



Universidade Federal
do Rio de Janeiro
Escola Politécnica



Engenharia Nuclear
UFRJ

CÁLCULO DA TEMPERATURA MÁXIMA DA ÁGUA NO INTERIOR DA PISCINA DE COMBUSTÍVEL USADO (PCU) DA USINA NUCLEAR ANGRA 3

Fernanda Lima Werner

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: Paulo Fernando Ferreira Frutuoso e
Melo

Rio de Janeiro, RJ – Brasil

Maio de 2017

CÁLCULO DA TEMPERATURA MÁXIMA DA ÁGUA NO INTERIOR
DA PISCINA DE COMBUSTÍVEL USADO (PCU) DA USINA
NUCLEAR ANGRA 3

Fernanda Lima Werner

Projeto de Graduação submetido ao Corpo Docente do Departamento de Engenharia Nuclear da Escola Politécnica / UFRJ, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenharia Nuclear.

Aprovado por:

Prof. Antônio Carlos Marques Alvim, Ph.D.

Dr. Antônio Sérgio De Martin Alves, D.Sc.

Orientado por:

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

Rio de Janeiro, RJ - Brasil

Maio de 2017

Lima Werner, Fernanda.

Cálculo da Temperatura Máxima da Água no Interior da Piscina de Combustível Usado (PCU) da Usina Nuclear Angra 3 / Fernanda Lima Werner. - Rio de Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2017.

X, 57 p.: il.; 29,7 cm

Orientador: Paulo Fernando Ferreira Frutuoso e Melo.

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

Referências Bibliográficas: p. 55-57.

1. Piscina de Combustível Usado. 2. Termo-hidráulica. 3. Segurança Nuclear. 4. Modelo Matemático. I. Paulo Fernando Ferreira Frutuoso e Melo. II. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso de Engenharia Nuclear. III. Cálculo da Temperatura Máxima da Água no Interior da Piscina de Combustível Usado (PCU) da Usina Nuclear Angra 3.

Agradecimentos

Agradeço ao meu irmão, Pedro, pelos infinitos sorrisos e abraços acolhedores, pela constante alegria e carinho diário.

Agradeço, da mesma forma, aos meus pais, Alexandre e Cláudia, por todos os ensinamentos, por serem exemplo na minha caminhada e por sempre acreditarem e exigirem meu máximo potencial.

Agradeço a todos os professores e funcionários do Programa de Engenharia Nuclear da Universidade Federal do Rio de Janeiro, por seu excelente trabalho na formação não só de profissionais de engenharia, mas, também, de cidadãos. Em especial, agradeço ao professor Paulo Fernando Frutuoso pela orientação nesse trabalho de conclusão de curso e, também, pelo apoio e incentivo nos meus futuros projetos.

Agradeço aos engenheiros Antônio Sérgio De Martin Alves e Carlos Eduardo Brügger pela dedicação e auxílio no desenvolvimento deste trabalho. E, além disso, por tornarem, todos os dias, o ambiente de trabalho na Eletronuclear respeitoso, desafiador, saudável e igualitário.

Por fim, agradeço aos amigos de curso da Engenharia Nuclear e, também, aos irmãos de intercâmbio da Universidade de Brunel com os quais compartilhei experiências, aprendizados e obstáculos fundamentais no desenvolvimento do meu caráter. Em particular, agradeço ao amigo Felipe Ribeiro pela ajuda nas disciplinas do ciclo básico da graduação e pela paciência nos momentos em que duvidei da minha capacidade.

Gostaria de dedicar este momento àquela que me apresentou o mundo.

Obrigada por fazer despertar o meu mais ambicioso e infundável sonho, conquista-lo.

Lanço-me agora em mais uma aventura, um novo desafio.

Peço que me guie e me proteja, como sempre o fez.

Elisa, vovó, para você!

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

CÁLCULO DA TEMPERATURA MÁXIMA DA ÁGUA NO INTERIOR DA PISCINA DE COMBUSTÍVEL USADO (PCU) DA USINA NUCLEAR ANGRA 3

Fernanda Lima Werner

Maio/2017

Orientador: Paulo Fernando Ferreira Frutuoso e Melo

Curso: Engenharia Nuclear

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo matemático para a determinação da temperatura máxima da água no interior da Piscina de Combustível Usado (PCU) da usina nuclear Angra 3. A modelagem propriamente dita se baseia no conceito de camada limite e na aplicação da equação de Navier-Stokes a um escoamento de fluido ao longo de uma placa plana vertical. Consideram-se na modelagem ambos os tipos de perda de carga ao longo do canal de escoamento, ou seja, a localizada e a por fricção, levando-se em consideração as particularidades geométricas do elemento combustível (EC). As equações obtidas permitem a determinação da temperatura de mistura da água na entrada dos suportes de armazenamento de ECs (*High Density Storage Racks*), bem como do gradiente de temperatura ao longo destes. O modelo foi aplicado às condições de operação autorizada da planta (a plena potência, parada e condições adversas) e condições de falha (perda de refrigerante e eventos externos) e os resultados obtidos estão em conformidade com as normas brasileiras e internacionais.

Keywords: *piscina de combustível usado, temperatura máxima, termo-hidráulica, segurança nuclear, Angra 3, energia nuclear*

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

DETERMINATION OF MAXIMUM WATER TEMPERATURE WITHIN THE
SPENT FUEL POOL OF ANGRA NUCLEAR POWER PLANT – UNIT 3

Fernanda Lima Werner

May/2017

Advisor: Paulo Fernando Ferreira Frutuoso e Melo

Major: Nuclear Engineering

In this project a mathematical model for the determination of the maximum water temperature within the Spent Fuel Pool of Angra Nuclear Power Plant – Unit 3 was developed. The model was obtained from boundary layer analysis and application of Navier-Stokes equation to a vertical flat plate immersed in a water flow under free convection regime. Both types of pressure loss coefficients through the flow channel were considered in the modelling, the form coefficient for fuel assemblies (FAs) and the loss due to rod friction. The resulting equations enabled the determination of the mixed water temperature below the storage racks (*High Density Storage Racks*) as well as the estimation of the temperature gradient through the racks. The model was applied to the authorized operation of the plant (power operation, plant outage and upset condition) and faulted conditions (loss of coolant accidents and external events). The results obtained are in agreement with Brazilian and international standards.

Keywords: *spent fuel pool; maximum temperature; thermal hydraulics; nuclear safety; Angra 3; nuclear energy.*

SUMÁRIO

1. Introdução.....	1
2. Revisão de Modelos para a Determinação da Temperatura Máxima da Água na Piscina de Combustíveis Usados	8
2.1. Modelo Matemático 1	8
2.2. Modelo Matemático 2	16
2.3. Análise e Comparação dos Modelos Matemáticos	23
3. Modelo Proposto	26
3.1. Novo Modelo Matemático	27
3.2. Dados do Problema	31
4. Resultados	41
5. Conclusão	52
6. Referências	55

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: (a) Emissão mundial de CO ₂ do setor de eletricidade e emissões evitadas com o uso de 3 tecnologias de geração limpas (b) Geração mundial de eletricidade por tipo de fonte geradora [9,10].....	2
Figura 2: Representação esquemática de um elemento combustível de reatores PWR [15].	4
Figura 3: Diagrama esquemático dos trens integrados de Refrigeração da PCU de Angra 3 com o Sistema de Remoção de Calor Residual [20].	5
Figura 4: Diagrama esquemático do 3º circuito do Sistema de Refrigeração da PCU de Angra 3 – FAK [20].	6
Figura 5: Representação esquemática do escoamento de fluido próximo a uma placa plana vertical devido a convecção natural [23].	9
Figura 6: Representação esquemática da vazão de circulação de refrigerante no interior da PCU de Angra 3 [20].	20
Figura 7: Tabela Comparativa dos Modelos 1, 2 e Novo.....	26
Figura 8: (a) Réplica reduzida do elemento combustível 16x16 da INB. (b) Vista superior da réplica reduzida do elemento combustível 16x16 da INB.....	32
Figura 9: Representação esquemática do deslocamento da água no interior da PCU de Angra 3 [20].	41

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Dimensões do Elemento Combustível (EC) e das Varetas Combustíveis (VCs).	33
Tabela 2: Dados das propriedades físicas do refrigerante.	34
Tabela 3: Valores do calor de decaimento para o armazenamento de 14 lotes de ECs no interior das PCUs de Angra 2 e 3.	35
Tabela 4: Valores do calor de decaimento para o armazenamento de 17 lotes de ECs no interior das PCUs de Angra 2 e 3.	36
Tabela 5: Coeficiente de perda de carga localizada, k_0 , e número de Reynolds, Re , para a configuração de 14 lotes de ECs.	37
Tabela 6: Coeficiente de perda de carga localizada, k_0 , e número de Reynolds, Re , para a configuração de 17 lotes de ECs.	38
Tabela 7: Vazão volumétrica, V_0 , e Temperatura do refrigerante, T_0 , na entrada da PCU de Angra 3 para a Operação Autorizada da planta.	39
Tabela 8: Vazão volumétrica, V_0 , e Temperatura do refrigerante, T_0 , na entrada da PCU de Angra 3 para as Condições de Falha da planta.	39
Tabela 9: Temperatura de mistura, T_M , e temperatura máxima da água, T_{G1} , calculada para a PCU de Angra 3 (lote 1) para as condições de operação autorizada da planta (plena potência, parada e condição adversa).	43
Tabela 10: Temperatura de mistura, T_M , e temperatura máxima da água, T_{G1} , calculada para a PCU de Angra 3 (lote 1) para as condições de falha da planta (LOCA e Eventos Externos).	44
Tabela 11: Valores da temperatura máxima da água na PCU de Angra 3 calculados como os modelos 2 e com o novo modelo, para a operação autorizada da usina.	45
Tabela 12: Valores da temperatura máxima da água na PCU de Angra 3 calculados como os modelos 2 e com o novo modelo, para as condições de falha da usina.	46
Tabela 13: Valores do número de Reynolds, Re , determinados pelos modelos 2 e novo modelo para o armazenamento de 14 lotes de ECs no interior da PCU de Angra 3.	47
Tabela 14: Valores do número de Reynolds, Re , determinados pelos modelos 2 e novo modelo para o armazenamento de 17 lotes de ECs no interior da PCU de Angra 3.	48
Tabela 15: Valores de gradiente de temperatura no lote 1, ΔT_1 , determinados pelos modelos 2 (seção 2.2) e novo modelo (seção 3.1).	49

1. Introdução

De 2000 a 2015, o mundo observou um aumento de 120% em seu Produto Interno Bruto (PIB), mais do que dobrando o então valor de US\$ 33.391 trilhões [1]. Tal crescimento impulsionou o rápido desenvolvimento da economia mundial, assim como motivou relevantes benefícios para a sociedade. Entretanto, as inúmeras melhorias também levaram, aliadas à falta de um plano de crescimento sustentável prévio, a um impacto negativo ao meio ambiente. Portanto, a fim de se definir barreiras sustentáveis para o contínuo progresso da população faz-se, primeiramente, essencial definir o conceito de sustentabilidade e, adiante, compreender sua intrínseca relação com o meio ambiente. Assim, Goodland [2] define a sustentabilidade ambiental como “Melhorias na qualidade de vida dos seres humanos dentro da capacidade de suporte ao ecossistema”.

Apesar deste conceito ter obtido maior relevância na última década, suas primeiras discussões aconteceram nos anos 1970. Desde então, políticos, cientistas e ativistas se reúnem em diversas conferências internacionais cujo objetivo anseia o estabelecimento de recomendações particulares para cada campo do conhecimento. Desta forma, durante a 2003 *Sandestin Conference on Green Engineering*, definem-se direções e princípios para a engenharia verde cuja contribuição deverá incorporar a implantação de produtos, sistemas e processos viáveis, econômica e tecnologicamente, de forma a promover a prosperidade da sociedade enquanto garante a proteção à saúde humana e à biosfera, como critério fundamental de soluções de engenharia [3]. Adicionalmente, a apreensão mundial referente à garantia de suprimento energético para o desenvolvimento das futuras gerações e as constantes oscilações dos preços da energia levam ao entendimento que a energia seja o componente primordial no escopo do conceito engenharia sustentável.

É, então, discutível que um dos desafios de maior relevância para a sociedade contemporânea encontra-se na reavaliação, planejamento e reformulação da matriz energética mundial. Desde a 1ª Revolução Industrial e, adiante, com os refinamentos da 2ª Revolução Industrial, a indústria mundial experimentou significativas transformações em seu modo de produção propulsionados pela inserção do, então inovador, combustível fóssil [4]. Atualmente, porém, já se relaciona a queima de tais fontes de energia com o aumento da concentração dos chamados gases de efeito estufa na atmosfera e o, conseqüente, fenômeno de aquecimento global [5,6]. Todavia, segundo o Conselho

Mundial de Energia [7], em 2013, 82% da geração mundial de energia deu-se através de combustíveis fósseis. Desta forma, mostra-se evidente e urgente a necessidade do desenvolvimento de fontes de energia alternativas, de forma a assegurar a continuidade da alta produtividade e crescimento econômico mundial sem prejudicar o meio ambiente.

Neste contexto, a energia nuclear apresenta-se como um recurso energético limpo, de alta eficiência e de geração contínua passível de integrar uma das principais fontes de energia de fornecimento elétrico. Como observa Rogner [8], dentre biomassa e hidroeletricidade, a energia nuclear, em sua cadeia completa de geração, possui as menores taxas de emissão de gases do efeito estufa. Além disso, o recurso em voga contribuiu, também, para a não emissão de consideráveis níveis de CO₂ na atmosfera [9], como mostra a Figura 1.a. No entanto, em 2014, a energia nuclear foi responsável por apenas 10,6% da geração de eletricidade mundial [10] indicando a atual demanda pela construção e operação de novas usinas nucleares, vide Figura 1.b.

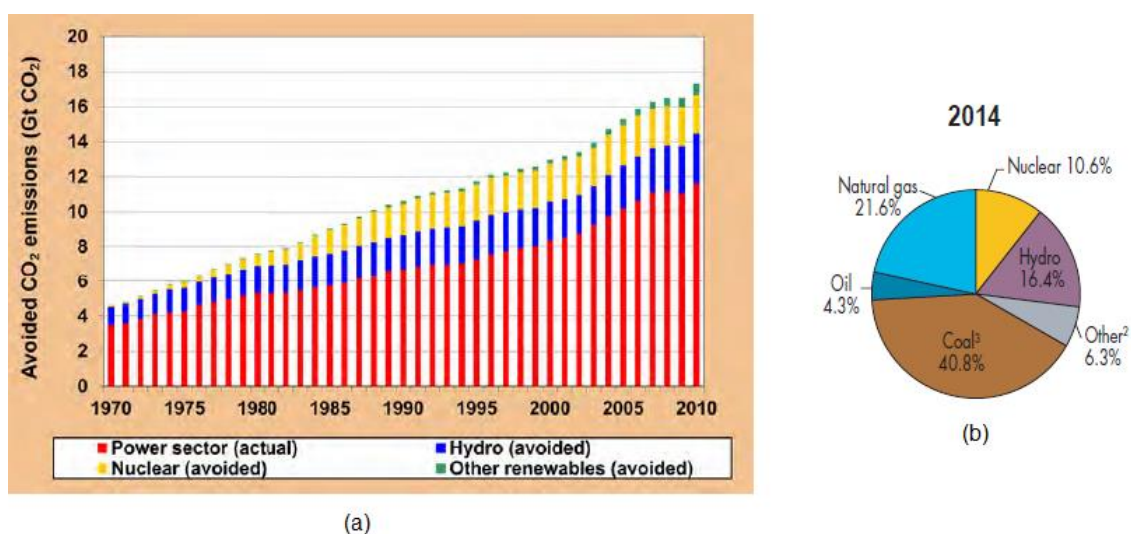


Figura 1: (a) Emissão mundial de CO₂ do setor de eletricidade e emissões evitadas com o uso de 3 tecnologias de geração limpas (b) Geração mundial de eletricidade por tipo de fonte geradora [9,10]

No Brasil, o seio do cenário da energia nuclear encontra-se na Central Nuclear Almirante Álvaro Alberto, localizada em Angra dos Reis, Rio de Janeiro, cuja construção teve início na década de 70, e atualmente é responsável pela geração de, aproximadamente, um terço da energia elétrica deste mesmo estado e 3% da energia nacional. Assim, a atual operação das duas unidades de reator a água pressurizada (PWR) – Angra 1 (1985) e 2 (2001) –

640 MWe e 1350 MWe, respectivamente, fornece uma relevante contribuição para a matriz energética brasileira [11]. Adicionalmente, o previsto início da operação da terceira unidade – Angra 3 de 1405 MWe – já em construção, auxiliaria no suprimento energético da constante demanda nacional em crescimento. Diante desta conjuntura, a finalização das obras da Usina Nuclear de Angra – Unidade 3 constitui, atualmente, um dos projetos de maior prioridade para a Eletronuclear.

Tendo a indústria nuclear como primordial responsabilidade a segurança de suas instalações, o conceito de filosofia de segurança nuclear faz-se fundamental ao considerar os riscos especiais promovidos pela presença de radiação nuclear bem como, a geração e acumulação de produtos de fissão e ativação [12]. Consequentemente, para o devido licenciamento do projeto de Angra 3 torna-se obrigatória a elaboração de um abrangente estudo que garanta a adequabilidade desta usina perante as exigências da Comissão Nacional de Energia Nuclear – CNEN. Assim, o relatório de segurança é o documento principal cujo objetivo visa demonstrar que o projeto e construção de uma usina nuclear, em determinado local, garantam a sua operação dentro dos limites aceitáveis de riscos aos trabalhadores e ao público em geral [13].

Dentre o conteúdo deste documento de segurança encontra-se a análise termo-hidráulica das Piscinas de Combustíveis Usados das usinas (PCUs). Estas são projetadas com a finalidade de resfriar os elementos combustíveis (ECs) já irradiados que, após serem retirados do núcleo do reator, continuam gerando calor devido ao decaimento radioativo [14]. Para a PCU da usina Angra 3, um suporte de armazenamento de alta densidade (High Density Storage Racks Design – HDSRD) foi projetado para receber os elementos combustíveis (Figura 2) irradiados no reator [15, 16]. Tal compartimento possui duas regiões – 1 e 2 – com capacidade total de armazenamento de 1084 elementos destinadas, respectivamente, para combustíveis novos e usados e; somente aqueles usados. Ademais, como dito anteriormente, o decaimento radioativo de radionuclídeos contidos nos elementos combustíveis gera uma considerável quantidade de calor no interior da piscina. Portanto, torna-se necessária a realização da análise do sistema de refrigeração da PCU de forma a garantir que a temperatura máxima da água nesta não alcance o valor de saturação (100 °C).

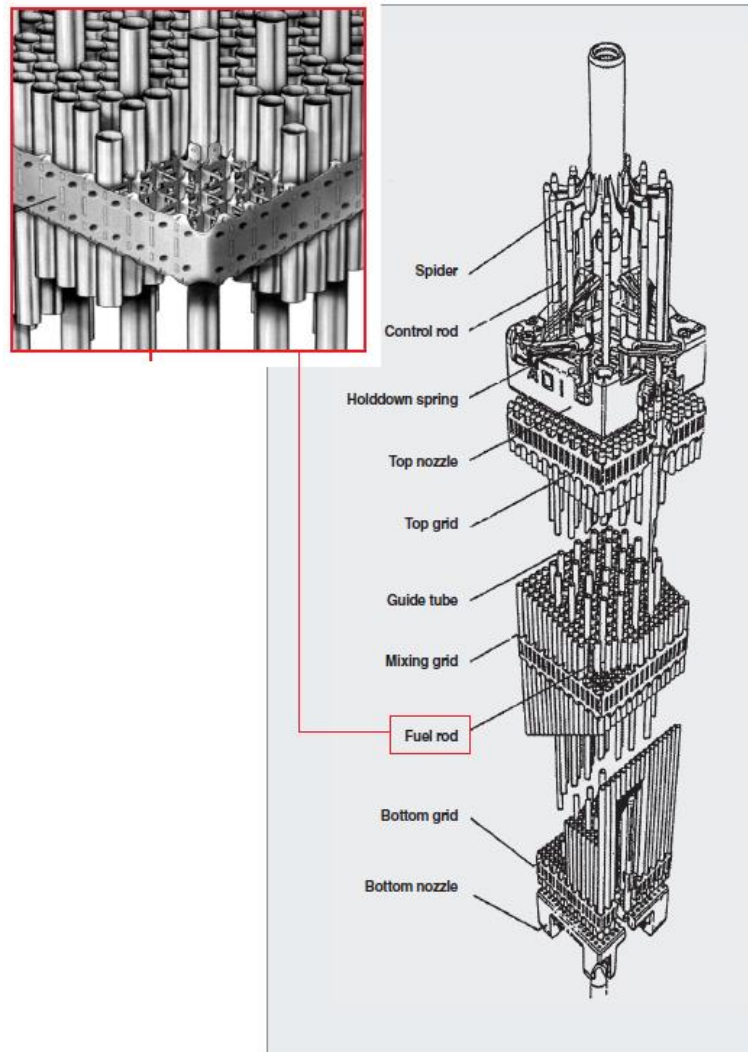
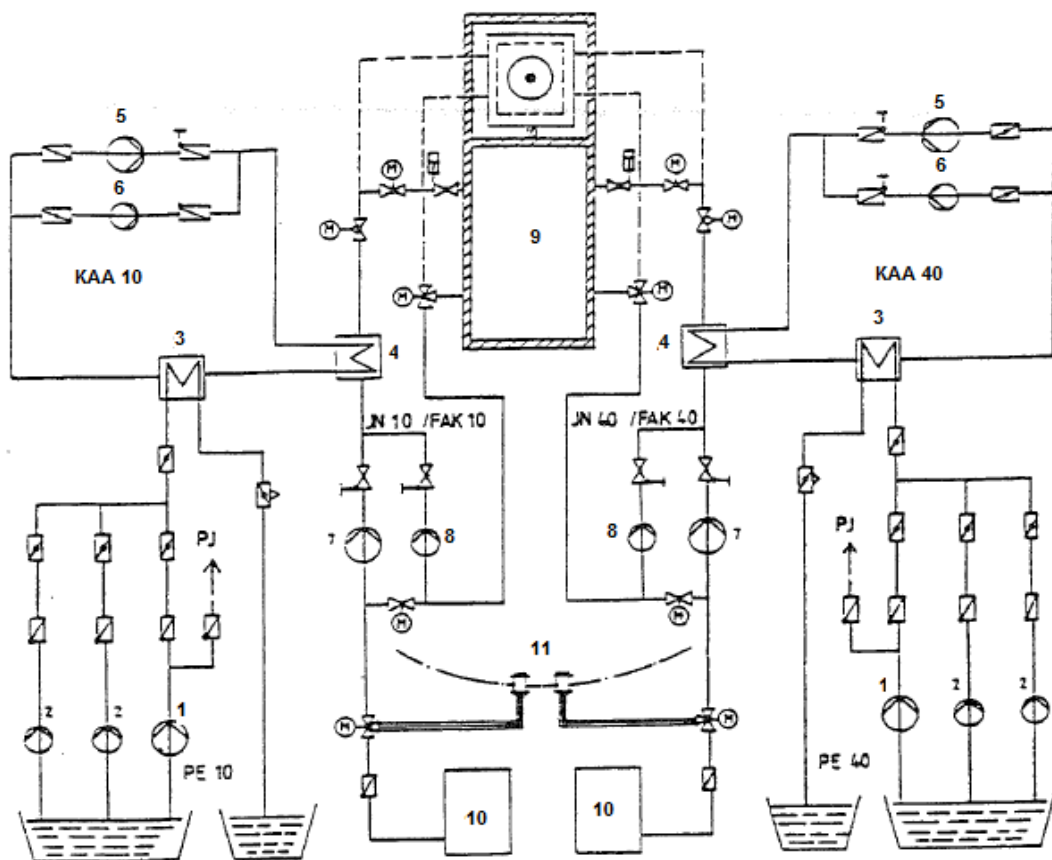


Figura 2: Representação esquemática de um elemento combustível de reatores PWR [15].

Neste trabalho específico que busca avaliar e determinar a temperatura máxima da água na PCU de Angra 3, a análise centraliza-se na refrigeração interna da PCU. Investiga-se, então, se a temperatura máxima da água (quando o regime estacionário de transferência de calor é estabelecido durante a refrigeração forçada da piscina) é menor que a temperatura de ebulição da água de aproximadamente 100 °C. Tal critério baseia-se na Especificação Técnica 3.5.7 [17], no Padrão Alemão DIN 25484 [18] e no Padrão de Segurança KTA 3303 [19] e sua análise foi realizada para operação autorizada da planta, ou seja, operação de plena potência, parada e condições adversas bem como, para condições de falha, ou seja, LOCA (Loss of Coolant Accident) e Eventos Externos (*Safe Shutdown Earthquake* (SSE) e explosão de TNT com onda explosiva de pressão desencadeada por uma falha postulada do tanque de alimentação resultante de um SSE (SSB)).

Logo, o estudo proposto exige a compreensão do funcionamento e interação dos sistemas envolvidos no processo de remoção de calor residual da usina Angra 3. Com funções fundamentalmente de segurança e, também, preenchendo funções operacionais, a cadeia de remoção de calor residual é apresentada na Figura 3 [20] na qual, exibem-se os trens 10 e 40 incorporando parte do Sistema de Refrigeração da Piscina Combustível – FAK – a qual está integrada com o Sistema de Remoção de Calor Residual (RHR) – JN. A Figura 4 [20] apresenta um terceiro loop – FAK-20 – que poderá ser utilizado quando o último suporte de combustível descarregado tiver atingido decaimento suficiente.



- | | |
|---|---|
| 1. Secured service cooling water pump | JN Residual Heat Removal System |
| 2. Emergency service cooling water pump | FAK Fuel Pool Cooling System |
| 3. Component cooling heat exchanger | KAA Safety Component Cooling System |
| 4. Residual heat exchanger | PE Secured Service Cooling Water System |
| 5. Component cooling pump | PJ Secured Closed Cooling Water System |
| 6. Emergency component cooling pump | |
| 7. Residual heat removal pump | |
| 8. Fuel pool cooling pump | |
| 9. Fuel pool | |
| 10. Borated water storage tank | |
| 11. Reactor building sump | |

Figura 3: Diagrama esquemático dos trens integrados de Refrigeração da PCU de Angra 3 com o Sistema de Remoção de Calor Residual [20].

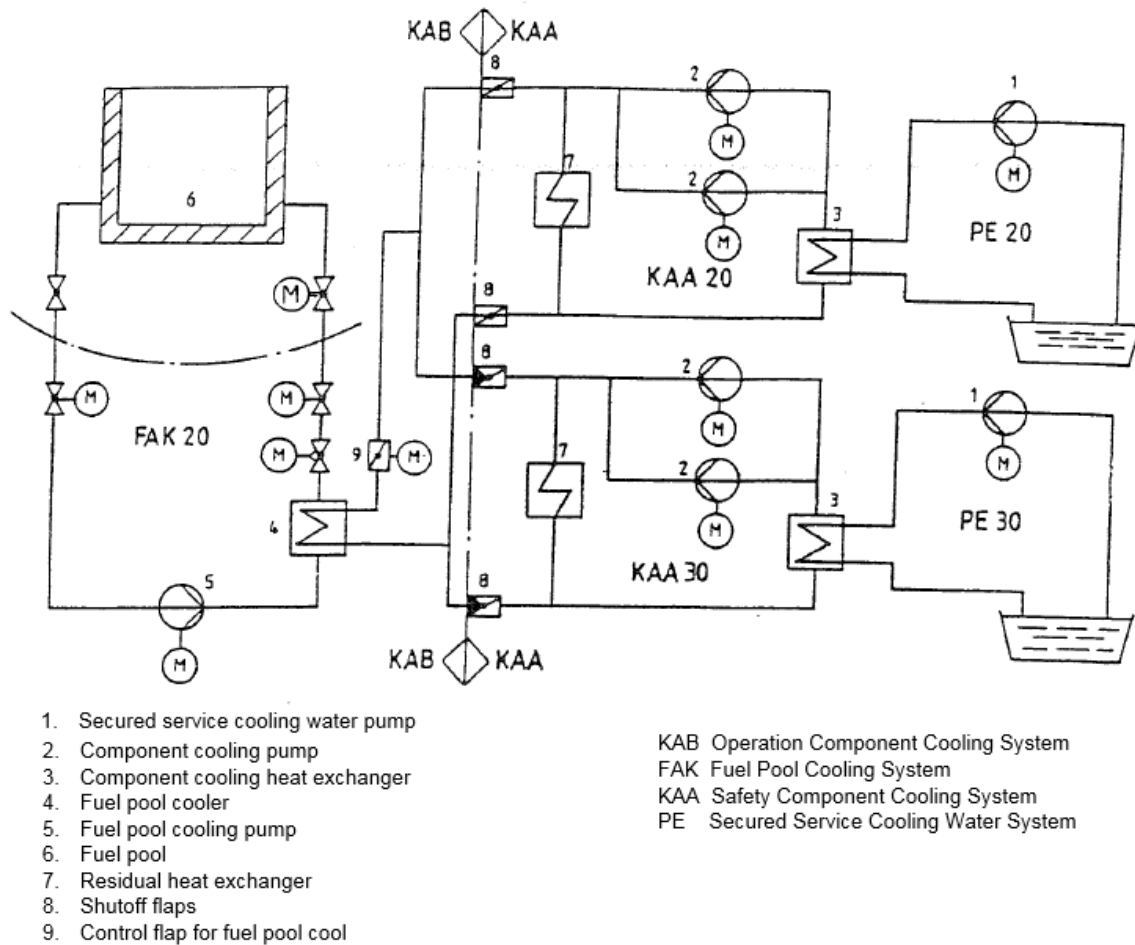


Figura 4: Diagrama esquemático do 3º circuito do Sistema de Refrigeração da PCU de Angra 3 – FAK [20].

A partir dos diagramas apresentados pode-se, então, visualizar o funcionamento da cadeia RHR para as condições de operação propostas (Figura 3 e 4). Deste modo, para a operação a plena potência, as bombas de refrigeração da piscina (8) sugam água da PCU que é, então, circulada pelas tubulações do trocador de calor residual (4) onde esta é refrigerada e, por fim, retorna à piscina (9). A água de refrigeração de componentes, fornecida para o casco do trocador de calor residual (4), circula no Sistema de Refrigeração de Componentes de Segurança – KAA – através do casco do trocador de calor de refrigeração de componentes (3) bombeada pela bomba de refrigeração de componentes (5). No trocador de calor de refrigeração de componentes (3), o calor é rejeitado para a água de serviço que é, então, fornecida para o trocador de calor (3) pela bomba (1). Por fim, na operação de parada, as bombas do JNA (7) são usadas no início do processo para sucção da água da piscina e, nas condições adversas da planta, pelo menos uma bomba do JNA (JNA 10/40) deve estar disponível. Adicionalmente, como dito anteriormente,

neste estudo, as condições de falha da planta referem-se à postulação de um acidente do tipo LOCA e eventos externos. Assim, em um evento de LOCA, a refrigeração forçada da piscina é interrompida pelo sistema de proteção do reator. A seguir, as linhas JN 10/40 e FAK 20 são desligadas e algumas válvulas são posicionadas para possibilitar a refrigeração do núcleo. Então, logo após o acontecimento de um LOCA, a capacidade total da cadeia de refrigeração é usada para resfriar o núcleo do reator. Sete horas após o desencadeamento do acidente, a piscina de elementos combustíveis usados é, então, colocada de novo em operação. Para isso, os sinais do sistema de proteção do reator são cancelados. De modo geral, a linha FAK-20 é usada preferencialmente e uma bomba de refrigeração (FAK 10/40) entrará em operação apenas quando houver mal funcionamento da FAK-20. Por outro lado, no caso de um evento externo, o sistema de refrigeração da PCU poderá ou não ser interrompido durante um período indeterminado de tempo. Tal período, caracterizado pelo aquecimento da água na piscina, dependerá de qual evento externo, em específico, está sendo considerado. Após este período, uma bomba JNA (JNA 10/40), protegida contra o acontecimento de eventos externos, poderá realizar a refrigeração da piscina. No entanto, quando o acontecimento de um evento externo provocar danos ao suprimento energético normal da usina e ao sistema 1 EPSS1 (D1) de suprimento energético de emergência da mesma, o funcionamento da cadeia de refrigeração de emergência RHR será solicitado [20].

Finalmente, a estrutura de desenvolvimento deste estudo do cálculo da temperatura máxima da água na PCU da usina Angra 3 é descrita, formulada, resolvida e discutida por meio desta dissertação, nos capítulos subsequentes. Assim, o Capítulo 2 promove a revisão bibliográfica dos modelos matemáticos utilizados, até a atualidade, pela Eletronuclear, para a determinação da temperatura máxima da água na PCU de Angra 2. O Capítulo 3 propõe um novo modelo para este cálculo que busca uma melhor correspondência com a realidade ao considerar em seu desenvolvimento o coeficiente de perda de carga total como um somatório da perda de carga localizada com a perda de carga por atrito e, ainda, reúne os dados levantados inerentes a resolução do problema descrito neste trabalho. Então, a nova modelagem matemática desenvolvida neste estudo é aplicada para a determinação da temperatura máxima da água na PCU da Usina Angra 3 e os resultados obtidos são discutidos, no Capítulo 4. Por fim, o Capítulo 5 expõe as conclusões e sugestões advindas do trabalho concebido.

2. Revisão de Modelos para a Determinação da Temperatura Máxima da Água na Piscina de Combustíveis Usados

Dois modelos matemáticos para a determinação da temperatura máxima da água na PCU de Angra 2 constam nos relatórios providos pela Eletronuclear. Atualmente, a empresa aplica o modelo 2 [21] para a análise do sistema de resfriamento da referida PCU, considerando o projeto dos suportes de armazenamento de alta densidade (High Density Storage Racks Design - HDSRD). Entretanto, no passado, o modelo 1 apresentado em [22] já se fez útil para tais cálculos. Desta forma, esse capítulo busca promover a comparação entre os modelos 1 e 2 que, posteriormente, servirão de referência na elaboração do novo modelo aqui proposto para o cálculo da temperatura máxima da água na piscina de combustíveis usados da usina Angra 3.

2.1. Modelo Matemático 1

O modelo matemático 1 apresentado em [22] é obtido para a análise da camada limite de uma placa plana vertical submetida a um escoamento de água no regime de convecção natural. Assim, de acordo com [23], a variação de momento através de um volume de controle $dx dy$ na direção do eixo vertical (y) pode ser representada através da Equação 1 e ilustrado pela Figura 5.

$$\rho(v \frac{\partial v}{\partial y} + u \frac{\partial v}{\partial x}) = -\frac{\partial p}{\partial y} - \rho g + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \quad (1)$$

onde:

x = Coordenada espacial na direção horizontal (m),

y = Coordenada espacial na direção vertical (m),

ρ = Massa específica da água (kg/m^3),

u = Velocidade da água na direção x (horizontal) (m/s),

v = Velocidade da água na direção y (vertical) (m/s),

p = Pressão da água (N/m^2),

g = Aceleração da gravidade (m/s^2)

μ = Viscosidade dinâmica ($N \cdot s/m^2$)

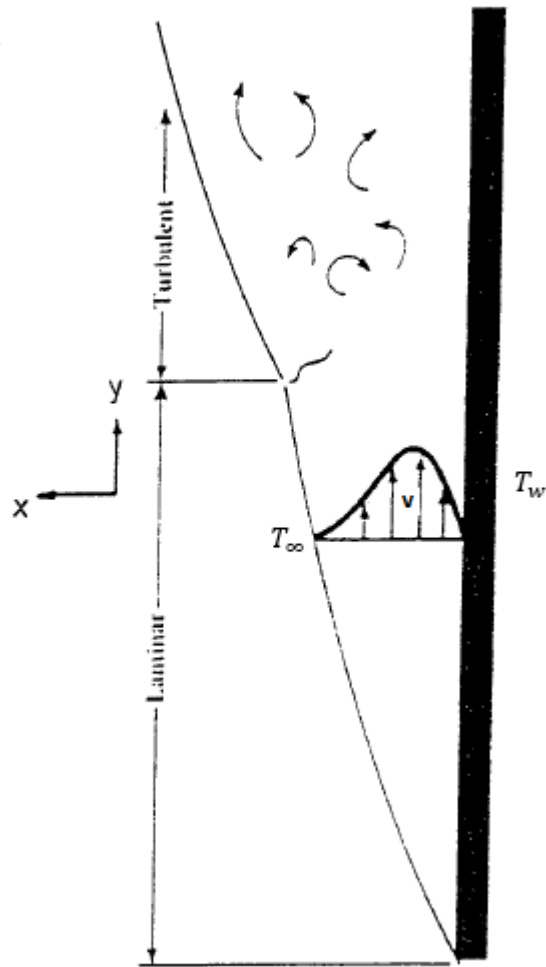


Figura 5: Representação esquemática do escoamento de fluido próximo a uma placa plana vertical devido a convecção natural [23].

O membro direito da Equação 1 representa a componente vertical (direção y) da força resultante atuante no fluido de baixo para cima (F), por unidade de volume. Então, a força vertical em um volume de controle (V) pode ser representada pela Equação 2:

$$F = \left(-\frac{\partial p}{\partial y} - \rho g + \mu \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} \right) \cdot V \quad (2)$$

Desprezando-se a influência do termo de atrito na equação anterior, esta se reduz a Equação 3.

$$F = \left(-\frac{dp}{dy} - \rho g \right) \cdot V \quad (3)$$

Observa-se, com o auxílio da Figura 5 anterior, que a velocidade do fluido, u , na região externa à camada limite é igual a zero. Assim, $F = 0$ nesta região e, conseqüentemente, tem-se:

$$\frac{dp}{dy} = -\rho_{\infty}g \quad (4)$$

Substituindo a Equação (4) na Equação (3) pode-se obter a Equação 5.

$$F = g(\rho_{\infty} - \rho)V \quad (5)$$

O coeficiente de expansão volumétrico, β é representado pela Equação 6 .

$$\beta = \frac{1}{V} \left(\frac{\partial V}{\partial T} \right)_P \quad (6)$$

onde, P, V e T representam, respectivamente, a pressão, o volume e a temperatura no volume de controle.

A expansão volumétrica do fluido na camada limite é determinada tomando-se como referência a região externa à mesma donde se obtém a Equação 7.

$$\beta = \left(\frac{1}{V_{\infty}} \right) \left(\frac{V - V_{\infty}}{T - T_{\infty}} \right) \quad (7)$$

onde, V_{∞} e T_{∞} representam, respectivamente, o volume e a temperatura na região externa da camada limite.

Utilizando-se um balanço de massa entre as regiões interna e externa à camada limite, a variação da densidade pode ser expressa em termos do coeficiente de expansão volumétrico, β , como mostra a Equação 8:

$$\beta = \frac{(\rho_{\infty} - \rho)}{\rho(T - T_{\infty})} \quad (8)$$

Substituindo a relação encontrada na Equação (8) na Equação (5), obtém-se a Equação 9, que representa a força ascendente atuante no fluido que escoar próximo a uma placa plana vertical aquecida.

$$F = g\beta\rho(T - T_{\infty}).V \quad (9)$$

Em seguida, faz-se necessário definir uma equação para a energia no canal de escoamento na direção y do volume de controle, dE . Assim, define-se a Equação 10:

$$dE = F.dy \quad (10)$$

onde, dy representa o deslocamento infinitesimal na direção y .

Substituindo a Equação (9) na Equação (10), obtém-se:

$$dE = g\beta\rho(T - T_{\infty}).V.dy \quad (11)$$

Sabe-se, também, que a energia total no volume de controle, E , é representada pela expressão $E = E_P + E_C$, onde E_P e E_C representam, respectivamente, as energias potencial e cinética. Desprezando-se a variação da energia cinética, dE_C , no interior do volume de controle, tem-se a Equação 12.

$$dH = \frac{dE}{W^*} \quad (12)$$

onde, dH é a perda de pressão ao longo do canal de escoamento, na direção y , e W^* representa o peso do líquido, definido pela Equação 13.

$$W^* = \rho gV \quad (13)$$

Finalmente, substituindo as Equações (11) e (13) na Equação (12), observa-se:

$$dH = \beta.(T - T_{\infty}).dy \quad (14)$$

Aqui, torna-se importante enfatizar que a temperatura da água ao longo do canal de escoamento, T , é uma função do deslocamento, y , na direção vertical. Logo, como os parâmetros massa específica da água, ρ , e coeficiente de expansão volumétrico, β , dependem da temperatura, T , estes, conseqüentemente, também serão uma função do deslocamento, y .

Adiante, entende-se que a temperatura externa à camada limite, T_∞ , pode ser assumida como a temperatura de entrada no canal de escoamento, T_i . Logo, a relação $T_\infty = T_i$ é válida. Se, a temperatura máxima da água ocorre na saída do canal e pode ser representada por T_e , obtém-se a Equação 15:

$$T - T_\infty \leq T_e - T_i \quad \forall y \in [0, h] \quad (15)$$

onde, h é o comprimento do canal de escoamento, ou seja, o comprimento aquecido do elemento combustível.

Deste modo, considerando-se válida a relação $T = T_e$ e substituindo na Equação (14), tem-se:

$$dH = \beta(T_e - T_i).dy \quad (16)$$

Desconsiderando a influência da temperatura nos parâmetros, ρ e β , devido à pequena variação da mesma ao longo do canal de escoamento, obtém-se a Equação 17 para a perda de pressão na direção y do elemento combustível.

$$\Delta H = \beta(T_e - T_i).h \quad (17)$$

Da mesma forma, de acordo com a referência [23], a perda de pressão, ΔH , pode ser definida através da Equação 18.

$$\Delta H = K \cdot \frac{v^2}{2.g} \quad (18)$$

onde:

v = Velocidade de escoamento (m/s);

g = Aceleração da gravidade (m/s^2);

K = Coeficiente de perda de carga total.

De acordo com [22], para o caso específico dos suportes compactos da PCU de Angra 3, o valor de K é determinado pela Equação (19).

$$K = k_0 + k_f \quad (19)$$

onde:

k_0 = Coeficiente de perda de carga localizada para ECs: perda no bocal inferior + perda nas grades de espaçamento + perda no bocal superior;

k_f = Coeficiente de perda de carga por atrito.

Enquanto o valor de k_0 é determinado experimentalmente, o valor de k_f pode ser obtido através da seguinte equação:

$$k_f = f \cdot \left(\frac{l}{D}\right) \quad (20)$$

onde:

$f = \frac{64}{Re}$ = Fator de atrito (escoamento laminar);

$Re = \frac{vD}{\nu}$ = Número de Reynolds;

v = Velocidade do escoamento (m/s);

ν = Viscosidade cinemática (m^2/s);

D = Diâmetro hidráulico (m);

l = Comprimento do elemento combustível (m).

Substituindo-se a Equação (18) na Equação (17) é possível obter uma equação para a velocidade de escoamento na direção y , Equação 21.

$$v = \left(\frac{2 \cdot \beta \cdot g \cdot (T_e - T_i) \cdot h}{K} \right)^{1/2} \quad (21)$$

Como a vazão de massa na direção y pode ser representada pela relação $\dot{m} = \rho v A$, onde A é a área da seção transversal ao longo do escoamento, a Equação 22 é obtida:

$$\dot{m} = \left(\frac{2 \rho^2 A^2 \beta g (T_e - T_i) h}{K} \right)^{1/2} \quad (22)$$

A quantidade de calor, \dot{Q} , que pode ser removida do canal de escoamento é representada pela Equação 23.

$$\dot{Q} = \dot{m} C_p (T_e - T_i) \quad (23)$$

onde:

C_p = Calor específico a uma pressão constante ($J/kg \cdot K$);

T_e = Temperatura de saída do canal de escoamento ($^{\circ}C$);

T_i = Temperatura de entrada do canal de escoamento ($^{\circ}C$).

Substituindo a Equação (23) na Equação (22) obtém-se a Equação 24.

$$T_e - T_i = \left(\frac{K}{2 \rho^2 A^2 C_p^2 \beta g h} \right)^{1/3} \left(\dot{Q} \right)^{2/3} \quad (24)$$

Então, a Equação 25 é obtida, através da substituição da Equação (24) na Equação (22), para a vazão de massa, \dot{m} , independente da temperatura.

$$\dot{m} = \left(\frac{2 \rho^2 A^2 \beta g h \dot{Q}}{K C_p} \right)^{1/3} \quad (25)$$

Novamente, usando a relação $\dot{m} = \rho v A$, pode-se substituí-la na Equação (25) donde obtém-se a Equação 26 para a velocidade de escoamento.

$$v = \left(\frac{2\beta gh \dot{Q}}{\rho AK C_p} \right)^{1/3} \quad (26)$$

Então, a Equação 27 para coeficiente de perda de carga total, K , pode ser obtida pela substituição da Equação (20) na Equação (19):

$$K = \frac{(k_0 D^2)v + 64lv}{vD^2} \quad (27)$$

E, finalmente, substituindo a Equação (27) na Equação (26) é possível obter a seguinte equação do 3º grau para determinar a velocidade de escoamento do fluido, v .

$$a_3 \cdot v^3 + a_2 \cdot v^2 + a_1 \cdot v + a_0 = 0 \quad (28)$$

onde:

$$a_3 = 1.0$$

$$a_2 = \frac{64vl}{k_0 D^2}$$

$$a_1 = 0.0$$

$$a_0 = - \left(\frac{2\beta g \dot{Q} h}{k_0 \rho A C_p} \right)$$

Em síntese, com o valor obtido para a velocidade de escoamento, v , utilizando-se a Equação (28), é possível obter o valor do coeficiente de perda de carga total, K . Em seguida, pode-se, também, determinar o gradiente de temperatura, $\Delta T = T_e - T_i$, pela Equação (24). Observa-se, então, que este modelo se configura como um modelo simplificado uma vez que permite, apenas, a determinação do gradiente de temperatura entre dois pontos ao longo do canal de escoamento (ΔT). Assim, não se mostra suficiente para o cálculo da temperatura máxima da água na PCU que depende, também, da temperatura de entrada da água no canal de escoamento (T_M), como será demonstrado na próxima seção.

2.2. Modelo Matemático 2

Assim como no item anterior (seção 2.1) o modelo matemático 2 [21] também é obtido baseado na convecção natural próxima a uma placa plana vertical aquecida. Entretanto, se para o modelo anterior a queda de pressão ao longo do escoamento, ΔH , foi representada pela Equação (18), no presente modelo torna-se conveniente a utilização da Equação 29 [23].

$$\Delta p = k_f \left(\frac{\rho \cdot v^2}{2} \right) \quad (29)$$

Observa-se, neste momento, que este segundo modelo matemático desconsidera, a princípio, a contribuição do coeficiente de perda de carga localizada do EC para o cálculo da perda de pressão ao longo do canal de escoamento.

Continuando a exposição da modelagem atual, substitui-se a Equação (20) na Equação (29) a fim de se obter a Equação 30:

$$\Delta p = \left(\frac{32vl\rho}{D^2} \right) v \quad (30)$$

Utilizando-se a relação para a vazão volumétrica $W = vA$ (onde A é a área da seção transversal ao longo do escoamento) na Equação (30), obtém-se:

$$\Delta p = \left(\frac{32vl\rho}{A \cdot D^2} \right) W \quad (31)$$

Definindo-se, então, o termo entre parênteses como um parâmetro K^* obtém-se a Equação 32.

$$\Delta p = K^* W \quad (32)$$

De acordo com o mencionado anteriormente, a força resultante atuante no fluido na direção vertical pode ser representada por F . Logo, a potência, \dot{E} , na mesma direção é obtida através da Equação 33.

$$\dot{E} = F.v \quad (33)$$

Então, substituindo, novamente, a expressão, $W = vA$, na Equação (33) tem-se que:

$$F = \left(\frac{A}{W} \right) \dot{E} \quad (34)$$

Por outro lado, a relação para perda de pressão, $\Delta p = \frac{F}{A}$, também é válida e, portanto, obtém-se a Equação 35.

$$\Delta p = \frac{\dot{E}}{W} \quad (35)$$

Finalmente, substituindo a Equação (32) na Equação (35), obtém-se a Equação 36 para o cálculo da vazão volumétrica.

$$W = \left(\frac{\dot{E}}{K^*} \right)^{1/2} \quad (36)$$

A derivada da potência, $d\dot{E}$, é definida pela Equação 37.

$$d\dot{E} = \frac{d(dE)}{dt} \quad (37)$$

Pode-se substituir a Equação (11) na Equação (37), donde obtém-se a Equação 38.

$$d\dot{E} = g\beta\rho(T - T_\infty)A \left(\frac{dy}{dt} \right) dy \quad (38)$$

Agora, considerando a expressão $v = \frac{dy}{dt}$ é possível mostrar que:

$$d\dot{E} = g\beta(T - T_\infty)(\rho Av)dy \quad (39)$$

Em seguida, substituindo-se a Equação (23) e a expressão $\dot{m} = \rho vA$ na Equação (39), pode-se obter a Equação 40.

$$d\dot{E} = \left(\frac{g\beta\dot{Q}}{C_p} \right) \left(\frac{T - T_\infty}{T_e - T_i} \right) dy \quad (40)$$

A temperatura média da água ao longo do elemento combustível, T , pode ser representada por:

$$T = \frac{T_e + T_i}{2} \quad (41)$$

E assim, substituindo-se a Equação (41) na Equação (40), e considerando $T_\infty = T_i$, obtém-se:

$$d\dot{E} = \left(\frac{g\beta\dot{Q}}{2C_p} \right) dy \quad (42)$$

Integrando-se a Equação (42) ao longo do canal de escoamento, ou seja, no intervalo de $0 \leq y \leq h$ e desprezando a dependência dos parâmetros β e C_p com o deslocamento, y , devido à pequena variação da temperatura ao longo do canal de escoamento, obtém-se:

$$\dot{E} = \left(\frac{g\beta\dot{Q}h}{2C_p} \right) \quad (43)$$

Por fim, substituindo-se a Equação (43) na Equação (36) é possível obter a Equação 44:

$$W = \left(\frac{g\beta \dot{Q} h}{2K^* C_p} \right)^{1/2} \quad (44)$$

Neste ponto, é importante enfatizar que ambas as Equações (43) e (44) foram obtidas considerando a análise termo-hidráulica de um canal de escoamento isolado, isto é, de apenas um único elemento combustível. Da mesma forma, torna-se possível, também, empregar tais equações para cálculos de lotes com diversos elementos combustíveis. Para isso, interpreta-se o parâmetro \dot{Q} como o valor médio do calor de decaimento para cada EC no lote-j. Assim, a Equação 45 é definida.

$$\dot{Q} = \frac{\dot{Q}_j}{Z_j} \quad (45)$$

onde, \dot{Q}_j e Z_j representam, respectivamente, o calor de decaimento total e o número de elementos combustíveis no lote-j.

Assim, a potência no canal de escoamento do lote-j, \dot{E}_j , é definida ao substituir a Equação (45) na Equação (43), donde obtém-se a Equação 46.

$$\dot{E}_j = \left(\frac{g\beta \dot{Q}_j h}{2Z_j C_p} \right) \quad (46)$$

Do mesmo modo, a vazão volumétrica no lote-j, W_j , é definida por:

$$W_j = Z_j \cdot W \quad (47)$$

então, com as Equações (43), (44), (45) e (47) é possível obter a Equação 48:

$$W_j = Z_j \left(\frac{\dot{E}_j}{K_j^*} \right)^{1/2} \quad (48)$$

para, $\dot{K}_j = K^*$

Portanto, a vazão volumétrica total devido aos lotes ($j = 1, 2, \dots, n$) pode ser determinada pela Equação 49.

$$W_n = \sum_{j=1}^n W_j \quad (49)$$

Então, como se observa a partir da Figura 6, a vazão de circulação, V_Z , entre as paredes da PCU e os ECs propriamente ditos, pode ser representada pela Equação 50.

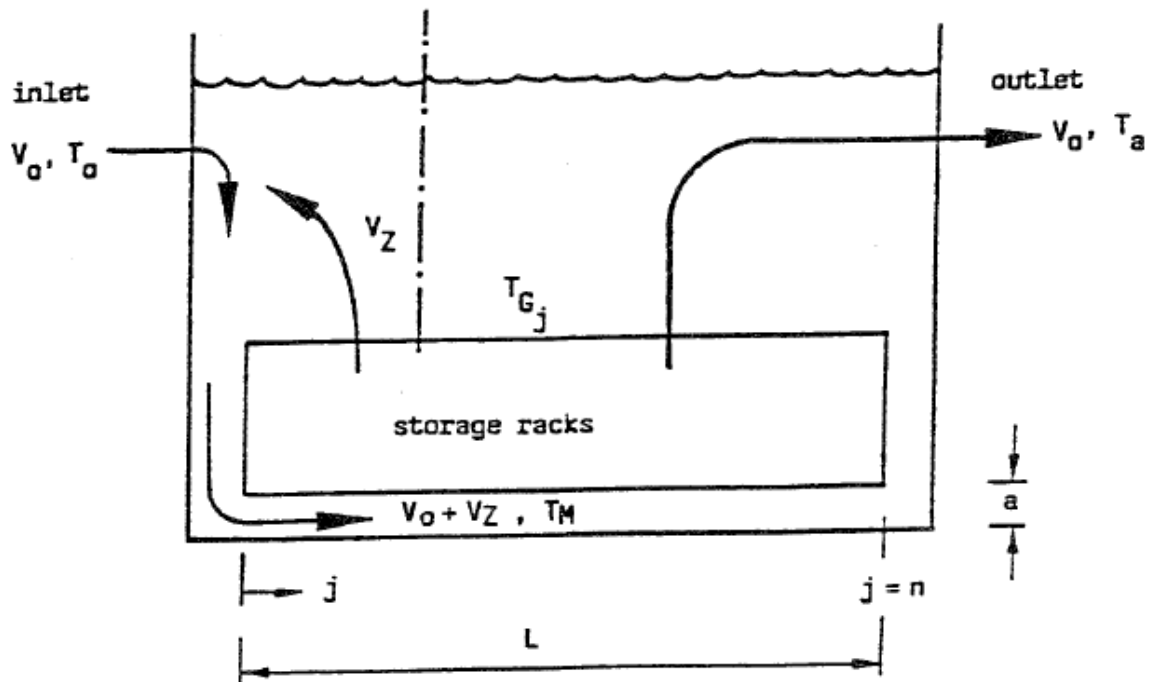


Figura 6: Representação esquemática da vazão de circulação de refrigerante no interior da PCU de Angra 3 [20].

$$V_z = W_n - V_0 \quad (50)$$

onde, V_0 é a vazão de fluido de entrada da PCU. Logo, entendendo-se que o fluido de entrada é misturado ao fluido de circulação abaixo do suporte de armazenamento, uma temperatura de mistura, T_M , pode ser definida. Como a temperatura do fluido de entrada é menor do que do fluido de circulação, haverá a transferência de uma quantidade de calor entre eles. Assim, a taxa de perda de calor do fluido de circulação, \dot{Q}_C , será igual à taxa de calor recebida pelo fluido de entrada, \dot{Q}_E , podendo ser representada pela Equação 51:

$$\dot{Q}_C = \dot{Q}_E \quad (51)$$

As expressões matemáticas para determinação de \dot{Q}_C e \dot{Q}_E são apresentadas a seguir [21]:

$$\dot{Q}_C = \rho c_p \sum_{j=1}^k W_j \Delta T_j \quad (52)$$

$$\dot{Q}_E = \rho V_0 c_p (T_M - T_0) \quad (53)$$

Substituindo na Equação (51) as Equações (52) e (53), obtém-se a Equação 54 para a determinação da temperatura de mistura na piscina de combustíveis usados:

$$T_M = T_0 + \left(\frac{1}{V_0}\right) \sum_{j=1}^k W_j \Delta T_j \quad (54)$$

onde, $\Delta T_j = \frac{Q_j}{\rho c_p W_j}$ e $\sum_{j=1}^k W_j = V_z$.

Os símbolos V_0 e T_0 representam, respectivamente, a vazão volumétrica e a temperatura do fluido de entrada da PCU.

Finalmente, a temperatura média do refrigerante na saída do elemento combustível (temperatura máxima da água para cada lote), T_{Gj} , é determinada a partir da Equação 55.

$$T_{Gj} = T_M + \Delta T_j \quad (55)$$

Como dito anteriormente, o modelo matemático 2 [21] considera, apenas, a perda de carga por atrito devido à vazão de refrigerante ao longo da vareta de EC. Assim, na Equação (29) é desconsiderado o coeficiente de perda de carga localizada para o cálculo da queda de pressão no canal de escoamento. Sabendo que, na realidade, a queda de pressão é intensificada pela perda de carga localizada devido a geometria de entrada do canal de escoamento, define-se uma perda de carga de Carnot, ΔP_c , representada pela Equação 56 [21].

$$\Delta P_c = \xi(m) \cdot \left(\frac{\rho U^2}{2} \right) \quad (56)$$

onde, ρ é a massa específica do refrigerante e U é a velocidade média da água através do suporte de armazenamento. O parâmetro, $\xi(m)$, pode ser representado por:

$$\xi(m) = \left(\frac{1 - \mu \cdot m}{\mu \cdot m} \right)^2 \quad (57)$$

onde, $\mu = 0,6$. E, o parâmetro m é definido por:

$$m = \frac{A_H}{A} \quad (58)$$

sendo, A_H e A a representação da área perfurada (placa inferior de entrada do suporte) e da área da seção transversal de escoamento, respectivamente.

Assim, é possível notar que a perda de carga total através do suporte de armazenamento pode ser obtida somando a perda de carga por atrito e a perda de carga de Carnot. Deste modo, um método utilizado na engenharia constitui-se na determinação de um comprimento corrigido da vareta combustível que produza, por atrito, o valor equivalente da perda de carga total.

Nesta metodologia, o comprimento hidráulico original da vareta combustível é multiplicado de um fator, x , para a obtenção de um comprimento hidráulico de atrito, l^* , definido por:

$$l^* = x.l \quad (59)$$

Finalmente, de acordo com [21], o valor do fator, x , pode ser determinado pela Equação 60.

$$x = \left(1 + \xi(m) \times \left(\frac{R_{ej}}{64} \right) \left(\frac{D}{l} \right) \right)^{2/3} \quad (60)$$

onde, R_{ej} e D representam, respectivamente, o número de Reynolds e o diâmetro hidráulico. Neste caso, o número de Reynolds pode ser determinado pela expressão

$$\text{matemática, } R_{ej} = \frac{W_j D}{Z_j A \nu} .$$

2.3. Análise e Comparação dos Modelos Matemáticos

Nas sessões anteriores, 2.1 e 2.2, foram descritos os modelos matemáticos presentes em [21, 22] usados para a determinação da temperatura máxima da água nas PCUs das usinas nucleares de Angra – unidades 2 e 3 - da Eletronuclear. Neste momento, torna-se, então, interessante realizar a análise dos modelos a fim de proporcionar uma comparação entre os mesmos [24] e, finalmente, motivar a proposta de um novo modelo.

Desta forma, o primeiro comentário que se observa em ambos os modelos obtidos é a falta de informação em relação ao formato das curvas de temperatura da água ao longo

do canal de escoamento. Assim, este fato limita a determinação da integral nas Equações (14) e (40) que depende do perfil de temperatura. Logo, com o intuito de solucionar tal limitação, no modelo 1 (seção 2.1) considera-se que a temperatura ao longo do canal de escoamento é igual àquela na saída deste mesmo canal, ou seja, $T = T_e \quad \forall y > 0$. Do mesmo modo, no modelo 2 (seção 2.2) considera-se que o valor da temperatura, T , é o valor da temperatura média da água entre os pontos de entrada e saída do canal, ou seja,

$$T = \frac{T_i + T_e}{2} \quad \forall y > 0.$$

Portanto, é possível concluir que o valor do gradiente de temperatura, ΔT , calculado com os modelos matemáticos diminui com o aumento da área abaixo da curva de temperatura da água. Então, uma vez que a área no modelo 2 é menor do que àquela correspondente no modelo 1, entende-se que, considerando apenas este aspecto particular, o modelo 2 é mais conservador que o modelo 1.

Além disso, um fator em evidência para a comparação dos dois modelos trabalhados se refere à perda de energia considerada no canal de escoamento. Como mencionado anteriormente, no modelo 1 a perda de carga é considerada na Equação (18) que determina a queda de pressão ao longo do escoamento. Assim, tal equação considera que a perda de carga total ao longo do EC é obtida a partir da soma de dois termos: a perda de carga localizada devido ao escoamento de água através dos componentes do EC, k_0 , e a perda de carga por atrito ao longo da vareta combustível, k_f . Tal abordagem se mostra correta uma vez que os parâmetros k_0 e k_f são combinados à velocidade de escoamento, v , na Equação (18). Portanto, a partir desta consideração, a velocidade do escoamento pode ser determinada resolvendo-se a equação polinomial de 3ª ordem, Equação (28).

Por outro lado, no modelo 2, a perda de carga através do canal de escoamento é considerada na queda de pressão, Δp . E, neste equacionamento, por questões de simplificação, a perda de carga localizada (perda de carga de Carnot) não é considerada, juntamente à velocidade de escoamento, v , na Equação (29). Deste modo, com o valor obtido para a velocidade de escoamento se faz possível determinar o número de Reynolds, Re_j . Então, utilizando as Equações (59) e (60), obtém-se o comprimento hidráulico de fricção, l^* , que incorpora ambas as perdas de carga localizada e por atrito. Em seguida,

com os valores do comprimento hidráulico de atrito, calcula-se o valor da vazão volumétrica, W , e o valor final do gradiente de temperatura entre os pontos de entrada e saída do canal de escoamento, ΔT .

Pode-se, então, concluir que, ao observamos que o modelo 2 considera uma perda de carga aproximada, é possível esperar que os valores obtidos a partir desta metodologia sejam mais conservadores do que os obtidos pelo método 1.

Por fim, de acordo com a discussão anterior, sabe-se que o modelo matemático 2 é mais conservador que o modelo 1. Logo, o valor do gradiente de temperatura do canal de escoamento, ΔT , determinado pelo modelo 2 apresentará um valor maior do que aquele obtido através da metodologia 1.

3. Modelo Proposto

No Capítulo 2 foram apresentados dois modelos matemáticos já usados pela Eletronuclear para o cálculo da temperatura máxima da água na PCU de Angra 2. Particularmente, a fim de comparar tais modelos, na seção 2.3 foi proposta uma análise cujo entendimento permite a observação das particularidades e limitações de cada abordagem. Desta forma, em síntese, concluiu-se que enquanto o modelo 1 considera a totalidade do coeficiente de perda de carga, somando ambos os coeficientes de perda de carga localizada, k_0 , e perda de carga por atrito, k_f , por outro lado ele se mostra incompleto ao não determinar a temperatura de entrada da água no canal de escoamento, T_M . O modelo 2, por sua vez, embora seja capaz de determinar este último parâmetro fundamental para o cálculo da temperatura máxima da água na PCU, mostra-se impreciso uma vez que simplifica a determinação do coeficiente de perda de carga ao desconsiderar o termo k_0 referente à perda de carga localizada.

À luz das observações acima mencionadas e buscando uma modelagem que melhor se aproxime da realidade, o desenvolvimento de um terceiro modelo matemático (novo modelo) é proposto neste capítulo (Figura 7). Assim, o modelo apresentado, a seguir, considera ambos os termos k_0 e k_f , referentes, respectivamente, à perda de carga localizada e perda de carga por atrito, no cálculo do coeficiente de perda de carga total, bem como é capaz de determinar a temperatura de entrada da água no canal de escoamento, T_M . Finalmente, definem-se a geometria do EC e os dados específicos da usina Angra 3 com o intuito de motivar a aplicação deste novo modelo no cálculo da temperatura máxima da água na PCU desta planta, durante o seu processo de licenciamento.

	T_M	k_0	k_f
Modelo 1			
Modelo 2			
Novo Modelo			

Figura 7: Tabela Comparativa dos Modelos 1, 2 e Novo.

3.1. Novo Modelo Matemático

Assim como mostrado no Capítulo 2, o modelo matemático aqui proposto também é obtido baseado na convecção natural próxima a uma placa plana vertical aquecida. Entretanto, se na Equação (29) for considerado o coeficiente de perda de carga total, definido pela Equação (19), ao invés de se limitar a determinação da queda de pressão ao parâmetro de perda de carga por atrito, teremos a Equação 61.

$$\Delta p = K \left(\frac{\rho \cdot v^2}{2} \right) \quad (61)$$

sendo (vide Equação (27)):

$$K = \frac{(k_0 D^2)v + 64lv}{vD^2} \quad (62)$$

Agora, substituindo-se a expressão, $\Delta p = \frac{F}{A}$, que também é válida para variação da pressão, na Equação (61), tem-se a seguinte igualdade:

$$\frac{F}{A} = K \left(\frac{\rho \cdot v^2}{2} \right) \quad (63)$$

Uma vez que F pode ser definida como a força resultante atuante no fluido na direção vertical, então substituindo-se a Equação (33) na Equação (63), obtém-se a Equação 64:

$$K \left(\frac{\rho \cdot v^2}{2} \right) = \frac{\dot{E}}{vA} \quad (64)$$

Neste ponto, torna-se interessante enfatizar que este modelo considera que a temperatura da água ao longo do EC pode ser representada pelo seu valor médio, T , como definido, anteriormente, pela Equação (41).

Então, pode-se substituir o parâmetro de aquecimento definido pelo Equação (43) na Equação (64) a fim de alcançar uma expressão para a determinação da velocidade, v . Logo, a Equação 65 é definida como:

$$v = \left(\frac{\beta g h \dot{Q}}{\rho A K C_p} \right)^{1/3} \quad (65)$$

Finalmente, substituindo-se a Equação (62), que determina o coeficiente de perda de carga total ao realizar o somatório dos parâmetros k_0 e k_f , na Equação (65), obtêm-se a mesma Equação (28), apresentada no capítulo anterior, para a velocidade de escoamento, v . Porém, o coeficiente a_0 desta equação de 3º grau é definido de forma diferente, como mostra-se a seguir:

$$a_3 \cdot v^3 + a_2 \cdot v^2 + a_1 \cdot v + a_0 = 0 \quad (66)$$

onde:

$$a_3 = 1,0$$

$$a_2 = \frac{64vl}{k_0 D^2}$$

$$a_1 = 0,0$$

$$a_0 = - \left(\frac{\beta g \dot{Q} h}{k_0 \rho A C_p} \right)$$

Portanto, uma vez em posse da velocidade de escoamento, v , pode-se determinar a vazão volumétrica de água ao longo do EC pela Equação 67.

$$W = vA \quad (67)$$

Observa-se na apresentação do modelo 2 que as Equações (66) e (67) foram obtidas considerando a análise termo-hidráulica de um canal de escoamento isolado, isto é, de apenas um único EC. De maneira semelhante, torna-se possível utilizar tais equações para lotes com diversos ECs. Para isso, faz-se necessária a interpretação do parâmetro, \dot{Q} , como o valor médio do calor de decaimento no lote- j , de acordo com a Equação (45), além da definição da vazão volumétrica no lote- j , W_j , de acordo com a Equação (47).

Por outro lado, como mencionado anteriormente, o coeficiente de perda de carga localizada, k_0 , é determinado experimentalmente. Adicionalmente, este parâmetro é uma função da geometria da singularidade e do número de Reynolds característico do escoamento, Re [25]. Sabe-se que, em muitas situações reais, o número de Reynolds é grande o suficiente para que o escoamento através do componente seja dominado pelos efeitos da inércia e a dependência do coeficiente de perda de carga localizada, k_0 , em relação ao mesmo seja muito pequena. Entretanto, como o escoamento na PCU é considerado laminar, os valores de Reynolds são consideravelmente baixos ($Re < 10^4$) e, portanto, seu efeito sobre o coeficiente k_0 deve ser considerado [26].

Desta forma, a equação para velocidade de escoamento para cada lote- j ($j = 1, 2, \dots, n$) é determinada pela Equação 66 com o coeficiente a_0 definido pela Equação 68.

$$a_0 = - \left(\frac{\beta g \dot{Q}_j h}{k_{0j} \rho A Z_j C_P} \right) \quad (68)$$

E, da mesma forma, a vazão volumétrica no lote-j será determinada pela Equação 69.

$$W_j = Z_j v_j A \quad (69)$$

Portanto, a vazão volumétrica total devido aos lotes ($j = 1, 2, \dots, n$) pode ser determinada pela Equação 70.

$$W_n = \sum_{j=1}^n W_j \quad (70)$$

Novamente, como se observou a partir da Figura 6, a vazão de circulação, V_z , entre as paredes da PCU e os ECs propriamente ditos pode ser representada pela Equação 71.

$$V_z = W_n - V_0 \quad (71)$$

onde, V_0 é a vazão de refrigeração de entrada da piscina.

Por fim, a determinação da temperatura de mistura, T_M , abaixo do suporte de armazenamento seguirá o mesmo raciocínio apresentado na obtenção do modelo 2. Então, novamente, sendo a temperatura do refrigerante na entrada da PCU menor do que àquela do fluido de circulação haverá a transferência de uma quantidade de calor. Assim, a taxa de perda de calor do fluido de circulação, \dot{Q}_C , será igual à taxa de calor recebida pelo fluido de entrada, \dot{Q}_E , permitindo a obtenção da Equação 51.

Desta forma, implementando as devidas substituições das Equações (52) e (53) na Equação (51), obtém-se, semelhantemente à Equação (54), a Equação 72 para a temperatura de mistura, T_M .

$$T_M = T_0 + \left(\frac{1}{V_0}\right) \sum_{j=1}^k W_j \Delta T_j \quad (72)$$

onde, $\Delta T_j = \frac{Q_j}{\rho C_p W_j}$ e $\sum_{j=1}^k W_j = V_Z$.

Os símbolos V_0 e T_0 representam, respectivamente, a vazão volumétrica e a temperatura do refrigerante na entrada da piscina.

Finalmente, a temperatura média do refrigerante na saída do EC (temperatura máxima da água para cada lote), T_{Gj} , é determinada a partir da Equação 73.

$$T_{Gj} = T_M + \Delta T_j \quad (73)$$

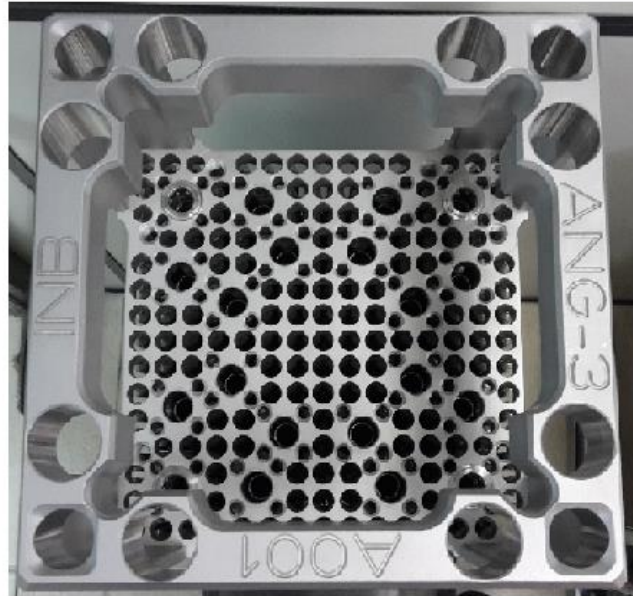
3.2.Dados do Problema

Como já discutido anteriormente, este trabalho busca a determinação da temperatura máxima da água na PCU de Angra 3. Para isto, um novo modelo matemático foi proposto baseado naqueles anteriormente usados pela Eletronuclear (modelos 1 e 2). Uma vez apresentado este novo modelo, faz-se, então, necessária a especificação das condições do problema ao qual objetiva-se aplicar tal modelagem. Portanto, essa sessão busca promover o levantamento de dados inerentes ao cálculo desejado.

É evidente que o universo maior de trabalho deste projeto corresponde à PCU de Angra 3 e, particularmente, ao suporte de armazenamento de alta densidade responsável por acomodar os ECs usados durante a operação da usina Angra 3. Como mencionado no primeiro capítulo deste trabalho, tal compartimento possui duas regiões – 1 e 2 – com capacidade total de armazenamento de 1084 elementos destinados, respectivamente, ao armazenamento de combustíveis novos e usados e; somente aqueles usados. A geometria dos elementos combustíveis é ilustrada através da Figura 8, bem como a configuração do tipo 16x16 a ser utilizada na usina Angra 3 que possui um total de 256 posições sendo 236 varetas de elemento combustíveis (VCs) e 20 tubos guia.



(a)



(b)

Figura 8: (a) Réplica reduzida do elemento combustível 16x16 da INB. (b) Vista superior da réplica reduzida do elemento combustível 16x16 da INB.

Na Tabela 1 são apresentadas as dimensões reais da vareta combustível (VC) e do elemento combustível (EC) da usina Angra 3.

Tabela 1: Dimensões do Elemento Combustível (EC) e das Varetas Combustíveis (VCs).

Item	Referência	Dado
Tipo EC	[16]	16x16-20
Nº de Varetas por EC	[22]	236
Comprimento Aquecido da VC (<i>m</i>)	[16]	3,900
Comprimento Hidráulico da VC (<i>m</i>)	[16]	4,407
Diâmetro da VC (<i>mm</i>)	[16]	10,75
Comprimento total da VC (<i>m</i>)	[27]	4,50
Área de vazão do EC (<i>m</i> ²)	[22]	2,84E-02
Diâmetro Hidráulico do EC (<i>m</i>)	[22]	1,28E-02

A seguir, a Tabela 2 apresenta as propriedades físicas úteis à resolução do problema trabalhado.

Tabela 2: Dados das propriedades físicas do refrigerante.

Item	Referência	Dado
Coeficiente de Expansão Térmico (K^{-1})	[21]	6,99E-04
Massa Específica da Água (kg/m^3)	[21]	1,0E+03
Viscosidade Cinemática da Água (m^2/s)	[21]	3,33E-07
Aceleração da Gravidade (m/s^2)	[21]	9,81
Calor Específico da Água ($J/kg.K$)	[22]	4,179E+03

Neste momento, ressalta-se que os cálculos de temperatura máxima da água na PCU foram efetuados para dois tipos de operação da usina – Operação Autorizada (plena potência, parada da planta e condição adversa) e Condições de Falha (LOCA e eventos externos). Além disso, no escopo da avaliação termo-hidráulica, realizou-se o estudo considerando dois diferentes modos de carregamento da piscina:

- 14 lotes (64 elementos combustível/lote);
- 14 lotes + 3 lotes (1 núcleo completo descarregado com 193 elementos combustíveis).

É importante ressaltar que a segunda opção totaliza 1089 ECs e, portanto, caracteriza-se como uma hipótese conservadora quando comparada às 1084 posições existente no suporte em questão.

Desta forma, para que o cálculo pudesse ser efetuado para os modos de carregamento já especificados, fez-se necessária a determinação do correspondente calor de decaimento (por lote). Uma vez que tais dados para a usina Angra 3 ainda se encontram em processo de determinação pela Eletronuclear, o procedimento adotado seguiu o modelo de proporção direta. Assim, os dados já conhecidos, referentes a usina Angra 2 cuja potência é de 3765 MWt, foram multiplicados por um fator igual a 1.05312. Tal valor corresponde ao aumento de potência percentual de, aproximadamente, 5% em relação à Angra 3, cuja potência será de 3965 MWt. Portanto, as Tabelas 3 e 4 apresentam o calor de decaimento com o aumento de potência para as configurações de 14 e 17 lotes, respectivamente.

Tabela 3: Valores do calor de decaimento para o armazenamento de 14 lotes de ECs no interior das PCUs de Angra 2 e 3.

Número do Lote	Nº ECs/Lote	Calor de Decaimento (W) Angra 2 - 3765 MWt [20]	Calor de Decaimento (W) Angra 3 - 3965 MWt
1	64	2,3220E+06	2,4453E+06
2	64	3,6700E+05	3,8650E+05
3	64	2,0100E+05	2,1168E+05
4	64	1,3400E+05	1,4112E+05
5	64	1,0300E+05	1,0847E+05
6	64	8,7000E+04	9,1621E+04
7	64	7,8000E+04	8,2143E+04
8	64	7,2000E+04	7,5825E+04
9	64	6,8000E+04	7,1612E+04
10	64	6,5000E+04	6,8453E+04
11	64	6,3000E+04	6,6347E+04
12	64	6,0000E+04	6,3187E+04
13	64	5,9000E+04	6,2134E+04
14	64	5,8000E+04	6,1081E+04

Tabela 4: Valores do calor de decaimento para o armazenamento de 17 lotes de ECs no interior das PCUs de Angra 2 e 3.

Número do Lote	Nº ECs/Lote	Calor de Decaimento (W) Angra 2 - 3765 MWt [20]	Calor de Decaimento (W) Angra 3 - 3965 MWt
1	64	6,0464E+06	6,3676E+06
2	65	5,5979E+06	5,8953E+06
3	64	3,3494E+06	3,5273E+06
4	64	3,6700E+05	3,8650E+05
5	64	2,0100E+05	2,1168E+05
6	64	1,3400E+05	1,4112E+05
7	64	1,0300E+05	1,0847E+05
8	64	8,7000E+04	9,1621E+04
9	64	7,8000E+04	8,2143E+04
10	64	7,2000E+04	7,5825E+04
11	64	6,8000E+04	7,1612E+04
12	64	6,5000E+04	6,8453E+04
13	64	6,3000E+04	6,6347E+04
14	64	6,0000E+04	6,3187E+04
15	64	5,9000E+04	6,2134E+04
16	64	5,8000E+04	6,1081E+04
17	64	5,5000E+04	5,7922E+04

Então, em posse dos valores de calor de decaimento, fez-se necessária a determinação do coeficiente de perda de carga localizada, k_0 . Tal variável depende, como justificado anteriormente, do número de Reynolds característico do escoamento em cada lote. Porém, pode-se observar pelo equacionamento do novo modelo proposto, que o número de Reynolds, por sua vez, depende do valor da velocidade de escoamento. Por fim, este último parâmetro depende, novamente, do coeficiente de perda de carga localizada. Portanto, a fim de determinar os valores destes três parâmetros, aplicou-se um processo de iteração até que os mesmos convergissem.

Assim, para que tal processo se fizesse possível, utilizou-se o programa DIWAN [28], desenvolvido pela AREVA e disponibilizado pela Eletronuclear para a determinação de k_0 . Logo, tal ferramenta é capaz de determinar os valores do coeficiente de perda de carga localizada, para a geometria específica do EC, para cada valor de número de Reynolds. Adiante, os cálculos necessários ao processo de iteração foram efetuados por uma rotina desenvolvida com o auxílio do software Wolfram Mathematica 10 [29]. Portanto, as Tabelas 5 e 6 apresentam os valores finais dos parâmetros, já convergidos, para as configurações de 14 e 17 lotes, respectivamente.

Tabela 5: Coeficiente de perda de carga localizada, k_0 , e número de Reynolds, Re , para a configuração de 14 lotes de ECs.

Número do Lote	Nº EC/Lote	Coeficiente de Perda de Carga Localizada, k_0	Número de Reynolds, Re
1	64	31,935	2273,14
2	64	62,611	967,29
3	64	79,736	727,27
4	64	94,344	599,28
5	64	105,396	528,29
6	64	113,209	487,18
7	64	118,630	462,25
8	64	122,940	444,62
9	64	126,008	432,54
10	64	128,405	423,30
11	64	130,333	416,81
12	64	132,910	407,29
13	64	134,096	403,83
14	64	134,996	400,59

Tabela 6: Coeficiente de perda de carga localizada, k_0 , e número de Reynolds, Re , para a configuração de 17 lotes de ECs.

Número do Lote	Nº EC/Lote	Coeficiente de Perda de Carga Localizada, k_0	Número de Reynolds, Re
1	64	23,805	3483,09
2	65	24,414	3345,39
3	64	28,332	2682,31
4	64	62,611	967,29
5	64	79,736	727,27
6	64	94,344	599,28
7	64	105,396	528,29
8	64	113,209	487,18
9	64	118,630	462,25
10	64	122,94	444,62
11	64	126,008	432,54
12	64	128,405	423,30
13	64	130,333	416,81
14	64	132,910	407,29
15	64	134,096	403,83
16	64	134,996	400,59
17	64	138,092	390,49

Por fim, para a determinação dos valores de vazão volumétrica, V_0 , e temperatura, T_0 , do refrigerante na entrada da piscina, utilizou-se o programa TERMOPIS-V1 [30], desenvolvido e disponibilizado pela Eletronuclear. Este programa, escrito em linguagem FORTRAN, é conveniente para a determinação da temperatura média da água na PCU bem como, a determinação de sua temperatura máxima baseado na modelagem da seção 2.2. Logo, as Tabelas 7 e 8, especificam os valores obtidos para os modos de Operação Autorizada (plena potência, parada da planta e condição adversa) e Condições de Falha (LOCA e eventos externos).

Tabela 7: Vazão volumétrica, V_0 , e Temperatura do refrigerante, T_0 , na entrada da PCU de Angra 3 para a Operação Autorizada da planta.

Operação Autorizada	Nº de lotes de ECs na PCU	Vazão volumétrica, V_0 (m^3/s)	Temperatura do refrigerante na entrada da PCU, T_0 ($^{\circ}C$)
<u>Plena Potência</u>	14	0,17	30,75
<u>Parada da Usina</u>	17	0,46	34,50
<u>Condição Adversa</u>	17	0,23	41,00

Tabela 8: Vazão volumétrica, V_0 , e Temperatura do refrigerante, T_0 , na entrada da PCU de Angra 3 para as Condições de Falha da planta.

Condição de Falha	Nº de lotes de EC na PCU	Vazão volumétrica, V_0 (m^3/s)	Temperatura do refrigerante na entrada da PCU, T_0 ($^{\circ}C$)
<u>LOCA</u>	14	0,16	47,15
<u>Eventos Externos</u>			
a) SSB ou SSE	14	0,17	37,03
b) TNT	17	0,17	42,06
c) SSE	17	0,23	47,20

Neste momento, dispõe-se, então, de um novo modelo matemático proposto, baseado em duas modelagens reconhecidas e aceitas pela literatura, mas que, particularmente, agrega em seu desenvolvimento as perdas de carga localizada e por atrito além da temperatura de mistura na piscina, mostrando-se mais completo e próximo da realidade. Adicionalmente, detêm-se as condições específicas da geometria do problema para o qual se deseja aplicar tal modelagem e, também, os parâmetros definidos e variáveis determinadas para as particularidades do estudo referido. Destarte, faz-se, enfim, possível o cálculo da temperatura máxima da água na PCU da usina nuclear Angra 3 buscando resultados que melhor se aproximam da realidade ao evitar simplificações propostas nos modelos anteriores para determinação da perda de carga no canal de escoamento.

4. Resultados

A análise do sistema de refrigeração interno da PCU de Angra 3 se faz necessária a fim de verificar a temperatura máxima da água na mesma. Assim, esta temperatura deverá ser menor que a temperatura de ebulição da água de, aproximadamente, 100 °C quando o regime estacionário de transferência de calor for estabelecido durante a refrigeração forçada da piscina. Logo, o presente capítulo visa expor e discutir os resultados obtidos para a análise, acima mencionada, da PCU de Angra 3, baseando-se na nova modelagem matemática proposta na seção 3.1. Além disso, também será efetuada uma comparação entre os resultados obtidos pelo modelo já citado com aqueles advindos do programa TERMOPIS-V1, disponibilizado pela Eletronuclear, que, por sua vez, se baseia na modelagem apresentada na seção 2.2.

A Figura 9 [20] representa o deslocamento da água dentro da PCU que, de fato, compõe-se da combinação de uma vazão de circulação natural provocada pelo gradiente de temperatura ao longo da vareta combustível e uma vazão de convecção forçada mantida pelo Sistema de Remoção de Calor Residual (RHR).

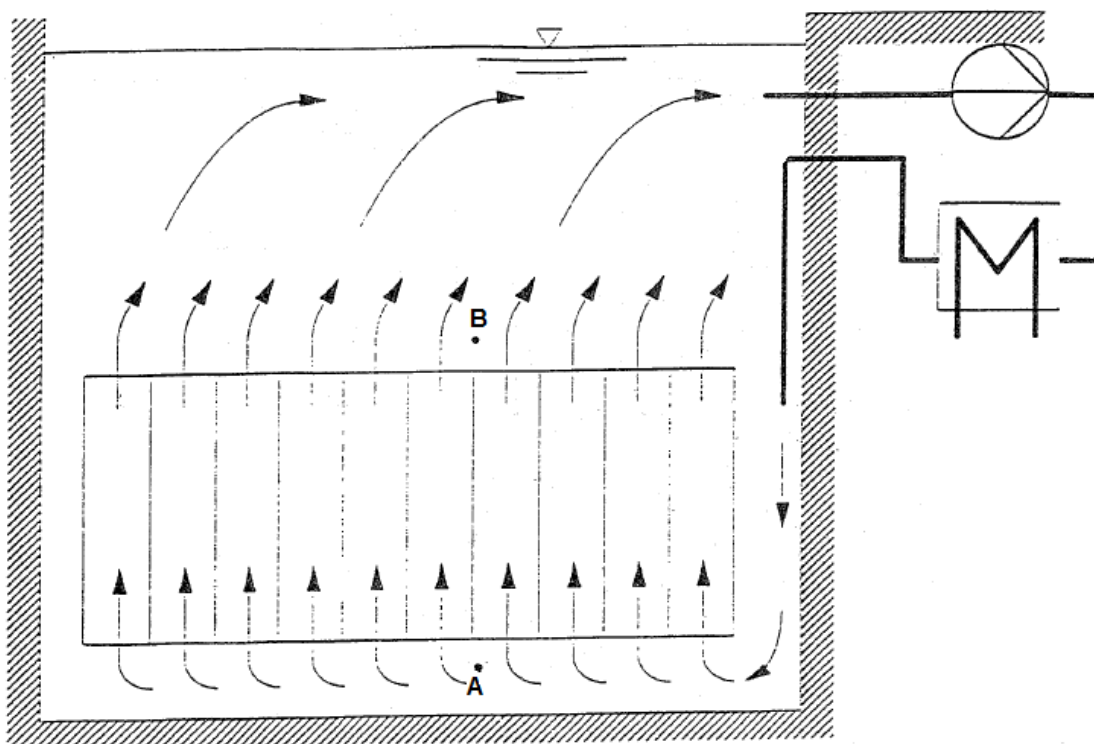


Figura 9: Representação esquemática do deslocamento da água no interior da PCU de Angra 3 [20].

No início do processo de refrigeração interna da PCU, a água, em contato imediato com os ECs recebe o calor gerado pelo decaimento radioativo existente nas varetas combustíveis. Então, enquanto a temperatura da água aumenta, ocorre, também, a redução da sua densidade. Consequentemente, um empuxo devido à convecção natural, direcionado no sentido vertical, é criado na região próxima aos ECs. Assim, a água é aquecida ao longo do revestimento da VC, porém, ao alcançar a região superior do suporte de armazenamento, começa a perder calor e se torna mais densa voltando para a região inferior, localizada abaixo do suporte de armazenamento. Desta forma, uma corrente de circulação é estabelecida e se manterá enquanto houver a geração de calor na piscina.

Sabe-se que, de um modo geral, o fluxo de calor de decaimento é maior que a perda de calor pelas paredes da piscina e pela superfície da água e, por isso, a fim de manter a temperatura da água na PCU dentro do limite de segurança, faz-se necessário retirar água da piscina, a uma determinada temperatura, e retorná-la a uma temperatura menor. De acordo com o funcionamento dos sistemas discutidos no Capítulo 1, esta função será desempenhada pelo Sistema de Remoção de Calor Residual (RHR) na usina Angra 3. Logo, a água resfriada é bombeada para a PCU em uma posição que busca facilitar a circulação do refrigerante, contribuindo para a intensificação da troca de calor entre os ECs e a água. Por fim, é importante enfatizar que a vazão volumétrica de recirculação da água, existente na região entre as paredes da piscina e o suporte de armazenamento, pode ser obtida pela diferença entre a vazão volumétrica ao longo dos ECs e a vazão volumétrica de entrada na piscina.

Uma vez finalizada a revisão da descrição física do problema estudado, pode-se aplicar, então, o novo modelo matemático proposto no cálculo da temperatura máxima da água na PCU de Angra 3. Assim, a temperatura de mistura da água abaixo do suporte de armazenamento, T_M , e a temperatura média da água na saída deste (temperatura máxima da água para cada lote), T_{GJ} , foram calculadas para cada lote de EC durante a operação autorizada da planta (plena potência, parada da planta e condição adversa) e condições de falha (LOCA e eventos externos). Reitera-se aqui que os cálculos foram realizados considerando dois modos de configuração de carregamento da piscina, ou seja, 14 e 17 lotes de elementos combustíveis e o calor de decaimento, para cada lote, encontra-se exposto nas Tabelas 3 e 4 da seção 3.2. Enfim, observou-se que, como o esperado, os

valores máximos de T_M e T_{GJ} sempre ocorrem para o 1º lote já que estes possuem os valores máximos de calor de decaimento. Desta forma, as Tabelas 9 e 10 apresentam os resultados obtidos, com o auxílio da ferramenta Microsoft Excel [31], da temperatura de mistura da água abaixo do suporte de armazenamento, T_M , e da temperatura média da água na saída deste (lote 1), T_{G1} , para a operação autorizada da planta (plena potência, parada da planta e condição adversa) e condições de falha (LOCA e eventos externos).

Tabela 9: Temperatura de mistura, T_M , e temperatura máxima da água, T_{G1} , calculada para a PCU de Angra 3 (lote 1) para as condições de operação autorizada da planta (plena potência, parada e condição adversa).

Operação Autorizada	Nº de lotes de ECs na PCU	Calor de decaimento (MW)	Temperatura de mistura abaixo do suporte de armazenamento (°C)	Temperatura máxima da água calculada na PCU de Angra 3 (°C)
<u>Plena Potência</u>	14	3,94	35,51	40,96
<u>Parada da Usina</u>	17	17,34	42,71	51,96
<u>Condição Adversa</u>	17	17,34	58,20	67,45

Tabela 10: Temperatura de mistura, T_M , e temperatura máxima da água, T_{G1} , calculada para a PCU de Angra 3 (lote 1) para as condições de falha da planta (LOCA e Eventos Externos).

Condição de Falha	Nº de lotes de ECs na PCU	Calor de decaimento (MW)	Temperatura de mistura abaixo do suporte de armazenamento (°C)	Temperatura máxima da água calculada na PCU de Angra 3 (°C)
<u>LOCA</u>	14	3,94	52,33	57,78
<u>Eventos Externos</u>				
a) SSB ou SSE	14	3,94	41,79	47,24
b) TNT	17	17,34	65,72	74,98
c) SSE	17	17,34	64,40	73,65

A partir dos resultados nas Tabelas 9 e 10 pode-se concluir que a temperatura máxima da água na PCU de Angra 3 é igual a 74,98 °C. Este valor de temperatura foi obtido para a condição de falha da planta desencadeada por um evento externo, referente a uma explosão de TNT. Neste caso, a refrigeração forçada da PCU de Angra 3 é realizada pelas bombas FAK 10/40 do Sistema de Remoção de Calor Residual da Usina. Por fim, constata-se que a temperatura em evidência acontece para a configuração de carregamento da piscina com 17 lotes, o que já era previsto, uma vez que os 3 primeiros lotes desta configuração contêm 193 elementos combustíveis, correspondentes a um núcleo completo descarregado na PCU, situação em que ocorre a maior geração de calor de decaimento.

Deste modo, mostrou-se que a temperatura máxima da água na PCU de Angra 3 é menor do que o valor da temperatura de ebulição da água de, aproximadamente, 100 °C. Portanto, sob o ponto de vista da análise termo-hidráulica, o suporte de armazenamento de alta densidade da Usina Nuclear de Angra – Unidade 3 está de acordo com a Especificação Técnica 3.5.7 [17], o Padrão Alemão DIN 25484 [18] e o Padrão de Segurança KTA 3303 [19], no tocante aos limites de temperatura permitidos. É importante ressaltar que a nova modelagem proposta é mais próxima da realidade por considerar, em seu desenvolvimento, para o cálculo do coeficiente da perda de carga no canal de escoamento, a soma do coeficiente de perda de carga localizada, k_0 , com o coeficiente de perda de carga por atrito, k_f .

A seguir, com os resultados obtidos a partir do novo modelo matemático desenvolvido neste estudo, pode-se promover a comparação entre estes valores e aqueles resultantes da modelagem utilizada anteriormente pela Eletronuclear (seção 2.2), com o objetivo de validar o modelo aqui proposto. Como dito anteriormente, os valores calculados à luz da modelagem 2 foram obtidos com o auxílio do programa de computador TERMOPIS-V1, desenvolvido pela Eletronuclear (ETN), sendo, portanto, já aceitos, anteriormente, pela empresa (ETN) e pelo órgão regulador (CNEN). Desta maneira, as Tabelas 11 e 12 exibem os valores de temperatura máxima da água na PCU de Angra 3 calculados pelos modelos das seções 2.2 e 3.1, para os modos de operação autorizada e condições de falha da planta, respectivamente.

Tabela 11: Valores da temperatura máxima da água na PCU de Angra 3 calculados como os modelos 2 e com o novo modelo, para a operação autorizada da usina.

Operação Autorizada	Nº de lotes de ECs na PCU	Temperatura máxima da água calculada na PCU (°C) Modelo 2	Temperatura máxima da água calculada na PCU (°C) Novo Modelo
<u>Plena Potência</u>	14	40,71	40,96
<u>Parada da Usina</u>	17	51,96	51,96
<u>Condição Adversa</u>	17	67,61	67,45

Tabela 12: Valores da temperatura máxima da água na PCU de Angra 3 calculados como os modelos 2 e com o novo modelo, para as condições de falha da usina.

Condição de Falha	Nº de lotes de ECs na PCU	Temperatura máxima da água calculada na PCU (°C) Modelo 2	Temperatura máxima da água calculada na PCU (°C) Novo Modelo
<u>LOCA</u>	14	57,43	57,78
<u>Eventos Externos</u>			
a) SSB ou SSE	14	46,99	47,24
b) TNT	17	75,07	74,98
c) SSE	17	73,81	73,65

Diante da comparação proposta, alguns comentários se fazem pertinentes para que haja uma melhor compreensão dos resultados apresentados uma vez que estes não apresentam, a priori, um comportamento homogêneo. Assim, a primeira observação que se faz cabível é a confirmação de que a nova modelagem, proposta neste estudo, pode ser validada, uma vez que os valores de temperatura máxima obtidos a partir desta apresentam uma margem de erro menor que 1%, quando comparados àqueles obtidos através do modelo 2 (seção 2.2).

Em seguida, constata-se, também, que, apesar do novo modelo considerar em seu desenvolvimento o coeficiente de perda de carga total, em oposição à consideração simplificada do modelo 2, os valores da temperatura máxima da água calculados com o novo modelo não se mostram, em todos os casos, superiores aos obtidos com a utilização

do programa TERMOPIS-V1. Tal constatação faz suscitar uma discussão acerca dos motivos pelos quais isto ocorre, já que o raciocínio imediato entende que diante de uma maior perda de carga no canal, haverá uma redução na velocidade de escoamento do fluido e, portanto, perda na capacidade de remoção de calor do refrigerante, provocando um aumento da temperatura. Afinal, tal expectativa, de fato, ocorre para as configurações de carregamento da piscina com 14 lotes de ECs, o que não se evidencia nos carregamentos de 17 lotes. Pois bem, infere-se, então, que a quantidade de lotes na PCU pode, de alguma forma, justificar os resultados verificados. Sabe-se que a diferença fundamental entre os distintos modos de configuração de carregamento da piscina refere-se ao calor de decaimento gerado pelos ECs ali posicionados, assim, em geral, uma configuração de 17 lotes gera mais calor na piscina que uma configuração de 14 lotes. As Tabelas 13 e 14 confirmam tal entendimento, ao apresentarem os valores de número de Reynolds observados para os modos de 14 e 17 lotes, respectivamente. Adicionalmente, tais tabelas permitem comparar os valores de número de Reynolds determinados para cada modelo matemático (seção 2.2 e seção 3.1) evidenciando que quando se considera a perda de carga total (modelo seção 3.1), o escoamento é, de fato, mais lento.

Tabela 13: Valores do número de Reynolds, Re , determinados pelos modelos 2 e novo modelo para o armazenamento de 14 lotes de ECs no interior da PCU de Angra 3.

Número do Lote	Número de Reynolds, Re Modelo 2	Número de Reynolds, Re Novo Modelo
1	2538,52	2273,14
2	1278,38	967,29
3	1009,63	727,27
4	857,82	599,28
5	770,36	528,29
6	718,47	487,18
7	686,56	462,25
8	663,97	444,62
9	648,24	432,54
10	636,06	423,30
11	627,74	416,81
12	614,94	407,29
13	610,59	403,83
14	606,19	400,59

Tabela 14: Valores do número de Reynolds, Re , determinados pelos modelos 2 e novo modelo para o armazenamento de 17 lotes de ECs no interior da PCU de Angra 3.

Número do Lote	Número de Reynolds, Re Modelo 2	Número de Reynolds, Re Novo Modelo
1	3564,96	3483,09
2	3450,99	3345,39
3	2893,84	2682,31
4	1278,38	967,29
5	1009,63	727,27
6	857,82	599,28
7	770,36	528,29
8	718,47	487,18
9	686,56	462,25
10	663,97	444,62
11	648,24	432,54
12	636,06	423,30
13	627,74	416,81
14	614,94	407,29
15	610,59	403,83
16	606,19	400,59
17	592,69	390,49

A partir da comparação observada nas Tabelas 13 e 14 é possível compreender que a nova modelagem (seção 3.1), ao apresentar valores de Reynolds menores que aqueles advindos do modelo da seção 2.2, possui uma vazão volumétrica de escoamento menor do que o determinado pelo programa TERMOPIS-V1. Portanto, infere-se, baseando-se na Equação (72), que a temperatura de mistura abaixo do suporte de armazenamento, T_M , do modelo da seção 3.1 será, da mesma maneira, mais baixa do que a encontrada pela modelagem da seção 2.2.

Ora, para todos os casos de carregamento da piscina, 14 e 17 lotes, a temperatura de mistura, T_M , é sempre, na mesma proporção, mais baixa ao se considerar o coeficiente de perda de carga total como o somatório da perda de carga localizada, k_0 , e a perda de carga por fricção, k_f . E, então, segundo a Equação (73), o termo que resultará numa temperatura máxima da água na PCU (no lote 1), T_{G1} , mais alta ou mais baixa será o gradiente de temperatura (no lote 1), ΔT_1 . Logo, a fim de motivar o entendimento do comportamento observado anteriormente, a Tabela 15 apresenta uma comparação entre os valores de gradiente de temperatura no lote 1, ΔT_1 , obtidos a partir de ambos os modelos em evidência (seção 2.2 e seção 3.1).

Tabela 15: Valores de gradiente de temperatura no lote 1, ΔT_1 , determinados pelos modelos 2 (seção 2.2) e novo modelo (seção 3.1).

Configuração de Carregamento	Gradiente de Temperatura, ΔT_1 Modelo 2	Gradiente de Temperatura, ΔT_1 Novo Modelo
14 Lotes	4,87	5,45
17 Lotes	9,04	9,25

Diante dos valores observados na Tabela 15, percebe-se, primeiramente, que o gradiente de temperatura obtido pelo novo modelo (seção 3.1) é sempre maior que aquele obtido através da modelagem 2 (seção 2.2), tanto para a configuração de carregamento da piscina de 14 lotes quanto da de 17 lotes. Este resultado está de acordo com o esperado já que, como justificado anteriormente, diante de um coeficiente de perda de carga total maior, o escoamento ocorrerá de forma mais lenta e, portanto, haverá perda na capacidade de remoção de calor. A seguir, faz-se, então, interessante reparar de quanto os valores apresentados na Tabela 15 comparativa diferem entre si. Assim, verifica-se que o gradiente de temperatura no lote 1 para uma configuração de 14 lotes, determinado pelo novo modelo (seção 3.1), é, aproximadamente, 11% maior que aquele observado na

modelagem 2 (seção 2.2). Por outro lado, este mesmo gradiente no lote 1 da configuração de 17 lotes se mostra, aproximadamente, apenas 2% maior no novo modelo (seção 3.1) que no modelo2 (seção 2.2). Conclui-se, enfim, que enquanto os valores de temperatura de mistura abaixo do suporte de armazenamento, T_M , são sempre, proporcionalmente, menores no novo modelo (seção 3.1) quando em comparação com o modelo 2 (seção 2.2), os valores de gradiente de temperatura no lote 1, ΔT_1 , são sempre, em diferentes proporções, maiores no novo modelo (seção 3.1), de acordo com a configuração de carregamento da piscina. Portanto, justifica-se a não uniformidade no comportamento dos resultados obtidos, com base no novo modelo proposto, para temperatura máxima da água na Piscina de Elementos Combustíveis de Angra 3.

No entanto, surge, neste momento, a carência de uma justificativa que demonstre o motivo pelo qual tal fenômeno ocorre. Assim, voltemos à discussão sobre a dependência entre número de Reynolds e coeficiente de perda de carga localizada, k_0 . Segundo Idel'Chik [32], reafirma-se a ideia de que para baixos valores de número de Reynolds, o coeficiente de perda de carga localizada terá uma maior dependência deste e, da maneira oposta, para valores de Reynolds crescentes, essa dependência tenderá a ser reduzida. Observando o escoamento específico do presente estudo, confirma-se que, para o escoamento da configuração de 17 lotes onde há maior geração de calor e, portanto, apresentam-se maiores valores de número de Reynolds, a variação do coeficiente de perda de carga localizada, k_0 , tende a se tornar independente do número de Reynolds e, por fim, quase estável. Por outro lado, tal fenômeno não é observado no modo de configuração de carregamento da piscina de 14 lotes uma vez que o valor máximo de Reynolds observado, de aproximadamente 2273, ainda se mostra baixo, desempenhando, assim, considerável influência no coeficiente de perda de carga localizada.

Destarte, entende-se que para uma configuração com 14 lotes de ECs, a temperatura máxima da água na piscina segundo o novo modelo proposto (seção 3.1) mostra-se maior do que aquela obtida com o programa TERMOPIS-V1 (seção 2.2) pois, neste caso, devido à existência de um escoamento mais lento, conseqüente de uma menor geração de calor, a influência do coeficiente de perda de carga localizada, k_0 , se faz notável. De modo contrário, para uma configuração de carregamento da piscina de 17 lotes, a temperatura máxima da água na PCU de Angra 3, segundo a novo modelagem matemática proposta na seção 3.1, verifica-se igual ou menor que aquela determinada pela modelagem 2 (seção

2.2) já que, neste modo de configuração da piscina, devido à ocorrência de um escoamento mais turbulento em decorrência de uma maior geração de calor, a influência do coeficiente de perda de carga localizada, k_0 , é minimizada. Portanto, em síntese, para escoamentos mais laminares, faz-se interessante considerar, na modelagem matemática do problema de determinação da temperatura máxima da água na PCU, a influência do coeficiente de perda de carga total como um somatório da perda de carga localizada, k_0 , com a perda de carga por fricção, k_f . Já, para o caso de escoamentos turbulentos, como se observou para a configuração de carregamento da piscina de 17 lotes, é aceitável a simplificação do coeficiente de perda de carga total como uma extensão do comprimento do canal de escoamento a fim de considerar ambas as perdas de carga localizada e de atrito, como propôs o modelo da seção 2.2.

5. Conclusão

Este estudo propôs uma análise acerca da piscina de combustíveis usados em instalações nucleares da Eletronuclear visando a determinação da temperatura máxima da água nestas, de forma a garantir a refrigeração dos ECs ali posicionados. Assim, dois modelos matemáticos, 1 e 2, já usados pela empresa para este propósito, foram obtidos e revisados com sucesso. Da mesma forma, um novo modelo matemático foi, então, desenvolvido e proposto para este mesmo cálculo, porém, considerando em sua modelagem o coeficiente de perda de carga total como um somatório dos coeficientes de perda de carga localizada e por atrito. Tal modelo proposto foi motivado pelas limitações observadas nos modelos já existentes referentes às simplificações na determinação da perda de carga ao longo do elemento combustível e à determinação de uma temperatura de mistura abaixo dos suportes de armazenamento da piscina.

Além disso, o trabalho também considerou um levantamento de dados do problema específicos para a futura usina nuclear Angra 3. Logo, à luz destas particularidades, fez-se possível o cálculo da temperatura máxima da água na PCU de Angra 3 donde concluiu-se que, do ponto de vista termo-hidráulico, os valores obtidos encontram-se em acordo com as especificações técnicas e limites aceitáveis para operação da mesma. Ainda, o valor máximo de temperatura da água é igual a 74,98 °C e ocorre para uma condição de falha da planta desencadeada por um evento externo, neste caso, uma explosão de TNT. Por fim, constatou-se, como previsto, que a temperatura em evidência acontece para a configuração de carregamento da piscina com 17 lotes onde a soma dos lotes 1, 2 e 3 (193 elementos) corresponde a um núcleo completo descarregado.

Em seguida, a fim de validar o novo modelo proposto, compararam-se os seus resultados com os obtidos através do modelo oficial, atualmente usado pela Eletronuclear. Assim, verificou-se uma margem de erro de, aproximadamente, 1% entre os valores e, portanto, o novo modelo proposto encontra-se em acordo com o modelo 2 [21]. Desta forma, a temperatura máxima da água obtida pelo modelo 2 (seção 2.2) é igual a 75,07 °C e, portanto, também é mais baixa que a temperatura de ebulição da água. No entanto, ao contrário do esperado, diante da comparação dos resultados, não se observou um comportamento homogêneo das temperaturas. Segundo as Tabelas 11 e 12, para a configuração de carregamento da piscina de 14 lotes, as temperaturas obtidas pelo novo

modelo (seção 3.1) são, como esperado, maiores que as do modelo 2 (seção 2.2). Por outro lado, para a configuração de carregamento da piscina de 17 lotes, as temperaturas obtidas pelo novo modelo se mostram iguais ou menores que as do modelo oficial. Tal fenômeno justificou-se pela dependência entre o coeficiente de perda de carga localizada e o número de Reynolds que tende a ser reduzida conforme o escoamento se torna mais turbulento. Portanto, conclui-se que, no carregamento de 17 lotes, por haver uma maior geração de calor de decaimento, o número de Reynolds observado é maior e, então, a sua influência sobre a perda de carga localizada é menor, o que ocasiona um gradiente de temperatura menor e, da mesma maneira, uma temperatura máxima mais baixa. De forma contrária, no carregamento de 14 lotes, por haver uma menor geração de calor de decaimento, o oposto ocorre.

De uma forma geral, os resultados obtidos pelo novo modelo se mostraram de acordo com o esperado, já que o gradiente de temperatura ao longo do elemento combustível se mostra, para ambos os tipos de carregamento, maior que aquele observado a partir do modelo 2. Isto pode ser entendido uma vez que o novo modelo proposto, ao considerar um coeficiente de perda de carga total como o somatório da perda de carga localizada e de atrito, tende a observar um escoamento mais lento ao longo do EC e, portanto, diante de uma menor vazão volumétrica, haverá uma redução na capacidade de remoção de calor no canal. Portanto, avaliando somente este parâmetro de gradiente de temperatura, o novo modelo proposto é mais conservador que o modelo oficial.

Por outro lado, ao contrário do esperado, os valores de temperatura máxima da água na PCU não se mostraram, da mesma forma, maiores que os resultados advindos do modelo oficial. Na verdade, o observado foi um comportamento não homogêneo dos mesmos o qual foi, posteriormente, justificado pelo tipo de escoamento evidenciado nas distintas configurações de carregamento da piscina. Concluiu-se, então, que para escoamentos mais laminares, faz-se interessante considerar a influência do coeficiente de perda de carga total como um somatório da perda de carga localizada e de atrito. Já, para o caso de um escoamento mais turbulento, é aceitável a simplificação do coeficiente de perda de carga total como uma extensão do comprimento do canal de escoamento que busca aproximar a perda de carga localizada a uma perda de carga por atrito ao longo de um canal retilíneo, como é feito no modelo 2.

Finalmente, sugere-se que o novo modelo matemático para determinação da temperatura máxima da água na PCU proposto neste estudo seja particularmente usado para as avaliações e cálculos termo-hidráulicos em piscinas destinadas ao armazenamento e resfriamento de elementos combustíveis mais antigos. Isto porque o escoamento nestas instalações tende a ser mais laminar, uma vez que a geração de calor de decaimento é mais baixa. Portanto, como já entendido a priori, a consideração do coeficiente de perda de carga total como o somatório da perda de carga localizada e por atrito torna-se mais conveniente e apresenta resultados mais conservadores. Adicionalmente, a fim de se estabelecer uma faixa de velocidade de escoamento onde o emprego de cada modelagem se faz mais interessante, indica-se a realização de um estudo futuro que desenvolva a modelagem do problema da PCU em simulação numérica computacional, isto é, Computational Fluid Dynamics - CFD. Por fim, também se faz conveniente a realização de demais trabalhos para análises termo-hidráulicas da PCU que busquem, por exemplo, a determinação do valor de temperatura máxima do EC com o maior valor de calor de decaimento por lote-j ou ainda, a determinação da temperatura máxima na superfície externa do revestimento da VC.

6. Referências

1. **The World Bank.** *The World Bank Data Indicators - Gross Domestic Product (GDP)*. [Online] [Citado em: 15 de Janeiro de 2017.] <http://data.worldbank.org/indicator/NY.GDP.MKTP.CD?end=2015&start=2000>.
2. **Goodland, Robert.** The Concept of Environmental Sustainability. *Annual Review of Ecology and Systematics*. 1995, Vol. 26, pp. 1-24.
3. **Abraham, Martin A. A.** *Sustainability Science and Engineering: defining principles*. Amsterdam : Elsevier B.V., 2006.
4. **Huber, Matthew T.** Energizing historical materialism: Fossil fuels, space and the capitalist mode of production. *Geoforum*. Janeiro de 2009, Vol. 40, 1, pp. 105-115.
5. **Bose, Bimal K.** *Global Warming: Energy, Environmental Pollution, and the Impacts of Power Electronics*. 1, IEE Industrial Electronics Magazine, Março de 2010, Vol. 4, pp. 6-17.
6. **Reynolds, T. W., Bostrom, A., Read, D. and Morgan, M. G.** *Now What Do People Know About Global Climate Change? Survey Studies of Educated Laypeople*. 10, Risk Analysis, 2010, Vol. 30, pp. 1520-1538.
7. **World Energy Council.** *World Energy Resources: 2013 Survey*. London , 2013.
8. **Rogner, Hans-Holger.** Chapter 5 - Energy Resources. [A. do livro] United Nations Development Programme. *World energy assessment: energy and the challenge of sustainability*.
9. **International Atomic Energy Agency - IAEA.** *Climate Changes and Nuclear Power 2012*. 2012.
10. **International Energy Agency - IEA.** *Key World Energy Statistics*. 2016.
11. **Eletronuclear, Eletrobras -.** Central Nuclear de Angra dos Reis. *Eletronuclear*. [Online] <http://www.eletronuclear.gov.br/Aempresa/CentralNuclear.aspx>.
12. **Eletrobras - Eletronuclear.** *FSAR - Final Safety Analysis Report Angra 2*. 2013.
13. **Petrangeli, Gianni.** *Nuclear Safety*. Butterworth-Heinemann, 2006.
14. **Alves, A. S. e Brügger, C. E.** *Tempo para que a Temperatura Média da Água das Piscinas de Elementos Combustíveis Usados (PCUs) de Angra 1 e Angra 2 atinja seu valor de Saturação (100 °C), quando a Refrigeração Forçada das PCUs é interrompida*. Rio de Janeiro : Eletrobras Eletronuclear, 2011. Relatório Técnico. GSN.T.061.11.
15. **Commissariat à l'Énergie Atomique (CEA).** *Les Combustibles Nucléaires - Une Monographie de la Direction de l'Énergie Nucléaire*. [e-den] 2009.

16. **Siemens AG.** *Incore Instrumentation Lances and Spotlights in Fuel Pool.* 1998.
17. **Siemens KWU.** *Angra 2 - Final Safety Analysis Report (FSAR) - Chapter 16 - Technical Specification 3.5.7 Fuel Pool Cooling System - Rev. 0 - 02/98.* 1998.
18. **German Standard DIN 25 484.** *Heat-Removal System for Fuel Element Storage Pools of Nuclear Power Plants with Light Water Reactors.* 1992.
19. **KTA Safety Standard 3303.** *Heat-Removal System for Fuel Assembly Storage Pools of Nuclear Power Plants with Light Water Reactors.* 1992.
20. **Alves, A.S e Cruz, C.** *High Density Storage Racks for Angra 2 Spent Fuel Pool - Fuel Pool Cooling Analysis.* Rio de Janeiro : Eletrobras Eletronuclear, 1999. Work Report. GSA.T/BN/1152/990024.
21. **Wassinger.** *Maximum Local Storage Temperature in the Storage Pool of the José Cabrera Nuclear Power Plant.* Offenbach : Siemens KWU, 1996. Siemens Report. KWU/NS-B/96/6161.
22. **Kuramoto, E., Cruz, C. e Ferreira, S.** *Evaluation of the Mean Water Fuel Pool Temperature of Angra 2 with Compact Storage Racks.* Rio de Janeiro : Eletrobras Eletronuclear, 1994. ETN Report. TS3/BP/1570/940024.
23. **Holman, J. P.** *Heat Transfer.* 7. s.l. : McGraw - Hill Book Company, 1992.
24. **Alves, A. S.** *Mathematical Models for Evaluation of Maximum Water Temperature within the Spent Fuel Pool in a Nuclear Power Plant.* Rio de Janeiro : Eletrobras Eletronuclear, 1999. Technical Report. GSA.T/BN/1152/990052.
25. **Escola Politécnica da Universidade de São Paulo - Departamento de Engenharia Mecânica.** Roteiro de Experiência de Laboratório - PME2230 - Mecânica dos Fluidos I. *Perdas decarga distribuídas e localizada em escoamento turbulento e medidores de vazão.* São Paulo.
26. **Lee, Kye Bock, et al.** Thermal-Hydraulic Analysis and Parametric Study on the Spent Fuel Pool Storage. *Journal of Korean Nuclear Society.* 1994, Vol. 26, 1.
27. **Kemmer, H.** *Thermal-Hydraulic Core Design of the Angra 2 Nuclear Power Plant.* Germany : Siemens, 1997. Technical Report. A1e - 1302461-0.
28. **Bruch.** Pressure Drop Analysis Codes DIWAN/ZETBERA. Alemanha , 1987, ST112/1987/e363b.
29. **Wolfram Research.** Wolfram Mathematica - version 10 Code Manual. 2014.
30. **Alves, A.S.** TERMOPIS-V1 Computer Program. Rio de Janeiro : Eletrobras Eletronuclear, 1999. GSA.T/BN/1152/990053.
31. **Microsoft Office.** Microsoft Excel - versão 2013.

32. **Idel'Chik, I. E.** *Handbook of Hydraulic Resistance, Coefficients of Local Resistance and of friction.* U.S. Department of Commerce - National Technical Information Service (NTIS), 1960.