

Triga Mark II Reaktörü Soğutma Sisteminin Ön Analizi

Orhan Erdal AKAY^{1*}

¹Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi, Makine Mühendisliği, Kahramanmaraş, Türkiye

ÖZET: Bu çalışmada, reaktör soğutma sisteminin çalışması, iki zaman dilimine ayrılmıştır. İkinci soğutma devresinin çalıştırılması için gereken şartlar ortaya konmuştur. Soğutma sisteminin merkezi olan ısı değiştiricisinin toplam ısı geçiş katsayısı korelasyonlar kullanılarak teorik olarak hesaplanmıştır. Yapılan hesaplamalar ile elde edilen sonuçlar tasarım değerleriyle karşılaştırılmıştır.

Anahtar Kelimeler: *Triga Mark II, Soğutma Sistemi, Isı Değiştirici, Soğutma Kulesi*

Pre-Analysis Of Triga Mark II Reactor Cooling System

ABSTRACT: In this study, work of the reactor cooling system is divided into two time zone. The second cooling circuit has been that the conditions required operating. Cooling system which is the center of the heat exchanger total heat transfer coefficient correlations were calculated using the theoretical. The design values were compared with results obtained by calculations..

Keywords: *Triga Mark II, Cooling System, Heat Exchanger, Cooling Tower*

1. GİRİŞ

TRIGA Mark-II, 11 Mart 1979 tarihinde eğitim ve araştırma amacıyla İ.T.Ü. Enerji Enstitüsü bünyesinde kritik yapılmış, açık tank tipi, hafif su soğutuculu bir reaktördür. TRIGA; eğitim, araştırma, izotop üretme ile reaktörün yapımçı firması olan General Atomic'in İngilizce yazılışlarının (Training-Research-Isotope Production-General Atomic) ilk harflerinin birleştirilmesinden meydana gelmiştir. MARK-II ise TRIGA reaktör tipleri içinde, yer seviyesi üstünde inşa edilen ve kalbi sabit olan bir reaktör tipinin genel adıdır. Reaktör sürekli çalışmada 250 ve darbeli çalışmada 1200 MW güç üretmektedir. Normal çalışma koşullarında, reaktörün, tank suyu sıcaklığı üst limiti ~41 °C'dir. Güvenlik sistemlerinin izin verdiği maksimum sıcaklık ise ~49 °C'dir [3,4]. Ortalama tank suyu sıcaklığının verilen limit değeri geçmesi durumunda reaktörün tank suyu arıtma sistemindeki demineralizör reçinesi özelliklerini, yüksek sıcaklık nedeniyle hızla kaybetmekte ve sonunda tümüyle bozulabilmektedir [4].

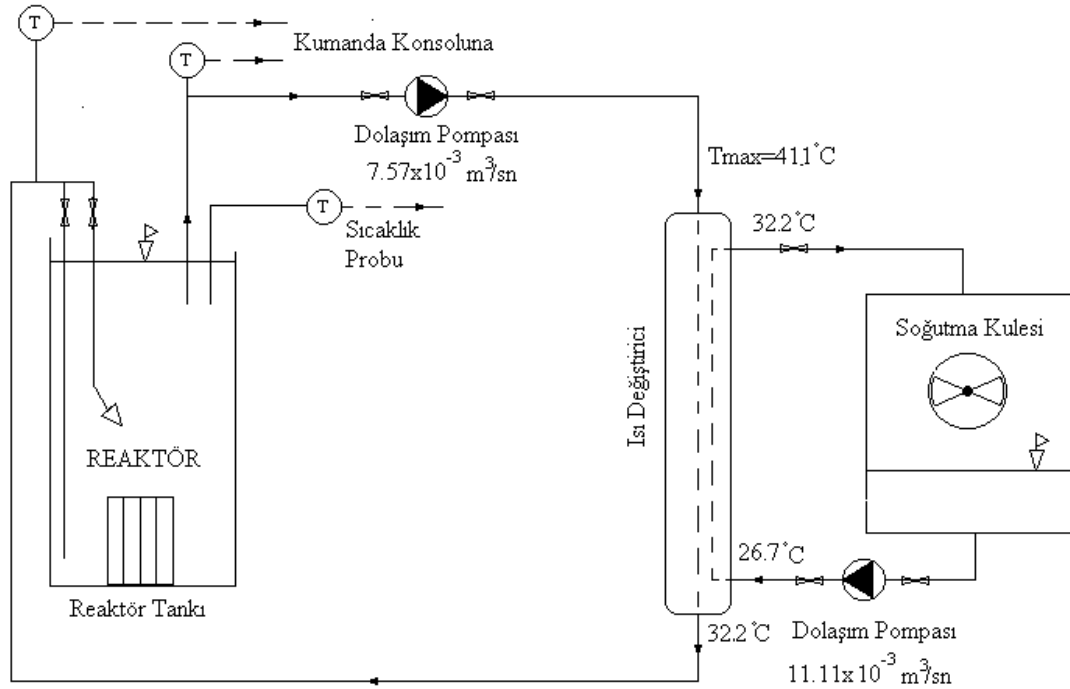
2. MATERYAL ve METOT

2. 1. Materyal

2.1.1. Reaktör soğutma devreleri

Reaktör kalbini soğutmak için, prensip şeması Şekil 1'de verilen boru-zarf tipi, çapraz akımlı bir ısı değiştirici ile birbirinden akış olarak ayrılmış ancak ısı olarak temasta bulunan iki soğutma devresi kullanılmaktadır. Birinci soğutma devresi ısı eşanjörü, dolaşım pompası ve reaktör tankından, ikinci soğutma devresi ısı eşanjörü, dolaşım pompası ve soğutma kulesinden oluşmaktadır [3,4].

*Sorumlu Yazar: Orhan Erdal AKAY, akayorhan@ksu.edu.tr



Şekil 1. Reaktör birinci ve ikinci soğutma devreleri

2.1.2. Isı değiştirici

Temel tasarım özellikleri Tablo 1'de verilen ısı değiştiricisi hem birinci hem de ikinci soğutma devresinin ortak elemanıdır. Isı değiştiricisinin birinci soğutma devresi tarafı altı, ikinci soğutma devresi tarafı ise tek geçişli olarak imal edilmiştir. Birinci soğutma

devresi soğutma suyuyla temas eden bütün kısımlarında 304 kalite paslanmaz çelik kullanılmıştır. İkinci soğutma devresi tarafı olan zarf kısmı alaşımsız çelikten imal edilmiş ve içine turbülans perdeleri yerleştirilmiştir. [3,4,5].

Tablo 1. Isı değiştiricisinin temel tasarım özellikleri [3,4,5]

	Birinci Soğutma Devresi	İkinci Soğutma Devresi
Hacimsel su debileri (m ³ /s)	7.57 x10 ⁻³	11.11 x10 ⁻³
Su giriş sıcaklıkları (T _{Rç} , T _{kç}) (°C)	41.1	26.7 /
Su çıkış sıcaklıkları (T _{Rg} , T _{kg}) (°C)	32.2	32.2
Malzeme	SS-304 boru	Alaşımsız çelik
Boru geçiş sayısı (n _g)	6	-
Boru-zarf iç çapı (D _{bi} , D _z) (m)	2.09x10 ⁻²	3.56x10 ⁻¹
Boru dış çapı (m) D _{bd}	2.67x10 ⁻²	-
Bir geçiş için boru boyu (m) L _b	3.38	-
*Toplam boru yüzey alanı (m ²)	24.84 (iç)	31.78 (dış)
*Boru (n _b)/zarf sayısı (adet)	112	1
*Akış kesit alanı(A _{bk} , A _{zk}) (m ²)	6.51x10 ⁻³	3.66x10 ⁻²

*Proje değerlerine göre hesaplanan güç (kW)	282	255
*Su akış hızları (m/s) V_b, V_z	1.16	0.303
*Boru boyunun boru iç çapına oranı L_b/D_{bi}	162	-
*Eşdeğer hidrolik çap (m) D_e	1.39x10 ⁻²	
*Islak Çevre (Ç) (m)	10.51	

*hesap yoluyla bulunmuştur

2.2. Metot

2.2.1. Soğutma sisteminin devreye girme koşulları

Performansına göre değişmekle birlikte, ideal bir soğutma kulesi pratik olarak, ikinci devre soğutma suyu sıcaklığını, havanın yaş termometre sıcaklığının, minimum $Y=3$ °C (yanaşma aralığı) üzerine kadar düşürebilir [7]. Reaktör tank suyu sıcaklığı, havanın yaş termometre sıcaklığının 3 °C üzerine ulaşınca kadar, soğutma sisteminin devreye sokulmasına gerek yoktur [1]. Bu nedenle reaktör soğutma devrelerinin çalışması iki zaman aralığında incelenmiştir.

Birinci zaman aralığı; Reaktör çalışırken soğutma sistemi devre dışıdır. Bu nedenle, reaktör tankına giren-çıkın su sıcaklıkları ve ortalama tank suyu sıcaklığı birbirine eşit kabul edilebilir [1]. Reaktör çalıştırıldığı andan itibaren ortalama tank suyu sıcaklığının (T_{R0}), havanın yaş termometre sıcaklığının (T_{YT}), Y °C üzerine ulaşınca kadar geçen zaman (t_1) olarak tanımlanır, $0 \leq t \leq t_1$ zaman koşulunda reaktör su sıcaklıkları için,

$$T_R(t) = T_{Rg}(t) = T_{Rc}(t) \quad (1)$$

yazılabilir. Verilen zaman koşulu birinci zaman aralığı için verilen tüm eşitlikler için geçerlidir. Reaktör tankı içerisindeki tüm malzemeler için daha önce deneyle hesaplanmış olan reaktör toplam ısınma katsayısı $C_p=69.81$ MJ/°C için [9], reaktör gücünü veren eşitlikler,

$$P_R = \frac{C_p}{t_1} [(T_{YT} + Y) - T_{R0}] \quad (2)$$

$$P_R = \frac{C_p}{t} [T_R - T_{R0}] \quad (3)$$

şeklinde. Eş. (2) ve Eş.(3) düzenlenerek sırasıyla, birinci zaman aralığını (t_1) ve ortalama tank suyu sıcaklığını (T_R) veren ifadeler elde edilir.

$$t_1 = \frac{C_p}{P_R} [(T_{YT} + Y) - T_{R0}] \quad (4)$$

$$T_R(t) = \frac{P_R t}{C_p} + T_{R0} \quad (5)$$

İkinci zaman aralığı: Soğutma kulesinin devreye girmesi için gereken koşulun,

$$T_R(t) \geq (T_{YT} + Y) \quad t > t_1 \quad (6)$$

sağlandığı zaman aralığıdır. Bu zaman aralığında soğutma kulesi devreye gireceğinden, ortalama tank suyu sıcaklığı ve tank suyu giriş-çıkış sıcaklıkları farklı değerler olacaktır [1].

$$T_R(t) \neq T_{Rg}(t) \neq T_{Rc}(t) \quad t > t_1 \quad (7)$$

İkinci devre soğutma suyunun, kuleden çıkış sıcaklığı (T_{Kc}) sabit kabul edilirse,

$$T_{Kc} = sbt. = T_{YT} + Y \quad (8)$$

olacaktır. Burada değişen, reaktör tank suyu çıkış sıcaklığına bağlı olarak, kule giriş sıcaklığıdır. Kule soğutma suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki fark ikinci zaman aralığının başlangıcından itibaren sıfırdan başlayarak artar ve sürekli rejime ulaşıldığında sabit bir maksimum değere ulaşır. Kule çıkış sıcaklığı, ikinci zaman aralığı içinde ve sürekli rejimde sabit bir değere sahip olacağından, kule giriş ve çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın maksimum olduğu durumda, kule giriş sıcaklığı da (T_{Kgmax}) maksimum bir değere ulaşır ve bu durum için,

$$P_K = \dot{m}_2 c_p (T_{Kgmax} - T_{Kc}) \quad (9)$$

eşitliği yazılır ve reaktör gücü (P_K) için T_{Kgmax} çekilir ve Eş.(8) yerine konulursa,

$$T_{Kg \max} = \frac{P_K}{\dot{m}_2 c_p} + (T_{YT} + Y) \quad (10)$$

elde edilir.

2.2.2. Isı değiştiricisinin birinci ve ikinci soğutma devrelerine ait ısı taşınım katsayılarının analitik ifadeleri

Birinci soğutma devresinde, tank suyu giriş ve çıkış sıcaklıkları Tablo 1.'den alınarak aritmetik ortalaması 36.5°C hesaplanmıştır. Bu sonuca göre kinematik viskozite $\nu=0.708 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, $Pr=4.728$ ve suyun ısı iletim katsayısı $\lambda_s=0.622 \text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$ seçilmiştir [8]. Isı değiştiricisinin boru iç çapı (D_{bi}) ve suyun ısı eşanjörü birinci devresi içindeki akış hızı (V_b) Tablo 1'den alınarak Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{V_b D_{bi}}{\nu} = \frac{1.16 \times 2.09 \times 10^{-2}}{0.708 \times 10^{-6}} \cong 34243 \quad (11)$$

bulunur. $Re > 10000$ olması nedeniyle ısı değiştiricisinin birinci devresi içinde soğutma suyunun akışı turbülanslı bir karaktere sahiptir. $Re > 2300$ ve $L_b/D_{bi}=162$ (Tablo 1) için, Nu sayısını veren ifade,

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (12)$$

şekindedir. Birinci ve ikinci soğutma devrelerinde (n), 0.4 (ısıtma) ve 0.3 (soğutma) değerlerini alır. İkinci soğutma devresinde, gerekli değerler Tablo 1'den alınarak, tasarım sıcaklıklarının aritmetik ortalaması 29.5°C hesaplanmıştır. Bu değere göre kinematik viskozite $\nu=0.801 \times 10^{-6} \text{m}^2/\text{s}$, suyun ısı iletim katsayısı $\lambda_s=0.622 \text{W}/\text{m}^\circ\text{C}$, $Pr=5.43$ seçilmiştir [6,8]. Isı değiştiricisinin ikinci soğutma devresinde eşdeğer hidrolik çap (D_e) ve suyun akış hızı (V_z) Tablo 1'den alınırsa Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{V_z D_e}{\nu} = \frac{3.03 \times 10^{-1} \times 1.39 \times 10^{-2}}{0.801 \times 10^{-6}} = 5258 \quad (13)$$

elde edilir. Boyutsuz Nusselt sayısının genel tanımı [8],

$$Nu = \frac{h_i D_{bi}}{\lambda_s} \quad (14)$$

olup, daha önceki bir çalışmada Eş. 11, 12, 13 ve 14 kullanılarak, ısı değiştiricisinin birinci ikinci soğutma

devrelerine ait taşınım katsayıları, su debilerinin fonksiyonu olarak

$$h_i = \frac{\dot{m}_1^{0.8}}{9.35 \times 10^{-4}} \quad (15)$$

$$h_d = \frac{\dot{m}_2^{0.8}}{4.27 \times 10^{-3}} \quad (16)$$

şeklinde bulunmuştur [1].

2.2.4. Toplam ısı geçiş katsayısı ve ısı değiştirici gücünün analitik ifadeleri

Isı değiştirici tasarımı yapılırken, ısı transfer katsayısının doğru olarak tespiti iki akışkan arasında ne kadar ısı transfer edileceğinin belirlenmesi açısından oldukça önemlidir. Genel olarak iki yöntem kullanılmaktadır. Ortalama logaritmik sıcaklık farkı yöntemi (Logarithmic Mean Temperature Difference, LMTD) ve etkenlik geçiş birimi sayısı yöntemi (Number of Transfer Units, NTU)'dir (Genceli, 2005). Soğutma suyu debilerine bağlı olarak elde edilen iç ve dış taşınım katsayılarını kullanabilmek için LMTD yöntemi kullanılmıştır. Ortalama logaritmik sıcaklık farkını veren eşitlik,

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{R\zeta} - T_{K\zeta}) - (T_{Rg} - T_{K\zeta})}{\ln[(T_{R\zeta} - T_{K\zeta}) / (T_{Rg} - T_{K\zeta})]} \quad (17)$$

şekindedir [8]. Isı değiştiricinin temiz olduğu ve dolayısıyla ısı transferinin gerçekleştiği yüzeylerde birikinti bulunmadığı varsayılarak dış yüzey alanına göre tanımlanmış olan toplam geçiş katsayısı,

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_d} + \frac{D_{bd}}{2\lambda_\zeta} \ln\left(\frac{D_{bd}}{D_{bi}}\right) + \frac{D_{bd}}{h_i D_{bi}}} \quad (18)$$

olarak verilir [6,8]. Bu eşitlikte D_{lm} boru iç ve dış çaplarının logaritmik ortalaması olup,

$$D_{Lm} = \frac{D_{bd} - D_{bi}}{\ln \frac{D_{bd}}{D_{bi}}} \quad (19)$$

olarak tanımlanır [6,8]. Isı değiştiricisinin ısı gücü (P_E), zarf içine yerleştirilmiş olan boru demetlerinin toplam dış yüzey alanı (A), toplam ısı geçiş katsayısı (U) ve ortalama sıcaklık farkı (ΔT_m)'nin fonksiyonu olarak aşağıda şekilde ifade edilebilir.

$$P_E = UA \Delta T_{lm} \quad (20)$$

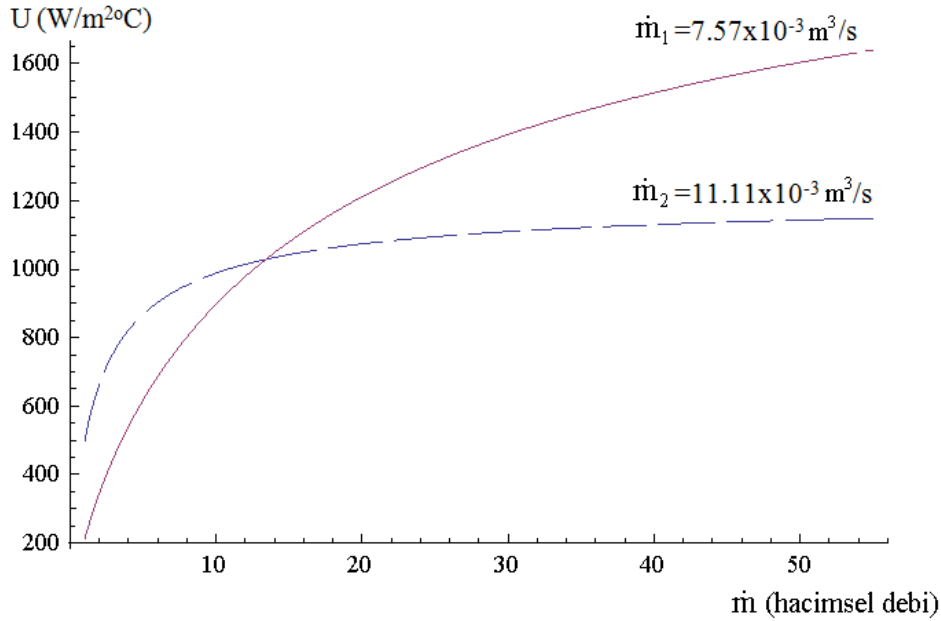
4. BULGULAR

Soğutma kulesi gücü 250 kW, yaş termometre sıcaklığı $T_{YT}=23.7$ °C ve $Y=3$ °C olmak üzere Eş. (10) ile $T_{Kgmax}=32.1$ °C hesaplanmıştır. Bu değer, reaktör güvenlik raporunda verilen 32.2°C ile çok az farklılık gösterdiği görülmektedir. Isı değiştiricinin birinci devresine ait SS304'den yapılmış boruların ısı iletim katsayısı $\lambda_c=16.3$ W/m°C'dir [6]. Eş. (18)'de, tasarım değerleri ve Eş.(15,16) kullanılarak, toplam ısı geçiş katsayısı $U=946$ W/m² °C şeklinde elde edilmiştir. Eş.(17) ile $\Delta T_{lm}= 6.9$ °C'dir. Bu değer kullanılarak, ısı değiştiricisinin ısı gücü (P_E) 207.6 kW bulunmuştur (Eş (20)). Reaktör tasarımında temel alınan güç 250 kW olduğuna göre, yapılan teorik güç hesaplamasında elde edilen sonuç %-16.7 sapma göstermektedir.. Elde edilen farklı sonuçların, Eş. (12) ile verilen korelasyonun

hatasından, ısı değiştiricisinin ikinci devre tarafındaki boyutları bilinmeyen perdeler nedeniyle suyun hızının ve dolayısıyla taşınım katsayısının tam olarak belirlenememesinden kaynaklandığı öngörülebilir.

4. SONUÇ

Yapılan çalışmada üretici tarafından verilen reaktör tasarım değerleri kullanılarak temel güç ve sıcaklık hesaplamaları yapılmıştır. Ancak ısı değiştiricisinin iç boyutlarını ve perdelerin yapısını reaktörün güvenlik sınırlamaları nedeni ile incelemek mümkün olmamıştır. Toplam ısı geçiş katsayısının grafik değişimi, birinci ve ikinci soğutma devrelerindeki akışkan debilerinden biri sabit tutulup diğeri artırılarak çizilirse Şekil 2'de verilen grafik elde edilir.



Şekil 2. Soğutma suyu debilerine göre toplam ısı geçiş katsayısının değişimi

Bu grafikte, ikinci devre akışkan debisi sabit iken artan birinci devre debisine bağlı olarak, toplam ısı geçiş katsayısının yatay eksene asimtot olma eğiliminde olduğu görülmektedir. Debi reaktör tasarım değerinden seçildiği için artan diğer debiye bağlı olarak toplam ısı geçiş katsayısının asimptota yakınsaması beklenen bir sonuçtur. Birinci devre akışkan debisi sabit iken artan ikinci devre akışkan debisine bağlı olarak toplam ısı geçiş katsayısının eğimi oldukça yavaş azalmaktadır ve yüksek debi değerlerinde yatay eksene paralel hale gelmektedir. Bu sonuç Eş. (12) ile verilen korelasyonun hatasından, ısı değiştiricisinin ikinci devre tarafındaki boyutları bilinmeyen perdeler nedeniyle suyun

hızının ve dolayısıyla taşınım katsayısının tam olarak belirlenememesi görüşünü desteklemektedir.

REFERANSLAR

- [1] Akay, O. E., "Triga Mark-II nükleer araştırma reaktörü soğutma sisteminin ısı modelinin oluşturulması", Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 2012. (basılacak)
- [2] Genceli, F. O., "Isı değiştiricileri", Birsan Yayınevi, 424s, İstanbul, 2005.
- [3] General Atomic a, Safety Analysis Report for the Triga Mark-II Reactor for the Institute for Nuclear Energy, Technical University of Istanbul, 1978.

- [4] General Atomic b,” Safety Analysis Report for the TRIGA Mark-II Reactor, General Atomic A-E-117, 478”, 1978.
- [5] General Atomic c, “Triga Mark-II Reactor, Mechanical Operating and Maintenance Manual, Appendix Drawing Lists and Specifications, Prepared for the Institute For Nuclear Energy Technical University of Istanbul Turkey, ,G.A. E-117-704”, 1978.
- [6] Rohsenow, W.M. and Hartnett, P.J., “Handbook Of Heat Transfer, McGraw-Hill Book Company”, Newyork, 1998.
- [7] Stoecker, F.W., “İklimlendirme Esasları, İ.T.Ü. Matbaası, Gümüşsuyu”, 1984.
- [8] Taborek, J., Hewitt, G.F., Afgan, N., “Heat Exchangers Theory and Practice”, Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1983.
- [9] Yavuz, H., Bayülken, A., Can, B., Baytaş, C., Kurul, N., Büke, T., Aydın, M., Şişman, A., “İ.T.Ü. TRIGA Mark-II reaktöründe uygulamalı araştırma ve geliştirme çalışmaları”, İ.T.Ü. araştırma fonu 280 nolu proje raporu, İstanbul, 1993.