



**Bu bir MMO
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

BUZDOLABI KABİN İÇİ SICAKLIK SALINIMLARININ MODELLENMESİ

OKAN KARABUĞA
TEKFEN MÜHENDİSLİK

MUTLU İPEK
TOLGA APAYDIN
ARÇELİK

LÜTFÜLLAH KUDDUSİ
İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ



BUZDOLABI KABİN İÇİ SICAKLIK SALINIMLARININ MODELENMESİ

Okan KARABUĞA
Mutlu İPEK
Tolga APAYDIN
Lütfullah KUDDUSİ

ÖZET

Buzdolabı tasarım aşamasında sıcaklık değişimlerinin belirlenmesi için birçok deneysel çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmada, bir buzdolabı tasarımı yapılırken deneysel aşamalara geçilmeden buzdolabı kabin içerisindeki sıcaklıkların zamanla değişiminin modelinin elde edilmesi amaçlanmıştır. Böylece prototip üretimlerine başlamadan bilgisayar ortamında tüm parametreleri hesaplanmış ve tasarlanmış olan bir buzdolabının uygun modeli oluşturularak kabin içi sıcaklık değişimleri zamana bağlı olarak hesaplanabilmektedir. Yapılan çalışmalarla kapalı hacim için ısınma modeli oluşturulmuştur. Bu model C program dilinde çalıştırılmıştır. Model ile deney sonuçları %3 ile %10 arasında bir sapma ile hesaplanmıştır. Böylece bir kapalı hacim olan buzdolapları için kullanılabilir bir benzetim modeli elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Kabin İçi Sıcaklık Değişimi, Zamana Bağlı Isı Geçişi, C Programlama Dili, Matematik Model

ABSTRACT

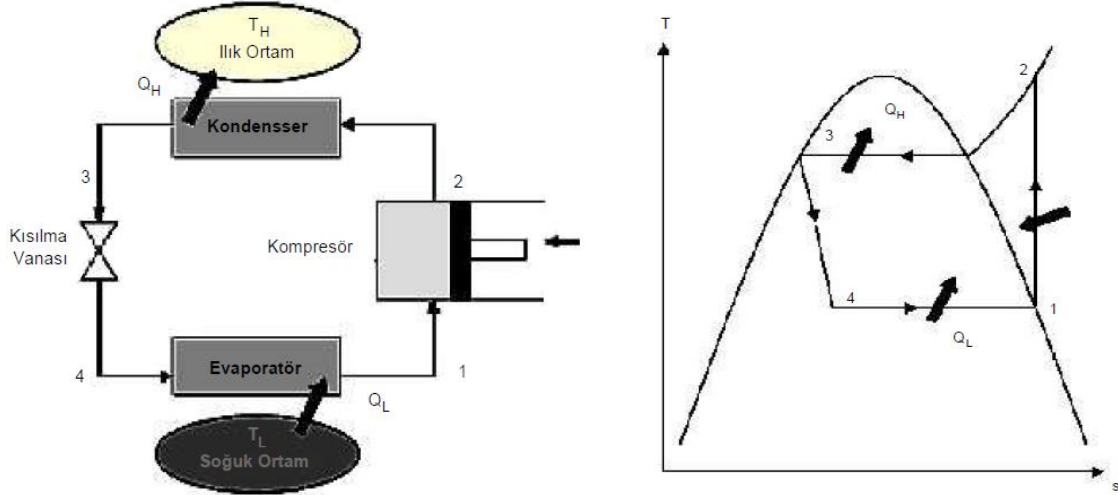
During the designing of refrigerators, various experimental works are implemented in order to determine the temperature distribution and temperature variation of refrigerator cabinets. The aim of this study is to model of time depending temperature variation of a refrigerator cabinet time, to be used in the experimental works in later stage. Therefore; designing parameters of refrigerators like thermal conductivity or thickness of insulation material can be estimated with this numerical model. Moreover; heating model with respect to time has been generated for an insulated cabinet. C programming language has been used for simulation of numerical heat transfer model. Besides numerical model, several experiments have been de-one in a refrigerator in order to compare the numerical model with experimental results. The final numerical model has been obtained with %3-%10 error rate compared to experimental results. Finally; an acceptable numerical model for determining the temperature variation in a refrigerator cabinet has been acquired.

Keywords: Temperature Variation in Cabinet, Heat Transfer with respect to Time, C Programming Language, Mathematical Model

1.GİRİŞ

Ev tipi buzdolapları soğutma işlevini aralıklı olarak sürekli yapan ev aletleridir. Kompresör dur-kalk prensibi ile çalışsa da buzdolabı sürekli enerji tüketen bir ev aleti olarak göz önünde bulundurulabilir. Bir buzdolabının ısı kazancı hesaplandığında iletim, taşınım ve radyasyonla olan ısı transferleri

dikkate alınmalıdır. Ayrıca, yalıtım malzemesi karakteri, kalınlığı, dış ortam sıcaklığı, buzdolabı kapısının açılıp kapanma miktarı göz önünde bulundurulmalıdır. Ev tipi klasik soğutucuların soğutulması kompresörlü soğutma çevrimi ile yapılmaktadır. Bu soğutma şeklinde dört ana eleman bulunmaktadır: Kompresör, yoğusturucu, kısılma vanası ve buharlaştırıcı. Soğutucu akışkan olarak ise çeşitli soğutkanlar kullanılmaktadır[1]. İdeal buhar sıkıştırımlı bir soğutma çevrimi şeması Şekil 1'de gösterilmiştir[2].



Şekil 1. İdeal Buhar Sıkıştırımlı Soğutma Çevrimi [2]

İdeal buhar sıkıştırımlı soğutma çevrimi dört hal değişimi içermektedir:

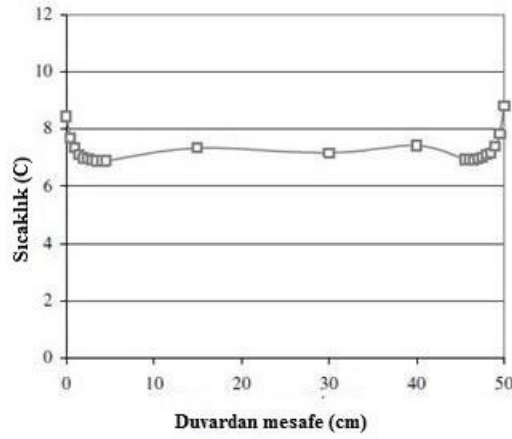
- 1-2 Kompresörde izantropik sıkıştırma
- 2-3 Kondenserden (yoğusturucu) çevreye sabit basınçta ısı transferi
- 3-4 Kısılma vanasında genişleme ve basınç düşüşü
- 4-1 Evaporatörden (buharlaştırıcı) akışkana sabit basınçta ısı transferi.

Çalışmada, buzdolabında güç kesildiğinde kabin içi sıcaklığının zamanla nasıl değişeceği modellenmiştir. Deneyler yapılarak model sonuçları ile deney sonuçları karşılaştırılmıştır.

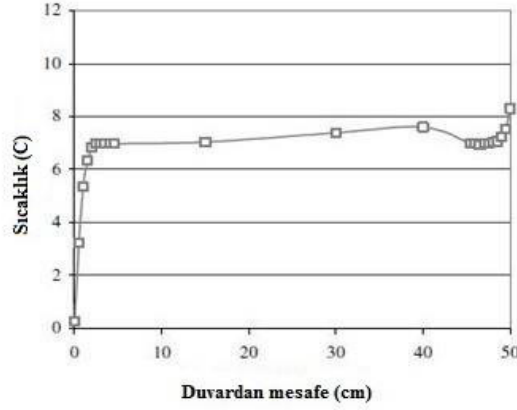
2. MODEL OLUŞTURULMASI

2.1 Yapılan Kabuller

Fansız bir buzdolabında yapılan deneysel çalışmada dikey duvarlar arasındaki sıcaklık değişimi incelenmiştir. Deneyde kullanılan buzdolabı 0.5x0.5x1 m ebatlarında tezgâh altı bir buzdolabıdır. Orta yükseklikte yapılan sıcaklık ölçümleri dikey duvarlar arasında sıcaklık değişiminin 1°C'nin altında olduğunu göstermektedir[3]. Böylece kabin içi sıcaklık dağılımının homojen olduğu kabul edilir.



a) Buharlaştırıcı yüzeyi ile kapı arası



b) Yan duvarlar arası[3]

Grafik 1. Karşılıklı duvarlar arası kabin içi sıcaklık dağılımı

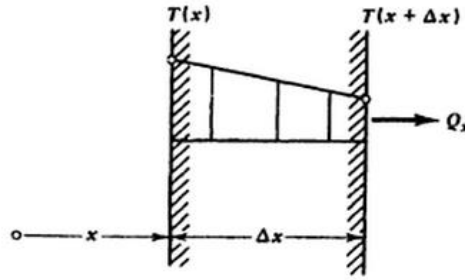
Başarılı bir model için ısı iletim katsayısının belirsizliği oldukça az olmalıdır. Ayrıca deneylerde kullanılan buzdolaplarının üretim yılları poliüretan ısı iletim katsayısı için önemlidir. Poliüretan ısı iletim katsayısı sıcaklığın bir fonksiyonu olarak belirlenmektedir[4]. Yani sıcaklık değiştikçe poliüretan ısı iletim katsayısı değişmektedir. Bu çalışmada kullanılacak buzdolabı için deneysel olarak elde edilen poliüretan ısı iletim katsayısı ise aşağıdaki gibidir:

$$k(T) = 0,02064 + 11,28 \times 10^{-5} T (Wm^{-1} K^{-1}) \quad (1)$$

Çalışma kapsamında ısı geçişinin zamana bağlı yazılabilmesi için öncelikle kapalı bir hacim için ısı iletimi, ısı taşınımı ve ışınım ile ısı geçişi denklemleri yazılmalıdır.

Fourier kanununa göre herhangi bir yönde (örneğin x yönünde) geçen ısı miktarı, x yönündeki sıcaklık gradyanı (sıcaklık değişim miktarı) dT/dx ve ısı geçiş yönüne dik alan A ile orantılıdır[5]. Fourier kanununun matematiksel ifadesi:

$$Q_x = -kA \frac{T(x) - T(x + \Delta x)}{\Delta x} \quad (2)$$



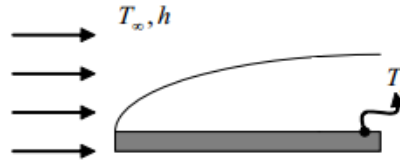
Şekil 2. Bir boyutlu ısı geçişi [6]

Daha genel bir ifade ile

$$Q_x = -kA \frac{dT}{dx} \quad (3)$$

Buzdolabı kabini için ısı iletimi ile ısı kazancı hesaplanırken buzdolabı dış kaplama sacı ve iç kaplama plastiğinin ısı iletimine etkisi ihmal edilmiştir. Oluşturulacak model için sadece poliüretandan oluşan bir model kullanılmıştır.

Isı taşınımı ile ısı geçişi diğer önemli ısı kazancı sağlayan mekanizmadır. Buzdolabı kabini iç yüzeyinde ve dış duvarlar ile ortam arasındaki ısı taşınımı hesaplanmalıdır. Newton soğuma yasasına göre ısı taşınımı ile ısı geçişi şöyledir[7]:



Şekil 3. Taşınım ile ısı geçişi[8]

$$Q = hA(T_s - T_∞) \quad (4)$$

Taşınım katsayıları deneysel olarak elde edilir [6].

Işınım ile ısı geçişi ise, sıcaklığın dördüncü dereceden fonksiyonu olsa da düşük sıcaklıklarda ihmal edilebilir seviyededir. Kabin duvarlarındaki poliüretanın boşluksuz olduğu kabul edilir. Ayrıca ortam sıcaklığı ile kabin yüzey sıcaklığı eşittir. Işınımın etkisi ısı iletimi ve taşınımına göre oldukça azdır. Model içi karışıklığı azaltmak için ihmal edilmiştir.

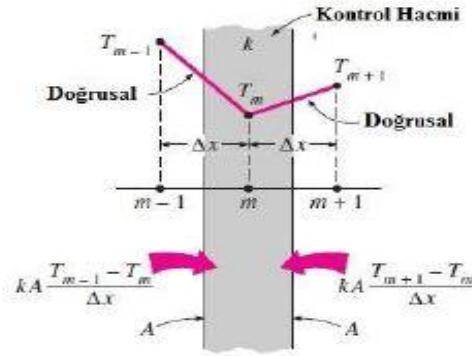
Model için yapılan kabuller özetle şu şekildedir,

- Kabin içi sıcaklık dağılımı homojendir,
- Poliüretan ısı iletim katsayısı doğrusal değişmektedir,
- Kabin duvarlarında bir boyutlu ısı geçişi vardır,
- Buzdolabı dış metal kaplaması (sac metal) ve kabin içi plastik kaplamasının ısı direnci ihmal edilmiştir.
- Güç kesildiğinde yoğuşturucudan buharlaştırıcıya olan soğutkan göçü ihmal edilmiştir,
- Işınım ile ısı geçişi ihmal edilmiştir,

- Modelin hazırlanacağı buzdolabı için, kabin içi aksesuarların (plastikler, conta vs.) ısı iletimine etkisi ihmal edilmiştir.
- Contadan infiltrasyon kaynaklı hava geçişi ihmal edilmiştir.

2.2 Sıcaklığın Belirlenmesi

Kabuller ve ısı iletim prensipleri ile kapalı bir hacim için bir için sıcaklık değişimi aşağıdaki denklem ile hesaplanabilir:



Şekil 4. Kontrol hacminde ısı iletimi[9]

$$Q_{iletim,sol} = kA \frac{T_{m-1} - T_m}{\Delta x} \quad (5)$$

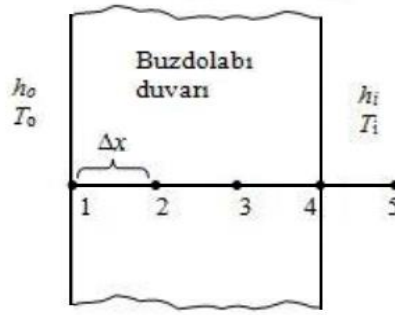
$$Q_{iletim,sağ} = kA \frac{T_{m+1} - T_m}{\Delta x} \quad (6)$$

Her bir nokta için kontrol hacmi uygulanarak noktaların sıcaklıkları belirlenebilir. Sınırdaki taşınım, iletim ve radyasyon ile ısı geçişi vardır, ışıının ihmal edilmesi ile:

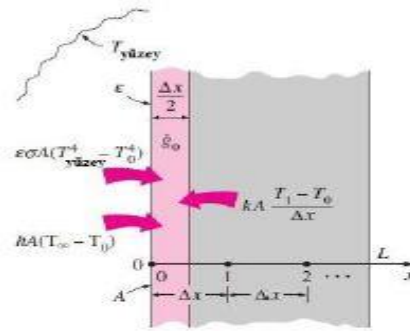
$$Q_{tasimim} = hA(T_{\infty} - T_0) \quad (7)$$

Sonlu farklar metodu ile her noktanın sıcaklık değişiminin zamana bağlı yazılmasıyla:

$$kA \frac{T_{m-1}^i - T_m^i}{\Delta x} + kA \frac{T_{m+1}^i - T_m^i}{\Delta x} = \rho A \Delta x C \frac{T_m^{i+1} - T_m^i}{\Delta t} \quad (8)$$



Şekil:5 Yüzeyde ısı taşınımı[9]



Şekil 6. Kabin duvarı

Yani, m. nokta için (i) zamanı ile (i+1) zamanı arasındaki sıcaklık değişimi bu noktadaki net ısı kazancıyla modellenir. (i) ile (i+1) arasında Δt kadar süre vardır.

Eşitlik $\Delta x/k$ ile çarpılır, $k/\rho C = \alpha$, yerine yazılıp, tekrar düzenlenirse,

$$T_{m-1} - 2T_m + T_{m+1} = \frac{\Delta x^2}{\alpha \Delta t} (T_m^{i+1} - T_m^i) \quad (9)$$

$\tau = \frac{\alpha \Delta t}{\Delta x^2}$, zaman sabiti olarak denklemde yerine yazılırsa,

$$T_{m-1} - 2T_m + T_{m+1} = \frac{(T_m^{i+1} - T_m^i)}{\tau} \quad (10)$$

Böylece T_m^{i+1} sıcaklığı,

$$T_m^{i+1} = \tau(T_{m-1}^i + T_{m+1}^i) + (1 - 2\tau)T_m^i \quad (11)$$

Bir buzdolabı için denklemlerin uyarlanmasıyla, yüzeyde ve kabin içinde taşınımın da eklenmesiyle birlikte her nokta için sıcaklıklar zamana bağlı hesaplanır duruma gelmiştir.



2.3 Model

Çözüm algoritması:

1.Adım

Sınır şartları ve tüm parametre değerleri girilir.

2.Adım

Tekrar eden bir döngü başlar.

3.Adım

Döngü içerisindeki ilk denklemdir. Sınır değerlerini kullanarak hesaplama yapar ve hesaplanan sıcaklık değeri bir sonraki denklemden kullanılır.

4.Adım

Bir önceki adımdan ve sınır şartlarından aldığı değerle 2. noktanın sıcaklığını hesaplar ve bir sonraki denklemden sonuç kullanılır.

5.Adım

Bir önceki adımdan ve sınır şartlarından aldığı değerle 3. noktanın sıcaklığını hesaplar ve bir sonraki denklemden sonuç kullanılır.

6. adım

Bir önceki adımdan ve sınır şartlarından aldığı değerle 4. noktanın sıcaklığını hesaplar ve bir sonraki denklemden sonuç kullanılır.

7.Adım

Bir önceki adımdan ve sınır şartlarından aldığı değerle 5. noktanın sıcaklığını hesaplar ve bir sonraki denklemden sonuç kullanılır.

8. Adım

Çıkan her bir sonucu (5 noktanın sıcaklık değerini, tekrar sayısı kadar hesaplama ile) istenilen bir dosyaya (docx, xlsx, txt vs.) yazdırılır.

Deney için kullanılacak buzdolabının özellikleri, çözüm algoritmasına yazılarak sonuçları yapılır. Bu çalışmada hesaplama C programı ile yapılmıştır. Toplam süre 600 dakika, 1'er dakikalık aralıklarla çözüm elde edilmiştir. Böylece kabin içi sıcaklığın 600 dakika sonraki değeri elde edilmiştir.

2.4 Modelin Çözümü

Model için kullanılan buzdolabının değerleri tablodaki gibidir. Diğer parametreler ise aşağıdaki gibidir:

Tablo 1. Buzdolabı boyutları

Buzdolabı Boyutları		
Yükseklik [cm]	Uzunluk [cm]	Genişlik [cm]
82	54	49

Dış yüzeyde ısı taşınım katsayısı(h_o): 9,4 W/m²K,
Kabin içi ısı taşınım katsayısı (h_i): 6 W/m²K,
Kabin duvar kalınlığı: 61,2 mm,
Noktalar arası mesafe(Δx): 20,4 mm,



Poliüretan yoğunluğu (ρ): 70 kg/m³,
Poliüretan özgül ısı (C):1045 j/kgK,
Poliüretan ısı iletim katsayısı denklem (1)'de gösterildiği gibi değişkendir,
Toplam süre (t): 600dk,
Hesaplama aralığı (Δt): 1dk.

Bu değer ile çözüm yapıldığında ilk on ve son on sıcaklık değerleri aşağıdaki gibi olmaktadır. Kabin sıcaklığı 600 dk içerisinde -24°C'den 17,5°C'ye çıkmaktadır. Aşağıdaki şekilde gösterilen noktaların sıcaklık değerleri hesaplanmıştır. Model sonuçları Tablo 2'de gösterilmektedir.

Tablo 2. Hesaplanan sıcaklık değerleri

T1	T2	T3	T4	T5	Zaman (dk)
25	24,4	9,4	-15	-23,4	1
25	23,8	9,1	-17,3	-22,8	2
24,9	23,3	8,6	-18	-22,4	3
24,8	22,8	8,1	-18,1	-22,1	4
24,8	22,3	7,7	-18,1	-21,8	5
24,8	21,8	7,2	-17,9	-21,5	6
24,7	21,4	6,8	-17,8	-21,2	7
24,7	20,9	6,4	-17,6	-21	8
24,6	20,5	6	-17,4	-20,7	9
24,6	20,1	5,7	-17,3	-20,5	10
T1	T2	T3	T4	T5	Zaman (dk)
24,7	22,1	19,6	17,6	17,3	590
24,7	22,1	19,6	17,6	17,3	591
24,7	22,1	19,7	17,6	17,4	592
24,7	22,1	19,7	17,7	17,4	593
24,7	22,1	19,7	17,7	17,4	594
24,7	22,1	19,7	17,7	17,4	595
24,7	22,1	19,7	17,7	17,4	596
24,7	22,1	19,7	17,7	17,5	597
24,7	22,1	19,7	17,8	17,5	598
24,7	22,1	19,8	17,8	17,5	599
24,7	22,1	19,8	17,8	17,5	600

3.DENEY

3.1 Deneyin Yapılışı

Deneylerde tezgâh altı tipi buzdolabı kullanılmıştır. Ortam sıcaklığı 25°C'ye şartlandırılmıştır. Buzdolabı, kabin içi sıcaklığı -24°C'ye gelene kadar çalıştırılmış ve sonrasında güç kesilmiştir. 10 saat (600dk) boyunca kabin içi hava sıcaklığının değişimi ölçülmüştür.

Buzdolabında çeşitli noktalardan sıcaklık verilerinin alınması için toplamda 27 adet sıcaklık sensörü(T tipi termokupl) kullanılmıştır. Tüm dış yüzeylere ve yüzeylerden 3cm yüksekliklere sıcaklık sensörleri yerleştirilmiştir. Böylece dış yüzey ve ortam havası hakkında hassas bilgiler elde edilmiştir.

Yoğuşturucu üzerinde ve kompresör çevresine de sensörler yerleştirilmiştir. Kabin iç duvarlara ve raflara sensörler yerleştirilmiştir. Kompresör kenarlarındaki sensörler ve yoğuşturucu üzerinden hava sıcaklığı ölçümü yapan sensörler ise ışınlıdan etkilenmemesi için korumalı yapılmıştır. Buzdolabı üzerindeki sensörlerin bir kısmının resimleri aşağıda gösterilmiştir.



a) Kabin içi



b) Kabin iç yüzeyleri



c) Kabin dış yüzeyleri

Şekil 7. Sıcaklık sensörleri

3.2 Deney Sonuçlar

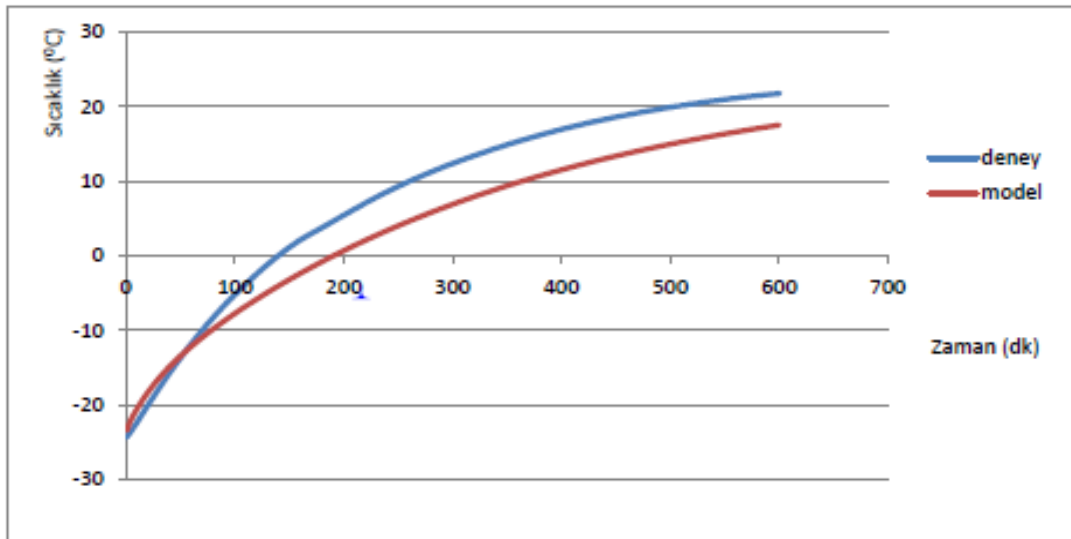
Yapılan deneyin ilk ve son on dakikadaki kabin içi hava sıcaklık aşağıdaki tablodaki gibidir.

Tablo 3. Deney sonuçları

İlk 10 dk	Kabin sıcaklık (T5)	Son 10 dk	Kabin sıcaklık (T5)
0	-24,0	590,47	21,2
0,59	-23,9	591,06	21,2
1,18	-23,8	591,65	21,2
1,77	-23,8	592,24	21,2
2,35	-23,7	592,82	21,2
2,94	-23,6	593,41	21,2
3,53	-23,5	594	21,2
4,12	-23,4	594,59	21,3
4,7	-23,3	595,17	21,3
5,29	-23,2	595,76	21,3
5,88	-23,1	596,35	21,3
6,47	-23,0	596,94	21,3
7,05	-22,9	597,52	21,3
7,64	-22,8	598,11	21,3
8,23	-22,7	598,7	21,3
8,82	-22,6	599,29	21,3
9,41	-22,5	599,87	21,4
10	-22,4	600,46	21,4

3.3 Model ile Deney Sonuçlarının Karşılaştırılması

Model ile hesaplanan sıcaklık değerleri ile deneyde ölçülen sıcaklık değerlerinin ilk ve son on dakikadaki değerleri yukarıda belirtilmiştir. 600 dakikalık sonuçları aşağıda tek bir grafik üzerinde gösterilmiştir. Sonuçlar kıyaslandığında model ile deney sonuçlarını ilk 70 dakika paralel olduğunu daha sonra deneysel değerlerin daha hızlı yükseldiği görülmektedir.

**Grafik 2.** Model ile deney sonuçları

4.SONUÇLAR

Bu çalışmada kapalı bir hacim için sıcaklık değişimi modeli bazı kabuller çerçevesinde hazırlanmıştır. Bu modelin doğruluğu deneysel çalışmalar ile kontrol edilmiştir. Modelin düşük sıcaklıklarda başarılı sonuçlar verdiği görülmüştür. Sıcaklıklar arttıkça model ile deney sonuçları arasında sapmalar da artmıştır. Genel olarak %3- %10 arası bir sapma ile model sonuçları ile deney sonuçları örtüşmektedir. Böylece analitik çözümlere ile oluşturulan model sayesinde yalıtımlı kapalı hacimdeki havanın zamana bağlı sıcaklık değişimi çözülebilmektedir. Bu model üzerinde çalışılarak daha başarılı sonuçlar elde edilebilir. Bir tasarımcı için tasarım aşamalarında kolaylık sağlayacaktır. Bir tasarımın prototip aşamasına geçilmeden bu model ile kontrol edebilir ve elde ettiği sonuçlara göre tasarımını iyileştirebilir.

KAYNAKLAR

- [1] ŞANLI, B., HINÇ, A., “Smart Grid (Akıllı Sebekeler): Türkiye’de Neler Yapılabilir?” Dünya Enerji Kongresi Türk Milli Komitesi, Ankara, 2009.
- [2] AKBULUT, U., KINCAY, O., “Buhar Sıkıstırmalı Soğutma Cevrimlerinde Enerji ve Ekserji Analizi”, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı: 94, s. 24-32, 2006.
- [3] LAGUERRA, O., AMARA, S. B., and FLICK, D., “Experimental study of heat transfer by natural convection in a closed cavity: application in a domestic refrigerator”, Science Direct, Paris, 2004.
- [4] JARFELT, U., and RAMNAS, O., “Thermal conductivity of polyurethane foam-best performance”, Göteborg: 10. Uluslararası ısıtma ve soğutma sempozyumu, 2006.
- [5] SÖZBİR, N., “Isı İletim Katsayısının Belirlenmesi”, Sakarya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi, 2014.
- [6] BURMEISTER, L.C., “Convective Heat Transfer” (Second Edition), John Wiley & Sons. Inc., September, 1993.
- [7] SPAKOVSKY, Z.S., “Thermodynamics and Propulsion”, 2002
- [8] YEŞİLATA, B. “TAŞINIM İLE ISI TRANSFERİ”, Harran Mühendislik Fakültesi, Urfa,2007.
- [9] ÇENGEL, Y.A., BOLES, M., “Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik”, Literatür Yayınları, İstanbul, Ekim, 2008.

ÖZGEÇMİŞ

Okan KARABUĞA

1990 yılı Burdur doğumludur. 2013 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitede 2013 yılında, Makina Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon Dalında Yüksek Lisans eğitimine başlamış olup eğitimi halen devam etmektedir. 2013 yılında Tekfen Mühendislik A.Ş. Mekanik Departmanda Proje Mühendisi olarak işe başlamıştır. Halen aynı firmada çalışmaya devam etmektedir.

Mutlu İPEK

1990 yılı Erzincan-Refahiye doğumludur. 2013 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi Makina Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Aynı Üniversitede 2013 yılında, Makina Mühendisliği Bölümü, Isı Akışkan Dalında Yüksek Lisans eğitimine başlamış olup eğitimi halen devam etmektedir. 2013 yılında Arçelik A.Ş. Akışkanlar Dinamiği’nde Ar-Ge Mühendisi olarak işe başlamıştır. Halen aynı firmada çalışmaya devam etmektedir.

**Tolga APAYDIN**

1985 yılı Gaziantep doğumludur. 2007 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nü, 2008 yılında aynı üniversitenin İnşaat Fakültesi İnşaat Mühendisliği Bölümü'nü (çift lisans) bitirmiştir. Aynı üniversiteden 2009 yılında Makine Mühendisliği bölümü Termodinamik Anabilim Dalı Isı Proses Programında yüksek lisans eğitimini tamamlamıştır. Aynı üniversitede aynı bölümde doktora eğitimine devam etmektedir. 2007-2009 yılları arasında Arçelik Firması Merkez Ar-Ge Departmanın Termodinamik Teknolojileri Ailesinde proje yardımcısı olarak çalışmıştır. 2009'dan bu yana aynı bölümde Ar-Ge Uzmanı olarak görev yapmaktadır. Buzdolabı soğutma sistemleri, enerji verimliliği, ürün geliştirme ve soğutma teknikleri araştırma-geliştirme konularında çalışmaktadır.

Lütfullah KUDDUSİ

1957'de doğdu. 1986 yılında İTÜ Makina Fakültesi Makina Bölümünden mezun olmuştur. Aynı Üniversiteden 1988 yılında Yüksek Lisans 1993 yılında Doktor unvanını almıştır. 1988-1992 ve 2001-2004 Yılları arasında Araştırma Görevlisi olarak görev yapmıştır. 2005-2006 yılları arasında İTÜ Makina Fakültesi Makina Bölümü Termodinamik ve Isı Tekniği Anabilim Dalı'nda Yrd. Doç. Dr. Olarak görev yapmıştır. 2006-2011 yılları arasında Doç. Dr. ve 2011'den itibaren Prof. Dr. olarak aynı fakültede ve aynı anabilim dalında görev yapmaktadır. Termodinamik, ısı geçişi, sayısal analiz ve mikro akış ve ısı geçişi konularında çalışmaktadır.