GU J Sci, Part C, 6(1): 105-115 (2018)

Gazi Üniversitesi

Fen Bilimleri Dergisi

PART C: TASARIM VE TEKNOLOJİ

dergipark.gov.tr/http-gujsc-gazi-edu-tr

Sıcak Su Tanklarında Yalıtım Kalınlığının Isıl Katmanlaşmaya Etkisi

Burak KURŞUN[1], Korhan ÖKTEN[1 *]

[1]*Amasya Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 05100, AMASYA*

Makale Bilgisi

Başvuru: 10/07/2017
Düzeltme:25/12/2017
Kabul: 18/01/2018

Anahtar Kelimeler

Doğal konveksiyon
Isıl katmanlaşma
Sıcak su tankı
Yalıtım kalınlığı

Keywords

Natural convection
Thermal stratification
Hot water tank
Insulation thickness

Öz

Isıl enerji depolama amacı ile kullanılan sıcak su tanklarının veriminin artırılmasında ele alınması gereken önemli etkenlerden bir tanesi ısıl katmanlaşmadır. Tank tabanındaki suyun sıcaklığının düşürülmesi suyun ısıtılması sırasında ısı kaynağının enerjisinden daha fazla faydalanılmasını sağlamakta ve sistemin verimini artırmaktadır. Bu çalışmada tank dış yüzeyindeki yalıtım kalınlığının ve tank çapının tank boyuna oranının (D/H) ısıl katmanlaşmaya olan etkisi sayısal olarak incelenmiştir. Sayısal analizler D/H=0,3-1 aralığında yalıtım kalınlığının sabit ve değişken olması koşulları için gerçekleştirilmiştir. Isı depolama akışkanı olarak su kullanılmış ve analiz sonuçları sekiz saatlik soğuma periyodu için elde edilmiştir. Sayısal sonuçlar yalıtım kalınlığının değiştirilmesi ile birlikte D/H=0,3-1 aralığındaki oranlar için tank alt ve üst yüzeylerindeki sıcaklık farkının 7-9°C arasında arttığını göstermiştir.

Effect of Insulation Thickness on Thermal Stratification in Hot Water Tanks Abstract

One of the important factors to be considered in increasing the efficiency of hot water storage tanks used for thermal energy storage is thermal stratification. Reducing the temperature of the water at the base of the tank provides more utilization of the energy of the heat source during the heating of the water and improves the efficiency of the system. In this study, the effect of the insulation thickness on the outer surface of the tank and the ratio of the tank diameter to the height (D/H) on the thermal stratification was investigated numerically. Numerical analyzes were carried out for the condition that the insulation thickness was constant and variable in the range of D/H=0,3-1. Water was used as the heat storage fluid and the analysis results were obtained for eight hours cooling period. Numerical results showed that the temperature difference between the bottom and top surfaces of the tank increased between 7-9 ° C for the range of D / H = 0,3-1 with changing the insulation thickness.

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Günümüzde enerjinin verimli kullanılması yönünde çalışmalar oldukça önem kazanmıştır. Enerji depolama yöntemleri, özelliklede termal enerji depolama bu çalışmaların merkezinde yer almaktadır. Birçok endüstride ve yerel uygulamalarda termal enerjiyi depolamak için yalıtımlı rejeneratif tip tanklar kullanılmakta ve ısı depolama akışkanı olarak da kolay elde edilebilir, yüksek ısı kapasiteli ve geniş sıcaklık aralığında çalışabilirliğinden dolayı su tercih edilmektedir [1].

Termal tankların performanslarının artırılması için birçok parametre vardır. Bu parametreler arasında en önemlilerinden birisi de termal katmanlaşmadır [2]. Bilindiği gibi bu tür tanklarda ısınan su tankın üst bölgelerine doğru hareket ederken soğuk su tankın tabanında kalmaktadır. Buradaki amaç sıcak ve soğuk suyun karışım bölgelerini minimuma indirerek tank verimini artırmaktır [3]. Literatürde termal katmanlaşmanın artırılmasına yönelik sınırlı sayıda çalışma vardır. Altıntop ve ark. yaptıkları çalışmada 12 farklı tip engeli silindirik tanklara yerleştirerek termal katmanlaşmayı artırmayı amaçlamışlardır [4]. Yapılan sayısal çalışmanın sonucunda maksimum termal katmanlaşma konik ve düzlemsel biçimli engellerde elde edilmiştir. Boudjar ve Harhad farklı en-boy oranlarına sahip silindirik boşluklara sahip tank depolama bölgesinde torada yağı, etilen glikol ve su kullanılarak termal katmanlaşmanın nasıl değiştiğini karşılaştırmalı olarak incelemişlerdir [5].Garcia-Mari ve ark. silindirik tanklarda giriş

*Korhan ÖKTEN, e-mail: korhan.okten@amasya.edu.tr

DOI:10.29109/http-gujsc-gazi-edu-tr.327595

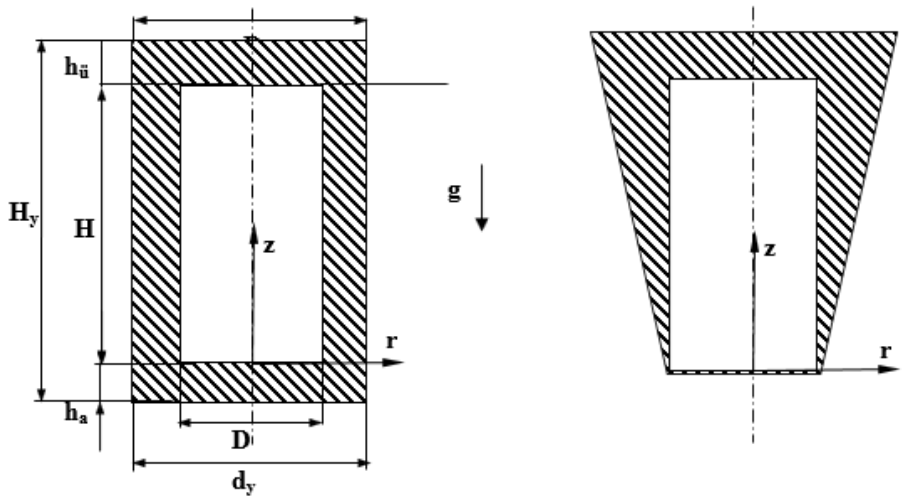
konfigürasyonunun termal katmanlaşmaya etkisini deneysel olarak araştırmışlardır [3]. Sinterlenmiş bronz konik difüzör ve konvansiyonel giriş konfügürasyonunu karşılatırmış ve sinterlenmiş bronz konik difüzörün termal katmanlaşmayı daha çok artırdığını saptamışlardır. Erdemir ve Altıntop ceketli ısı değiştiricilerde termal katmanlaşmayı artırmak için 4 farklı engel tipini farklı mesafelerde tank içerisine yerleştirmişlerdir [6]. Sonuçlarda A tipi iki engelin Y=200 ve Y=300 noktasına yerleştirildiğinde maksimum termal katmanlaşmanın elde edildiği görülmüştür. Yang ve ark. değişik tank geometrilerinin termal katmanlaşma üzerine etkisini incelemişlerdir [7]. Yapılan analizlerde tank içerisindeki keskin köşelerin termal katmanlaşmayı artırdığı gözlenmiştir. Ayrıca en iyi termal depolama kapasitesi küre ve silindir şeklindeki tanklarda, en iyi termal katmanlaşmanın ise koni tipindeki tanklarda oluştuğu gözlenmiştir. Kaloudis ve ark. dikdörtgen tank girişi için sabit sıcaklık ve değişen sıcaklık koşullarını büyük Eddy viskoziteleri modelini kullanarak karşılaştırmışlardır [8]. Chung ve ark. yeni bir difüzör geliştirerek termal katmanlaşma üzerindeki etkisini incelemişlerdir [9]. Difüzör etkileri farklı Reynolds, Froude sayıları ve farklı difüzör tank kesit oranlarında araştırılmıştır. Çalışmanın sonucunda termal katmanlaşma oluşumunda en baskın parametrenin Reynolds sayısı olduğu anlaşılmıştır.

Termal katmanlaşma artışı üzerine literatürde yapılan çalışmalarda, tank içerisine engel yerleştirilmesi, tank geometrisinin değiştirilmesi, su giriş / çıkış pozisyonunun değişimi ve farklı akışkan kullanımı gibi yöntemler yaygın olarak uygulanmıştır. Bu çalışmada ise termal katmanlaşmayı artırmak için tank yüzeyi boyunca değişen yalıtım kalınlıkları denenmiş ve yapılan analiz sonuçları değerlendirilmiştir.

2. SAYISAL ÇALIŞMA (NUMERICAL STUDY)

2.1. Problemin Tanımlanması (Problem Specification)

Fiziksel problem için ele alınan silindirik tank geometrileri Şekil 1'de görülmektedir. Şekil 1a'da sabit yalıtım kalınlığına sahip sıcak su tankı verilmiştir. Şekil 1b'de ise tank içerisinde sıcak ve soğuk su karışım bölgelerini minimuma indirmek için sıcak bölgelerden soğuk bölgelere azalan yalıtım kalınlığı görülmektedir. Sabit ve değişken yalıtım kalınlığı koşullarının her ikisinde de aynı hacme sahip yalıtım kullanılmıştır. Buna göre Şekil 1a'da verilen ölçülerde D_y, d_y, H_y, D ve H boyutları tankın çap/boy oranına göre değişmektedir. Alt ve üst yalıtım kalınlıklarını ifade eden h_a ve $h_ü$ boyutları ise tüm koşullar için sabit kalmıştır. Sabit yalıtım kalınlığı için h_a ve $h_ü$ boyutları birbirine eşit ve 30mm'dir. Değişken yalıtım kalınlığı koşulları için ise h_a ve $h_ü$ boyutları sırası ile 1mm ve 59mm'dir.



Şekil 1. *Su tankı geometrileri a) Sabit yalıtım kalınlığı, b) Değişken yalıtım kalınlığı*

2.2. Matematiksel Model (Mathematical Model)

Sayısal çalışma laminar ve doğal konveksiyon şartlarındaki fiziksel problemin çözümü için gerçekleştirilmiştir. Doğal konveksiyon akışının laminar olma kriteri için literatürde verilen farklı sonuçlar mevcuttur. Sparrow ve Gregg düşey düz bir plakada turbulansa geçiş bölgesindeki akış için Rayleigh (Ra) sayısının 10^{11} civarında olduğunu belirtmişlerdir [11]. Papanicolau ve Belessiotis ise laminar akış koşulunun $Ra<10^{13}$ olduğunu rapor etmişlerdir [12]. Yine düşey ve düz bir plakada doğal konveksiyon akışının turbulansa geçiş bölgesi için Ra sayının $10^{12}<Ra<10^{14}$ olması gerektiği Vliet ve Liu tarafından ortaya konmuştur [13]. Bejan ve Large ise düz bir plaka için Gr saysının $Gr <10^{9}$ olması koşulunda akışın laminar kabul edilebileceğini ifade etmişlerdir [14]. Kang ve Chung ise yaptıkları deneysel çalışmada hız sınır tabakasının silindir çapına göre oldukça küçük olması nedeni ile silindir geometrisinin eğrilik etkisinin ihmal edilebileceğini ve silindirin düz plaka gibi düşünülebileceğini göstermişlerdir [15,16]. Literatürdeki sonuçlar doğrultusunda bu çalışmadaki tüm koşullar için Ra ve Gr sayısı hesaplanarak akışın rejimi belirlenmeye çalışılmıştır. Gr sayısı denklem 1 ile Ra sayısı ise denklem 2 ile hesaplanmıştır,

$$Gr = \frac{g\beta(T_{ort} - T_d)D^3}{v^2} \tag{1}$$

$$Ra = Gr\,\mathrm{Pr} \tag{2}$$

Bu denklemde g yerçekimi ivmesi, β ısıl genleşme katsayısı, D silindir çapı, v akışkan kinematik viskozitesi, T_{ort} ve T_d sırası ile ortalama akışkan ve tank duvar sıcaklığıdır. T_{ort} ve T_d sıcaklıkları elde edilen sayısal veriler ile analiz programı içerisinde akışkan ve yalıtım duvar bölgesi seçilerek hesaplatılmıştır. Sayısal analiz sonucunda, en yüksek Gr sayısı yaklaşık $2x10^8$, aynı koşul için Pr sayısı ise 2,45 hesaplanmıştır. Böylece Ra sayısı $Ra=4{,}90x10^8$ olarak bulunmuştur. Yukarıda verilen kriterler göz önünde bulundurulduğunda akışın doğal konveksiyon koşullarında laminar olduğu kabul edilmiştir.

Sayısal model tasarlanırken deponun duvar kalınlığının yalıtım kalınlığından çok daha ince olduğu kabul edilmiş bu nedenle depo duvar kalınlığının etkisi göz ardı edilerek tank duvar kalınlığı yalıtım kalınlığına dâhil edilmiştir. Sıvının fiziksel özellikleri, z yönündeki momentumun korunumu denklemindeki yoğunluk değeri dışında sabit alınmıştır (Boussinesq yaklaşımı). Akışın tank eksenine göre simetrik olduğu kabul edilerek sayısal çözümlemeler akışın iki boyutlu ve zamana bağlı olması koşulu ile gerçekleştirilmiştir. Bu kabullerle birlikte sayısal analizde tank ve yalıtım malzemesi için kullanılan korunum denklemleri aşağıda görülmektedir. Kütlenin korunumu denklem 3 ile verilmiştir. Denklem 4 ve 5 sırası ile r ve z yönlerindeki momentumun korunumu denklemleridir. Denklem 6 ise enerjinin korunumunu ifade etmektedir.

$$\frac{\partial\rho}{\partial t} + \frac{1}{r}\frac{\partial(ru)}{\partial r} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \tag{3}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + \frac{\partial(uu)}{\partial r} + \frac{\partial(wu)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial r} + \frac{\mu}{\rho}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial u}{\partial r}\right) + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2}\right] \tag{4}$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + \frac{\partial(uw)}{\partial r} + \frac{\partial(ww)}{\partial z} = -\frac{1}{\rho}\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\mu}{\rho}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial w}{\partial r}\right) + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2}\right] + g\beta(T - T_\infty) \tag{5}$$

$$\frac{\partial T}{\partial t}+\frac{\partial (uT)}{\partial r}+\frac{\partial (wT)}{\partial z}=\frac{k}{\rho c_p}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T}{\partial r}\right)+\frac{\partial^2 T}{\partial z^2}\right]$$
(6)

Yukarıdaki korunum denklemlerinde u ve v sırasıyla r ve z yönündeki hız bileşenlerini, P akışkan basıncını, μ akışkan dinamik viskozitesini, ρ akışkan yoğunluğu, g yerçekimi ivmesini, β termal genleşme katsayısını, k akışkanın ısıl iletkenlik katsayısını, c_p akışkanın özgül ısısını ve denklem 5'in sağ tarafındaki son ifade ise ($g\beta(T-T_\infty)$), kütle kuvvetlerinin etkisini göstermektedir (Boussinesq yaklaşımı).

Yalıtım bölgesi için kullanılan ısı iletimi denklemi, denklem 7' de verilmiştir.

$$\frac{\partial T_{yal}}{\partial t}=\frac{k_{yal}}{\rho_{yal}c_{p,yal}}\left[\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}\left(r\frac{\partial T_{yal}}{\partial r}\right)+\frac{\partial^2 T_{yal}}{\partial z^2}\right]$$
(7)

Burada k_{yal} yalıtım malzemesinin ısıl iletkenlik katsayısı, T_{yal} yalıtım malzemesinin sıcaklığı, ρ_{yal} ve $c_{p,yal}$ ise sırası ile yalıtım malzemesinin yoğunluğu ve özgül ısısıdır.

2.2.1 Başlangıç ve Sınır Şartları (Initial and Boundary Conditions)

Başlangıçtaki hız koşulu için, r ve z yönündeki hız değerleri sıfır olarak alınmıştır. Ayrıca akışkan ve yalıtım bölgesindeki başlangıç sıcaklıkları sırasıyla aşağıda verilen T_o ve $T_ç$ sıcaklıklarına eşitlenmiştir (denklem 8).

$$u=0;\ v=0;\ T=T_o;\ T_{yal_dış}=T_ç$$
(8)

Burada $T_{yal_dış}$ yalıtımın dış yüzey sıcaklığı, T_o akışkanın başlangıç sıcaklığı ve $T_ç$ ise dış ortam sıcaklığıdır. Dış ortam sıcaklığı $T_ç$= 288,15 K olarak, akışkanın başlangıç sıcaklığı ise T_o=353,15 K olarak alınmıştır.

Akışın tank eksenine göre simetrik olması nedeni ile su ve yalıtım bölgesi için simetri sınır şartları sırası ile 9 ve 10 numaralı eşitliklerle ifade edilmiştir,

$$\frac{\partial w}{\partial r}=0;\quad u=0;\quad \frac{\partial T}{\partial r}=0 \tag{9}$$

$$\frac{\partial T_{yal_iç}}{\partial r}=0 \tag{10}$$

Burada $T_{yal_iç}$ yalıtımın iç yüzey sıcaklığını ifade etmektedir.

Akışkan bölgesindeki katı yüzeylerde uygulanan kaymama sınır koşulları ve ısıl sınır koşulları aşağıda görülmektedir (denklem 11).

$$u = 0;\ \ w = 0;\ \ T_d = T_{yal_iç};\ -k\frac{\partial T}{\partial r} = -k_{yal}\frac{\partial T_{yal_iç}}{\partial r}$$

(11)

Cam yünü yalıtım malzemesinin alt ve üst dış yüzeyleri için sınır şartı denklem 12, yan dış yüzeyi için sınır şartı ise denklem 13' de verilmiştir,

$$-k_{yal}\frac{\partial T_{yal_dış}}{\partial z} = h(T_{yal_dış} - T_ç)$$

(12)

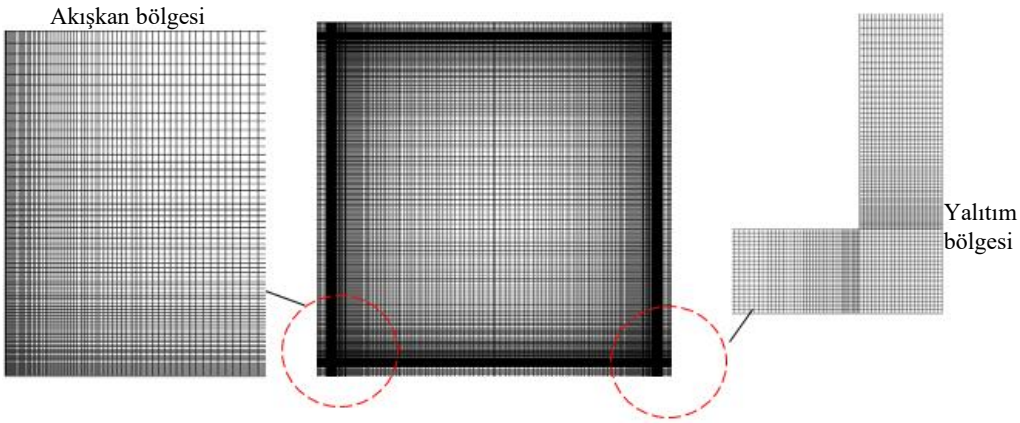
$$-k_{yal}\frac{\partial T_{yal_dış}}{\partial r} = h(T_{yal_dış} - T_ç)$$

(13)

Burada h, tankın dışındaki ortamın konveksiyon katsayısıdır. Konveksiyon katsayısının değeri h=2 W/m^2 K olarak alınmıştır [7]. $T_{yal_dış}$ ise yalıtımın dış yüzey sıcaklığını ifade etmektedir.

2.3. Sayısal Yöntem (Numerical Method)

Sayısal analizlerde hücre yapısı oluşturulması sırasında, tank geometrisi, akışkan bölgesi ve yalıtım bölgesi olarak iki bölüme ayrılmıştır (Şekil 2). Akışkan ve yalıtım bölgesinde üniform ağ yapısı kullanılmış ve akışkan bölgesinin tank duvarıyla birleştiği bölgelerde hız sınır tabakası oluşumu için hücre sıklığı artırılmıştır. Deneysel sonuçlarla uyum için farklı hücre sıklıkları test edilmiştir. Hücrelerin sıklaştırıldığı bölgelerde cidara yakın ilk hücre genişliğinin 0,270 mm ve büyüme oranı 1,2 alınarak yığılma faktörünün 10 (bias factor) alındığı durumda deneysel sonuçlarla en iyi uyum sağlanmıştır. Böylece deneysel çalışma koşulları için gerçekleştirilen sayısal çalışmada hız sınır tabakasının (δ) yaklaşık δ=10mm olduğu görülmüştür. Ayrıca akışın tank eksenine göre simetrik olması sebebi ile analizler tank geometrilerinin yarısı için gerçekleştirilmiştir.



Şekil 2. *Sayısal çözümleme için kullanılan hücre yapısı ve dağılımı*

Sayısal modelin çözümünde sonlu hacimler metodu uygulanmıştır. Korunum denklemlerinin sayısal çözümlemesinde SIMPLE algoritması ve zamana bağlı birinci dereceden kapalı formülasyon

kullanılmıştır (first order implicit scheme). PRESTO! yöntemi basıncın ayrıklaştırılması işleminde doğal konveksiyon etkisinin baskın olduğu koşullarda daha iyi yakınsama sağlamaktadır [10]. Bu nedenle basınç ayrıklaştırılması için PRESTO! yöntemi tercih edilmiştir. Difüzif terimler için ikinci dereceden merkezi farklar metodu ve konvektif terimler için ikinci dereceden UPWIND metodu uygulanmıştır. Su tankının dış yüzeyinde ise yüzey seçilerek konveksiyon sınır koşulu uygulanmıştır. Analizler, kalıntı değerlerinin kütle ve momentumun korunumu için 10^{-3} değerinden, enerjinin korunumu için ise 10^{-6} değerinden küçük olduğu duruma kadar devam etmiştir.

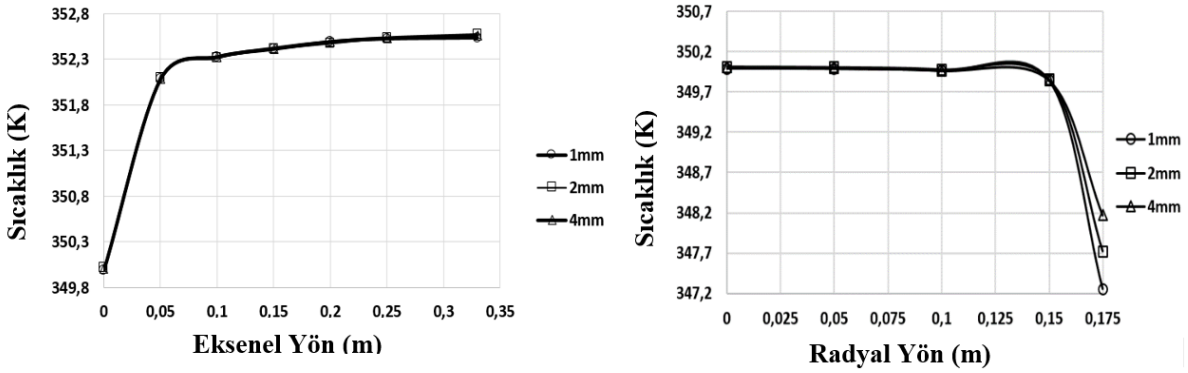
3. SAYISAL SONUÇLARIN DOĞRULANMASI (VERIFICATION of NUMERICAL RESULTS)

Sayısal çalışmada elde edilen sonuçlar, Yang ve ark. tarafından silindirik su tankı için yapılmış deneysel çalışma sonuçları ile karşılaştırılmıştır [7]. Ayrıca yapılan analiz sonuçlarının hücre boyutundan ve zaman adımından bağımsız olduğunu göstermek için üç farklı zaman adımı ve hücre boyutu için analizler gerçekleştirilerek sonuçlar birbiri ile karşılaştırılmıştır.

Eksenel ve radyal doğrultudaki hücre boyutuna ve zaman adımına bağlı sıcaklık değişimi Şekil 3'de verilmiştir. Şekil 3a' da görüldüğü gibi tank ekseninde yüksekliğe bağlı sıcaklık değişimi hücre boyutlarına bağlı olarak ihmal edilebilir derecede gerçekleşmiştir. Belirli bir yükselik değerinde (z=150mm) tank genişliğine bağlı sıcaklık değişimi ise Şekil 3b'de görüldüğü gibi tank dış yüzeyinde hücre boyutuna bağlı olarak maksimum 0,26% oranında meydana gelmiştir. 2 mm hücre boyutu 4 mm hücre boyutuna göre her bir zaman adımı için daha hızlı yakınsama göstermektedir. 1 mm hücre boyutu kullanıldığında ise analiz zamanı büyük ölçüde artmaktadır. Hücre boyutunun radyal yöndeki sıcaklık değişimine etkisinin 0,26% oranında olması sebebi ile analizler için 2 mm hücre boyutu tercih edilmiştir.

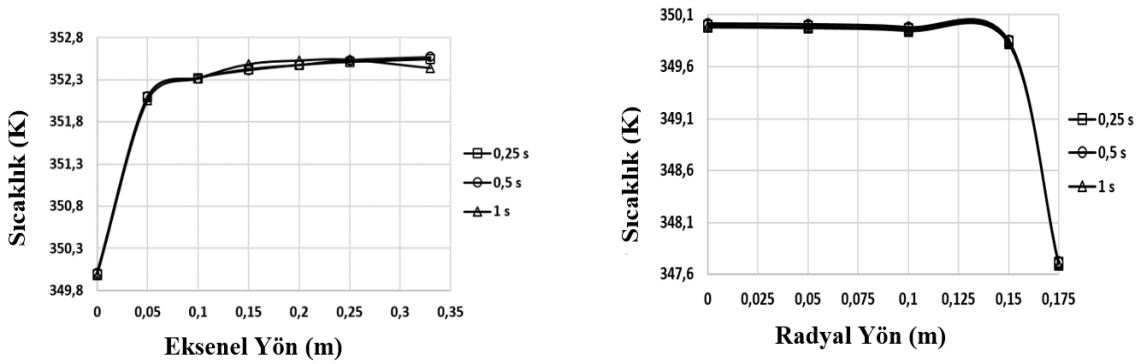
Analizler için zaman adımı 0,5 s olarak belirlenmiştir [7]. Analizlerin zamandan bağımsız olduğunun gösterilmesi için üç farklı zaman aralığı için analizler yapılmıştır. Tank ekseninde yüksekliğe bağlı sıcaklık değişimi Şekil 4a'da verilmiştir. Sonuçlar, zaman adımının 0,5s ve altındaki değerinde sıcaklık değişiminin yaklaşık olarak sabit kaldığını göstermektedir. Şekil 4b'de ise belirli bir yükseklikte (z=150mm) tank genişliğine bağlı sıcaklıkların zaman adımlarına bağlı değişim grafiği verilmiştir ve radyal yöndeki sıcaklıkların zaman adımının değişiminden etkilenmediği gözlemlenmiştir. Bu nedenle analizler için zaman adımı 0,5s olarak belirlenmiştir.

a) b)



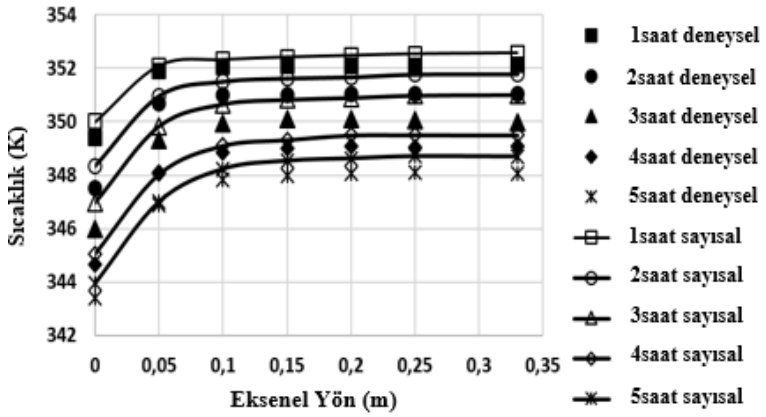
Şekil 3. *Sayısal çözümlerin doğrulanması için hücre boyutu değişiminden bağımsızlık testi*

a) b)



Şekil 4. *Sayısal çözümlerin doğrulanması için zaman adımı değişiminden bağımsızlık testi*

2 mm hücre boyutu ve 0,5 s zaman adımı değerleri için elde edilen sayısal analiz sonuçlarının deneysel sonuçlarla karşılaştırılması Şekil 5'de verilmiştir. Tank ekseninde yükseklik ile değişen sıcaklık değerleri, 5 saatlik soğuma periyodu için karşılaştırılmıştır. Deneysel ve sayısal sonuçlar arasındaki en büyük farkın yaklaşık % 1,5 olduğu tespit edilmiştir. Bu durum, sayısal sonuçların deney sonuçlarıyla iyi bir uyum içinde olduğunu göstermektedir.

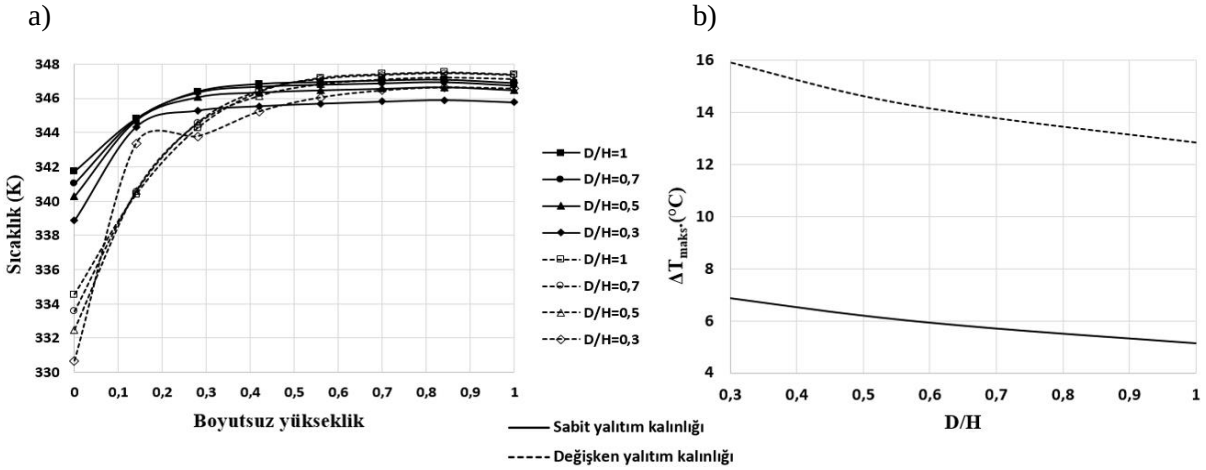


Şekil 5. *Sayısal sonuçların deneysel sonuçlarla karşılaştırılması [7]*

4. BULGULAR ve TARTIŞMA (RESULTS and DISCUSSION)

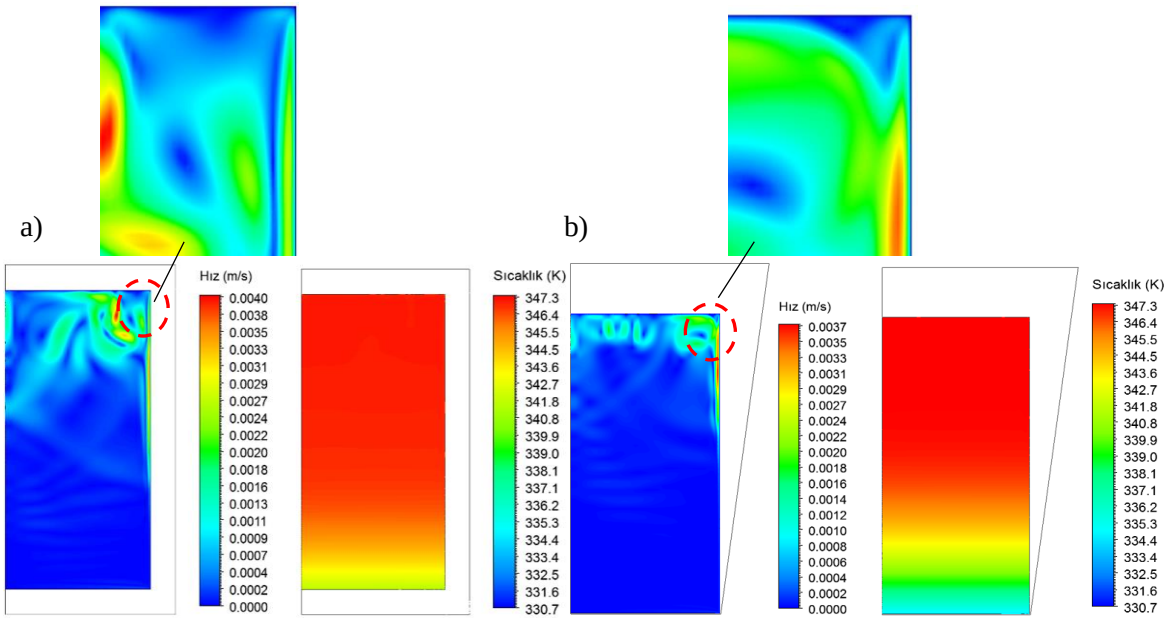
Sabit ve değişken yalıtım kalınlığı için su tankının farklı çap/boy oranlarında gerçekleştirilen sayısal analiz sonuçları aşağıda grafikler halinde verilmiştir. Sabit ve değişken yalıtım kalınlıkları için Şekil 6a'da tank içerisinde eksenel yöndeki sıcaklık değişimi şekil 6b'de ise su tankının çap/boy oranı değişimine göre tank içerisinde oluşan maksimum sıcaklık farkları görülmektedir. Şekil 6a'daki sıcaklık değerleri tüm çap/boy oranı değerleri için tank yüksekliklerinin yedi eşit parçaya bölünmesi ve tank orta noktasında eksenel yöndeki sıcaklıkların ölçülmesi ile elde edilmiştir. Tüm koşullarda zamana bağlı olarak soğuk ve sıcak suyun yer değiştirmesi sonucunda tank alt bölgesindeki sıcaklıklar düşük üst bölgesindeki sıcaklıklar ise yüksektir (Şekil 6a). Yalıtım kalınlığının tank alt bölgesinden üst bölgesine doğru kalınlaştırılması alt bölgelerdeki sıcaklık değerlerini düşürmüş ve sabit yalıtım kalınlığı kullanılması durumuna göre tank alt ve üst bölgeleri arasındaki sıcaklık farkını artırmıştır. Şekil 6a'dan anlaşıldığı gibi tank tabanındaki en yüksek sıcaklık düşüşü D/H=0,3 değerinde meydana gelmiştir. Tank üst bölgelerinde ise sıcaklıklar, sabit ve değişken yalıtım kalınlıkları için birbirine yakın değerler almıştır. Şekil 6b'de görüldüğü gibi tank içerisindeki maksimum sıcaklık farkı çap/boy oranının azalması ile birlikte düşmektedir. 8 saatlik soğuma zamanı sonunda en yüksek sıcaklık farkının (ΔT_{maks}) D/H=0,3 için

9°C olduğu görülmektedir. Çap/boy oranı D/H=1 olan silindirik tank için ise yalıtım kalınlığının değişken olması maksimum sıcaklık farkını yaklaşık 7°C artırmıştır.

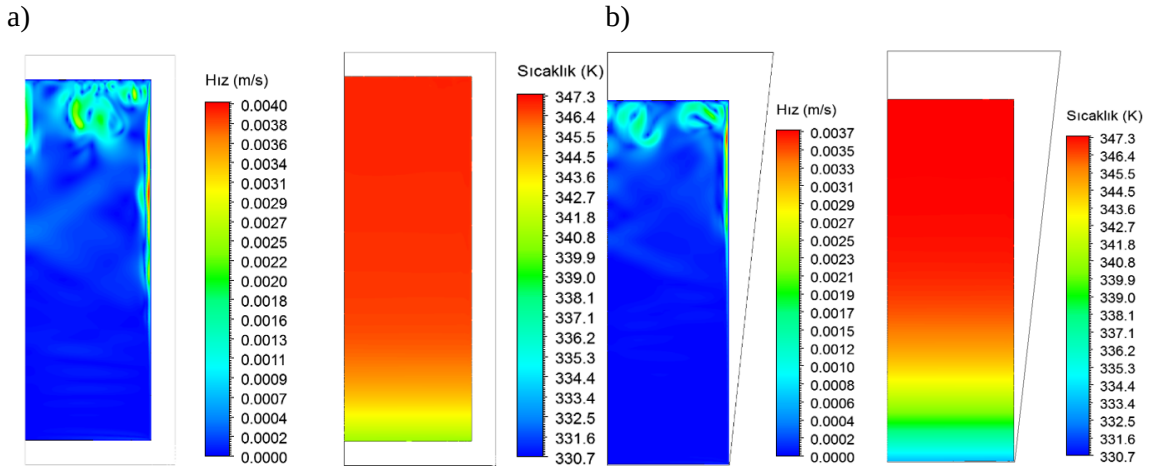


Şekil 6. *8 saatlik zaman dilimi için tank içerisindeki sıcaklık dağılımları a) Eksenel yöndeki sıcaklık dağılımı, b) D/H oranına göre maksimum sıcaklık farkı*

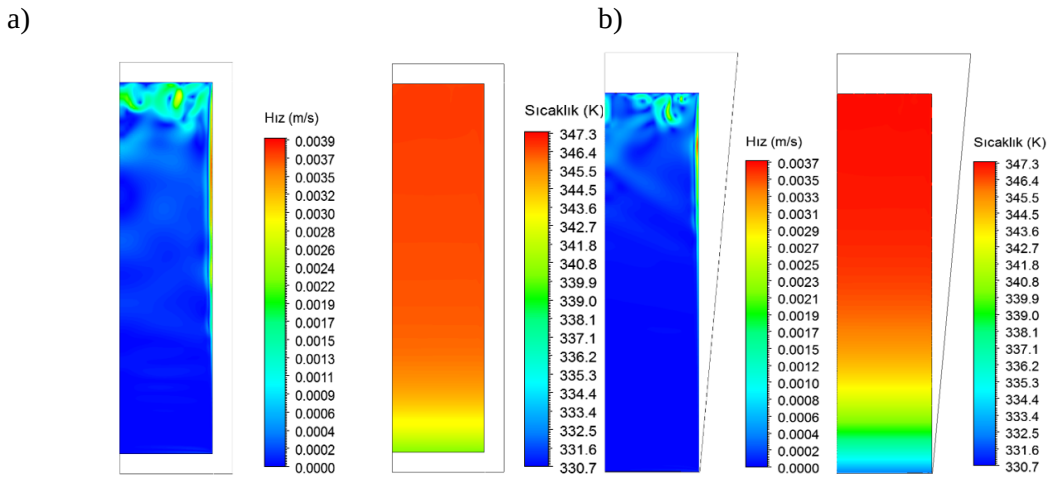
Şekil 7-10'da verilen resimlerde ise farklı D/H oranları için oluşan hız ve sıcaklık kontörleri görülmektedir. Tüm koşullarda soğuk ve sıcak su arasında yoğunluk farkı nedeni ile yer değişimi meydana gelmekte ve oluşan karışım tank alt ve üst bölgesi arasındaki sıcaklık gradyanını düşürmektedir. Tank içerisindeki sıcaklık farkının artırılması amacı ile yalıtım kalınlığı alt bölgelerde azaltılmış üst bölgelerde ise artırılmıştır. Bunun sonucunda Şekil 7b-10b'de verilen sıcaklık kontörlerinden görüldüğü gibi tank alt bölgesinde meydana gelen sıcaklık değerleri düşmüştür. Yalıtım kalınlığının alt bölgede düşürülmesi dış ortama konveksiyonla gerçekleşen ısı transferi miktarını artırarak daha fazla soğumaya neden olmuştur. Diğer yandan tüm koşullardaki hız kontörleri incelendiğinde, tank duvarındaki hız sınır tabakası oluşumu sabit yalıtım kalınlığı durumlarında tank alt yüzeyine daha yakın bölgede sona ermektedir. Bu durum sıcak ve soğuk su karışımını artırarak tank içerisindeki sıcaklık farkını düşürmüştür. Akışkan hareketinin en fazla olduğu durum sabit yalıtım kalınlığı için D/H=1 koşulunda meydana gelmiştir (Şekil 7a). Şekil 6'daki sonuçlara paralel olarak D/H oranının azalması ısıl katmanlaşma miktarını artırmıştır. Şekil 10b'den tank alt bölgesindeki en düşük sıcaklıkların D/H=0,3 oranında oluştuğu anlaşılmaktadır.



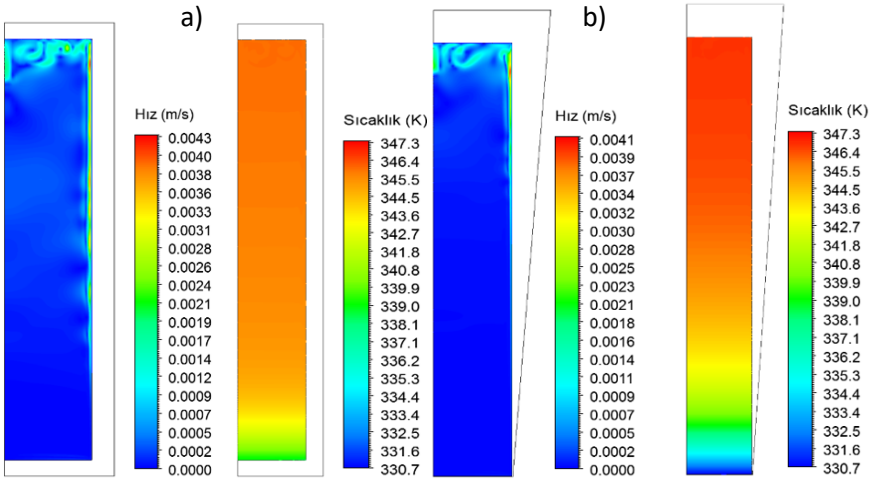
Şekil 7. *8 saatlik zaman dilimi için tank içerisindeki hız ve sıcaklık kontörleri (D/H=1) a) Sabit yalıtım kalınlığı, b) Değişken yalıtım kalınlığı*



Şekil 8. *8 saatlik zaman dilimi için tank içerisindeki hız ve sıcaklık kontörleri (D/H=0,7) a) Sabit yalıtım kalınlığı, b) Değişken yalıtım kalınlığı*



Şekil 9. *8 saatlik zaman dilimi için tank içerisindeki hız ve sıcaklık kontörleri (D/H=0,5) a) Sabit yalıtım kalınlığı, b) Değişken yalıtım kalınlığı*



Şekil 10. *8 saatlik zaman dilimi için tank içerisindeki hız ve sıcaklık kontörleri (D/H=0,3) a) Sabit yalıtım kalınlığı, b) Değişken yalıtım kalınlığı*

5. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Yapılan sayısal analizlerde ısıl enerji depolama amaçlı kullanılan silindirik sıcak su tanklarında değişken yalıtım kalınlığının farklı D/H oranları için ısıl katmanlaşmaya olan etkileri incelenmiştir. Elde edilen bulgular yalıtım kalınlığının tank alt bölgesinde azaltılıp üst bölgesinde artırılmasının ısıl katmanlaşmaya katkı sağladığını ortaya koymaktadır. Bu durumun oluşmasında yalıtım kalınlığının düşük olduğu bölgelerde dış ortama olan ısı transferinin daha fazla olması ve tank duvarındaki hız sınır tabakasının tank alt yüzeyine daha uzak bir bölgede sona ermesi etkili olmuştur. Isıl katmanlaşmayı etkileyen diğer bir faktör ise D/H oranıdır. Tank yüksekliğinin artırılması tank yüzeylerinde oluşan hız sınır tabakasının tank alt bölgesine ulaşmasını engelleyerek ısıl katmanlaşmayı da artırmaktadır. Bu nedenle sabit ve değişken yalıtım kalınlığı koşullarının her ikisinde de tank alt ve üst yüzeyindeki en yüksek sıcaklık farkları D/H=0,3 oranında meydana gelmiştir. Yalıtım kalınlığının değiştirilmesi ile birlikte D/H=0,3-1 aralığındaki çap/boy oranları için tank içerisindeki maksimum sıcaklık farkı 7-9°C aralığında artırılmıştır. Tank tabanında daha düşük sıcaklıkta su elde edilmesi belirli çalışma sıcaklıkları için tasarlanmış olan ısıtıcıların enerjisinden daha fazla faydalanmasını sağlayarak sistemin verimini artıracaktır. Bu çalışmada yalnızca tek tip yalıtım geometrisi için kalınlık değiştirilerek analizler gerçekleştirilmiştir. Farklı geometrilere sahip yalıtım kalınlıkları denenerek ısıl katmanlaşmaya etkileri incelenebilir.

KAYNAKLAR (REFERENCES)

[1] Y. M. Han, R. Z. Wang, and Y. J. Dai, “Thermal stratification within the water tank,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*. 2009.

[2] D. Erdemir and N. Altuntop, “Improved thermal stratification with obstacles placed inside the vertical mantled hot water tanks,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 100, pp. 20–29, 2016.

[3] E. García-Marí, M. Gasque, R. P. Gutiérrez-Colomer, F. Ibáñez, and P. González-Altozano, “A new inlet device that enhances thermal stratification during charging in a hot water storage tank,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 61, no. 2, pp. 663–669, 2013.

[4] N. Altuntop, M. Arslan, V. Ozceyhan, and M. Kanoglu, “Effect of obstacles on thermal stratification in hot water storage tanks,” *Appl. Therm. Eng.*, vol. 25, no. 14, pp. 2285–2298, 2005.

[5] A. Bouhdjar and A. Harhad, “Numerical analysis of transient mixed convection flow in storage tank: influence of fluid properties and aspect ratios on stratification,” *Renew.*

Energy, vol. 25, no. 4, pp. 555–567, 2002.

[6] D. Erdemir and N. Altuntop, "Improved thermal stratification with obstacles placed inside the vertical mantled hot water tanks," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 100, pp. 20–29, 2016.

[7] Z. Yang, H. Chen, L. Wang, Y. Sheng, and Y. Wang, "Comparative study of the influences of different water tank shapes on thermal energy storage capacity and thermal stratification," *Renew. Energy*, vol. 85, pp. 31–44, 2016.

[8] E. Kaloudis, D. G. E. Grigoriadis, E. Papanicolaou, and T. Panidis, "Large eddy simulations of turbulent mixed convection in the charging of a rectangular thermal storage tank," *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 44, pp. 776–791, 2013.

[9] J. D. Chung, S. H. Cho, C. S. Tae, and H. Yoo, "The effect of diffuser configuration on thermal stratification in a rectangular storage tank," *Renew. Energy*, vol. 33, no. 10, pp. 2236–2245, 2008.

[10] ANSYS, "ANSYS Fluent Theory Guide," vol. 15317, no. November, p. 514, 2013.

[11] Sparrow, E. M., and Gregg, J. L. (1956). Laminar free convection from a vertical plate with uniform surface heat flux. *Trans. ASME*, 78(1), 435-440.

[12] Papanicolaou, E., and Belessiotis, V. (2002). Transient natural convection in a cylindrical enclosure at high Rayleigh numbers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 45(7), 1425-1444.

[13] Vliet, G. C., and Liu, C. K. (1969). An experimental study of turbulent natural convection boundary layers. *Journal of Heat Transfer*, 91(4), 517-531.

[14] Bejan, A., and Lage, J. L. (1990). The Prandtl number effect on the transition in natural convection along a vertical surface. *J. Heat Transfer*, 112(3), 787-790.

[15] Kang, K. U., & Chung, B. J. (2010). The effects of the anode size and position on the limiting currents of natural convection mass transfer experiments in a vertical pipe. *Transactions of the Korean Society of Mechanical Engineers B*, *34*(1), 1-8.

[16] Kang, G. U., & Chung, B. J. (2010). The experimental study on transition criteria of natural convection inside a vertical pipe. *International communications in heat and mass transfer*, 37(8), 1057-1063.