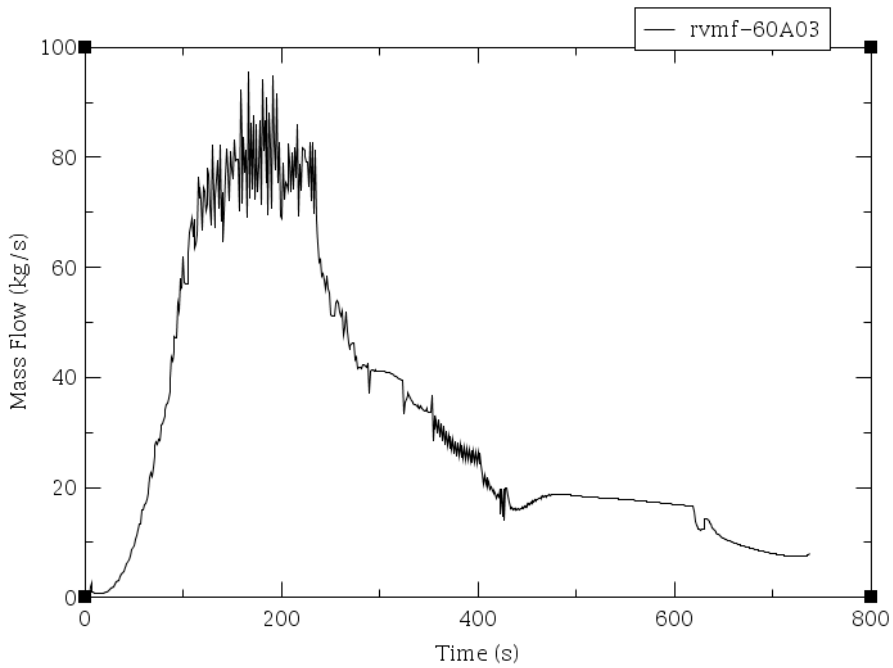


Figura 40: Vazão mássica de vapor através da válvula de alívio.

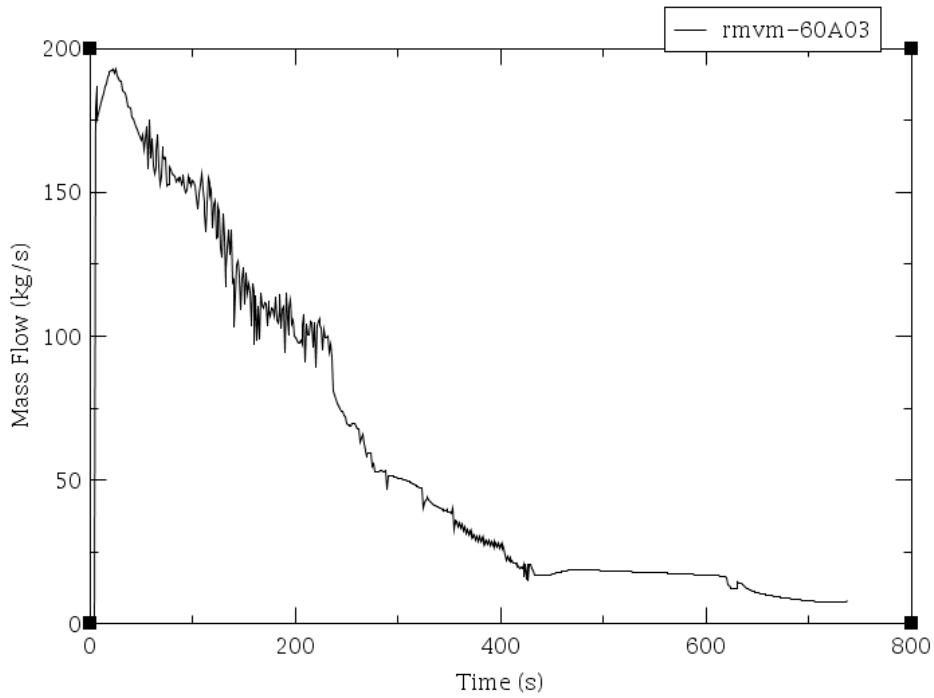


Figura 41: Vazão mássica total através da válvula de alívio.

Por fim, os gráficos das Figuras 39 e 40 realmente parecem complementares para totalizar o gráfico da Figura 41.

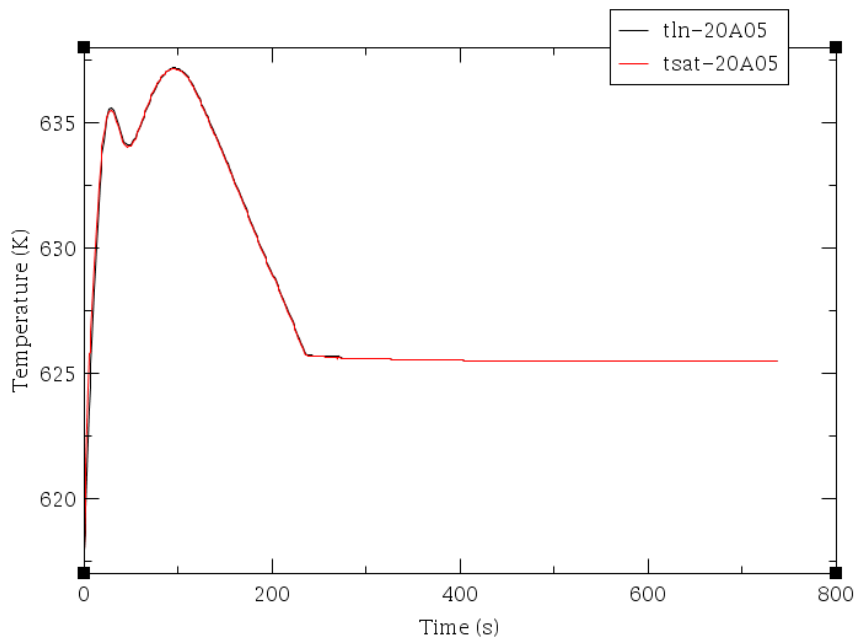


Figura 42: Temperatura do líquido e temperatura de saturação a meia altura do núcleo.

A Figura 42 mostra que durante todo o tempo de simulação, a temperatura do líquido (linha preta) permaneceu na temperatura de saturação (linha vermelha), havendo, portanto, constante produção de vapor no núcleo do reator. Tal fato pode ser corroborado pela derivada positiva da fração de volume de vapor durante a maior parte do tempo de simulação (Figura 43) e da derivada negativa do nível de água do reator (Figura 44).

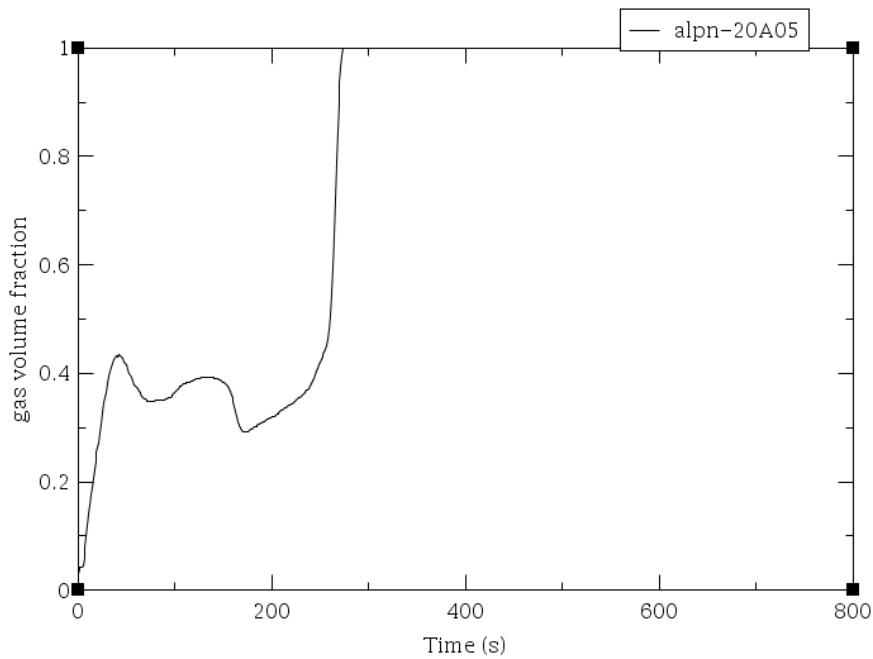


Figura 43: Fração de volume de vapor a meia altura do núcleo.

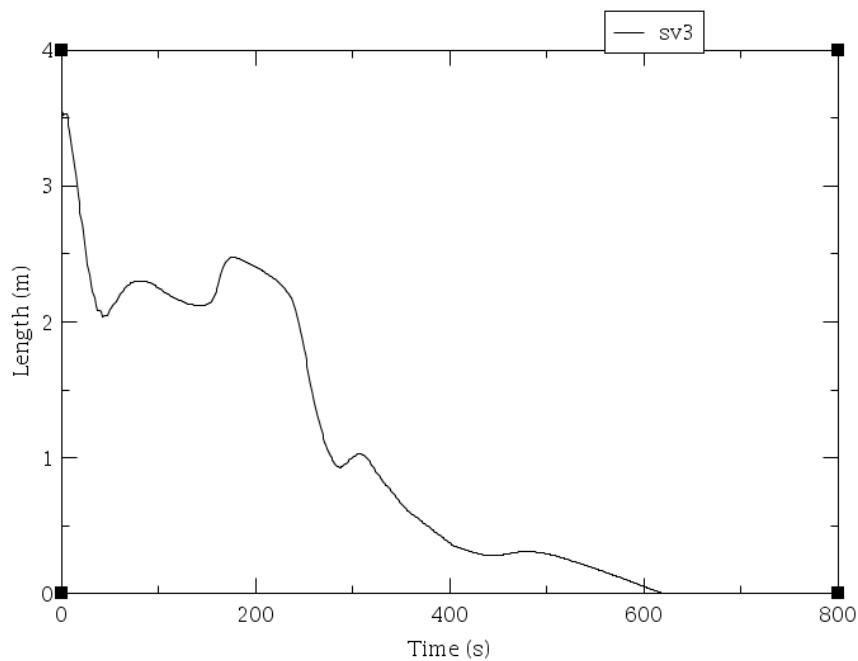


Figura 44: Nível de água no núcleo do reator.

A Figura 45 mostra o fluxo de calor no topo das varetas combustíveis ao longo do tempo (linha preta) e o valor previsto do fluxo de calor crítico para cada instante (linha vermelha).

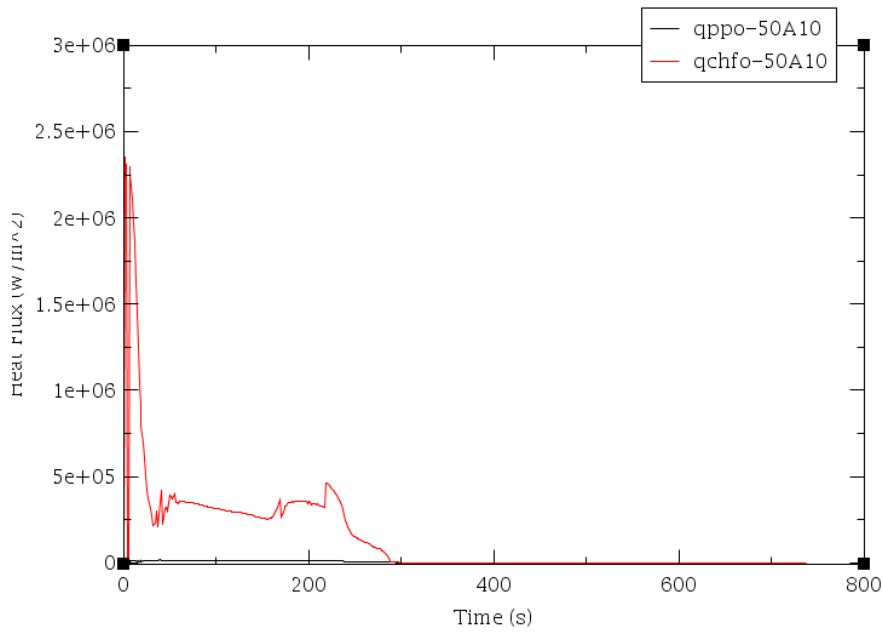


Figura 45: Fluxo de calor nas varetas (linha preta) e FCC previsto (linha vermelha) no topo do núcleo.

Percebe-se que a partir de aproximadamente 300 s, o fluxo de calor nas varetas atinge o fluxo de calor crítico. Tal situação justifica o aumento abrupto, a partir desse instante, da temperatura da superfície externa das varetas visualizado na Figura 46.

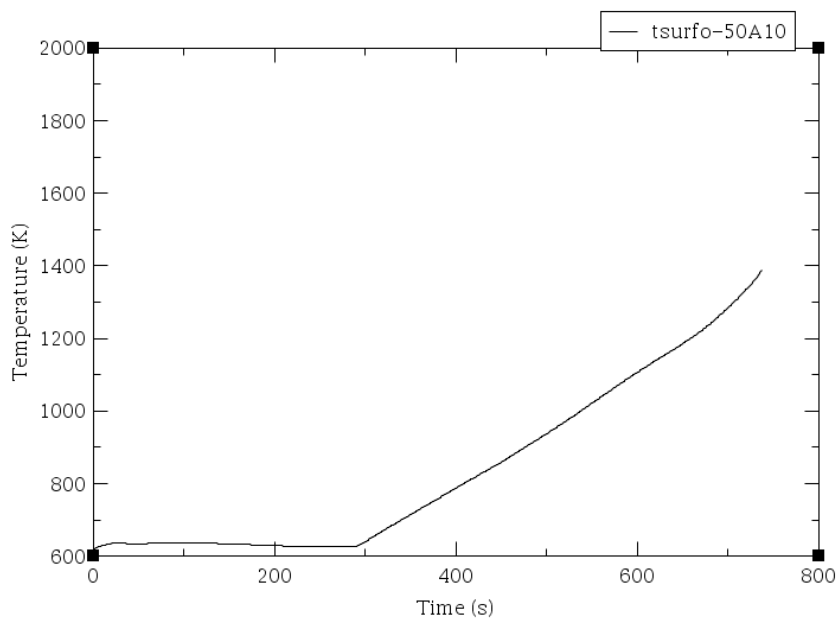


Figura 46: Temperatura da superfície externa das varetas no topo do núcleo.

Por fim, a Figura 47 mostra a massa de gás hidrogênio produzida em decorrência da reação de oxidação do revestimento de Zircaloy das varetas combustíveis. Conforme o modelo escolhido para essa simulação (Baker-Just), a produção de H_2 só acontece a partir de aproximadamente 500 s, instante em que a maioria das células axiais das varetas atingiu $1000\text{ }^\circ\text{C}$ (1273 K), conforme pode ser verificado na Figura 48.

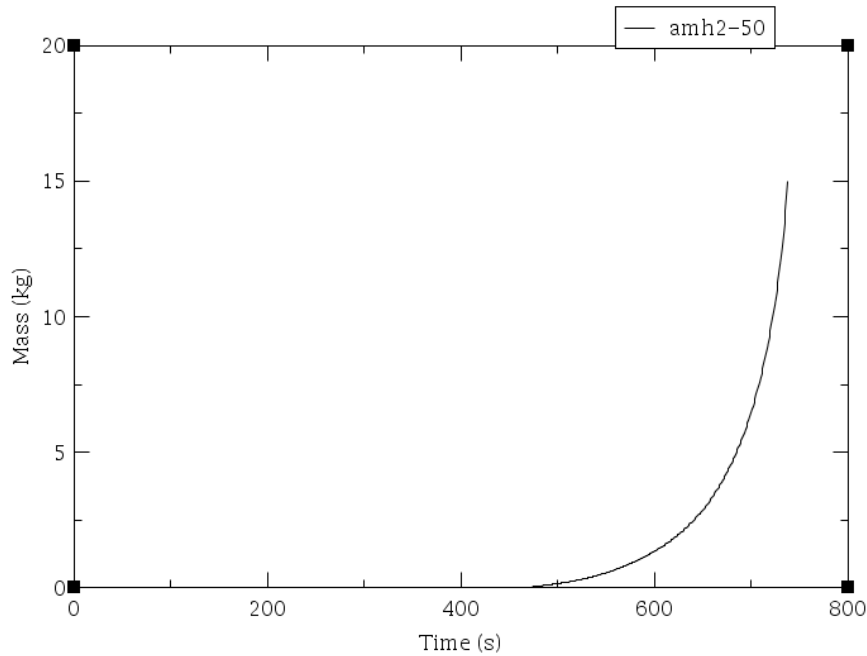


Figura 47: Massa de hidrogênio produzida ao longo do tempo.

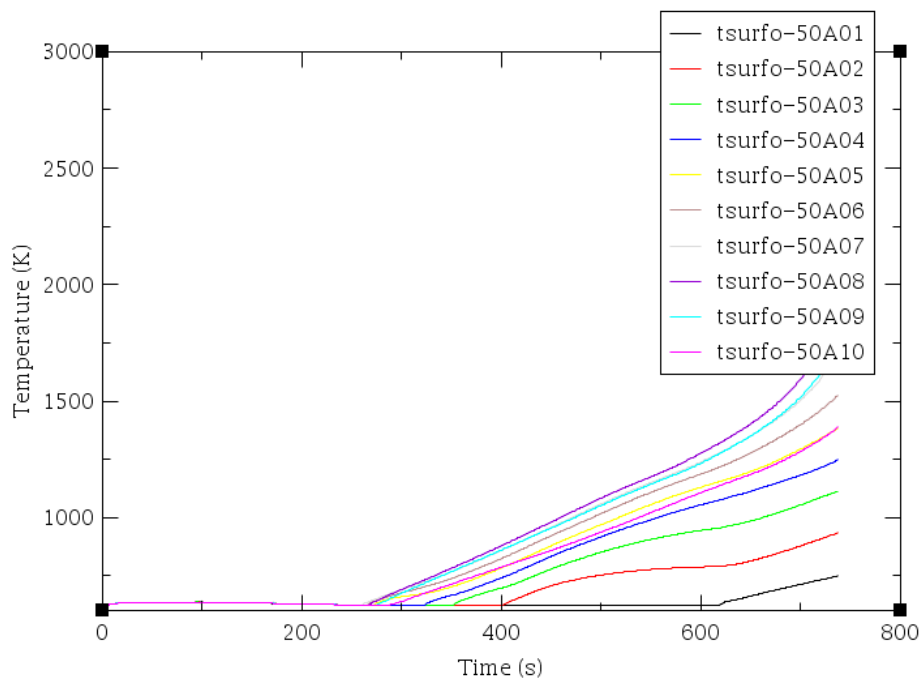


Figura 48: Temperaturas de cada célula axial das varetas ao longo da simulação.

5 - CONCLUSÃO

Os resultados apresentados mostram algumas das possíveis análises quantitativas e qualitativas viabilizadas pelas simulações computacionais. Simulações estas cujos cálculos e técnicas envolvidas devem ser bem compreendidas para que se assegure a acurácia das previsões resultantes.

No item 4.3, por exemplo, percebe-se que as dimensões da malha utilizada para discretizar o sistema físico podem influenciar no resultado e, conseqüentemente, levar a análises equivocadas. Os componente FILL e BREAK não apresentam sensibilidade ao tamanho de célula escolhido, enquanto o componente PIPE mostra discrepâncias, apesar de pequenas (máximo de 5%), para as temperaturas do líquido e temperaturas das varetas no caso da célula de 22 cm de comprimento. Também revela diferença de 4% para a perda de carga no escoamento em células de tamanho 2 e 5 cm.

Os resultados do item 4.2 mostram, numa análise qualitativa, conformidade das curvas de ebulição e do comportamento do fluxo de calor crítico com as previsões teóricas apresentadas. Considerando-se os parâmetros: área de escoamento, temperatura de entrada do refrigerante, vazão mássica e pressão do sistema, se se mantiver todos os outros parâmetros fixos, o fluxo de calor crítico diminui à medida que a temperatura de entrada aumenta, aumenta com o aumento da vazão e apresenta um comportamento complexo em função da pressão. Mostram também os valores esperados de perfil de temperatura para casos estacionários. E que a presença de grades espaçadoras melhora localmente a transferência de calor entre superfície aquecida e refrigerante, diminuindo a temperatura da primeira.

Por fim, no item 4.4, pode-se acompanhar a evolução do acidente de perda de alimentação elétrica, com a ocorrência de fluxo de calor crítico, de produção de hidrogênio devido à oxidação do revestimento das varetas de combustíveis e até o derretimento desse revestimento, ou seja, falha das varetas a 2098,2 K de temperatura.

Os resultados apresentados neste trabalho resumem alguns meses de aprendizado intensivo inseridos no contexto da tese de doutorado de Juliana Pacheco Duarte, M.Sc., portanto um trabalho bem mais longo, profundo e consolidado. As oportunidades de trabalho complementar são inúmeras e algumas são citadas a seguir.

A não identificação de uma tendência para o FCC em função da pressão poderia ser melhor investigada através da mudança dos valores dos outros parâmetros, e até

mesmo da potência fornecida, com o objetivo de garantir que a análise se encontra na porção linear do gráfico da Figura 6.

Poder-se-ia obter dados experimentais da instalação para os casos de estado estacionário que foram simulados, a fim de se atestar estatisticamente a confiabilidade das simulações.

Outra oportunidade seria simular os casos em que se atingiria as condições de fluxo de calor crítico na instalação, podendo otimizar os experimentos para uma região próxima dos valores previstos nos cálculos.

Por fim, os resultados do acidente de perda de fornecimento elétrico calculados com o TRACE poderiam ser comparados aos resultados gerados por outros códigos, como, por exemplo, o MELCOR, código desenvolvido pelo Laboratório Nacional Sandia (EUA) para a análise da progressão de acidentes severos em usinas nucleares. Garantindo-se uniformidade dos dados de entrada para ambos os códigos, esperar-se-ia conformidade nos resultados.

6 – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] Nuclear Regulatory Commission, **TRACE** versão 5.0p4, 2014.

[2] Nukiyama, S., "The Maximum and Minimum Values of the Heat Q Transmitted from Metal to Boiling Water under Atmospheric Pressure," **International Journal of Heat and Mass Transfer**, vol. 9, pp. 1419-1433, 1966.

[3] Collier, J. G. e Thome, J. R., **Convective Boiling and Condensation**, Oxford Science Publications, 3ª edição, 1994.

[4] Todreas, N. E., e Mujid, S. K., **Nuclear Systems: Thermal Hydraulic Fundamentals**. Vol. 1. New York: Taylor & Francis Inc.: 2ª edição, 1989.

[5] Özişik, M N. **Heat Transfer: A Basic Approach**. New York: McGraw-Hill, 1985.

- [6] Dzakowic, G. S., **An Analytic Study of Microlayer Evaporation and Related Bubble Growth Effects in Nucleate Boiling.**, Ph.D., Universidade do Tennessee, Tennessee, 1967.
- [7] Y. W. Wu, G. H. Su, S. Z. Qiu, e B. X. Hu, “Experimental Study on Critical Heat Flux in Bilaterally Heated Narrow Annuli”, **International Journal of Multiphase Flow**, vol. 35, pp. 977-986, 2009.
- [8] Greenwood, M. S., **The Critical Heat Flux at High Pressure and Low Mass Flux Prototypic of Proposed Light Water Small Modular Reactors**, Ph.D., Universidade de Wisconsin - Madison, Wisconsin, 2015.
- [9] Applied Programming Technology, Inc., **SNAP** versão 2.4.2, 2015.
- [10] Applied Programming Technology, Inc., **AptPlot** versão 6.6.1, 2006- 2015.
- [11]Disponível em <https://www.nrc.gov/about-nrc/regulatory/research/safetycodes.html>
Acessado em: 28/07/2017.
- [12] Disponível em: <https://www.snaphome.com/aptplot/index.jsp>. Acessado em: 28/07/2017.
- [13] Divisão de Análise de Segurança. Escritório da Nuclear Regulatory Research. U. S. Nuclear Regulatory Commission, **TRACE V5.0p2 Theory Manual. Field equations, Solutions Methods and Physical Models**, Washington, DC, 2013.
- [14] Burden, R. L. e Faires, J. D., **Numerical Analysis**, 9th Edition, Cengage Learning, 2010.
- [15] Courant, R. *et al.*, “On the Partial Difference Equations of Mathematical Physics”, **AEC Report NYO-768**, 1930.

- [16] Basu, N., Warriar, G. R., e Dhir, V. K., “Onset of Nucleate Boiling and Active Nucleation Site Density During Subcooled Flow Boiling”, **J. Heat Transfer**, 124, pp. 717-728, 2002.
- [17] Steiner, D. e Taborek, J., “Flow Boiling Heat Transfer in Vertical Tubes Correlated by an Asymptotic Model”, **Heat Transfer Engineering**., 13(2), pp. 43-69, 1992.
- [18] Groeneveld, D. C. et al., “The 1995 Look-Up Table for Critical heat Flux in Tubes”, **Nuclear Engineering and Design**, 163, pp. 1-23, 1996.
- [19] Groeneveld, D.C., Cheng, S. C., e Doan, T., “1986 AECL-UO Critical Heat Flux Lookup Table”, **Heat Transfer Engineering**, 7, pp. 46-62, 1986.
- [20] Stewart, J. C. e Groeneveld, D. C., “Low-Quality and Subcooled Film Boiling of Water at Elevated Pressures”, **Nuclear Engineering and Design**, 67, pp. 259-272, 1981.
- [21] Bjornard, T. A. e Griffith, P., “PWR Blowdown Heat Transfer, Thermal and Hydraulic Aspects of Nuclear Reactor Safety”, **American Society of Mechanical Engineers**, New York, Vol. 1, pp. 17-41, 1977.
- [22] U.S.NRC, Apostila **TRACE- Beginner: Exercise title**, julho 2014.
- [23] Disponível em:
<http://www.specialmetals.com/assets/smc/documents/alloys/monel/monel-alloy-k-500.pdf>, acessado em: 06/2016.
- [24] Baker, L., Just, L.C., "Studies of Metal-Water Reactions at High Temperatures III. Experimental and Theoretical Studies of the Zirconium-Water Reaction", **ANL-6548**, Laboratório Nacional de Argonne, Argonne, Illinois, 1962.