



Numerical and Experimental Studies of Unsteady Natural Convection Heat Transfer of a Single Door Static Refrigerator

Beyza Alkan and Vasi Kadir Ertiř

EasyChair preprints are intended for rapid dissemination of research results and are integrated with the rest of EasyChair.

August 5, 2020

Tek Kapılı Statik Bir Buzdolabının Zamana Bağlı Doğal Taşınım ile Isı Transferinin Sayısal ve Deneysel Çalışmaları

Beyza Alkan¹, Vasi Kadir Ertiş²

1. Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi
Arçelik A.Ş. Arge Direktörlüğü
beyza.alkan@arcelik.com

2. Akışkanlar Dinamiği Teknoloji Ailesi
Arçelik A.Ş. Arge Direktörlüğü
kadir.ertis@arcelik.com

Öz

Bu çalışmada tek kapılı, dondurucu bölmesine sahip bir statik buzdolabının zamana bağlı doğal taşınım mekanizması ile soğutulması ve rejim sırasında termostat davranışının kabin içerisindeki akış ve termal etkilerinin incelenmesi için sayısal analiz ve deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Kavite içerisinde kullanıcıya sunulan farklı sıcaklık tutulmak istenilen bölmeler yer almak ve doğal taşınım ile soğutulması sırasında bu bölmelerin sıcaklık kontrolünün gerçekleştirilmesi oldukça önemlidir. Bu doğrultuda seçilen buharlaştırıcı (evaporatör) geometrisi, ısı değiştirici yüzey sıcaklığı ve kabin içerisindeki akış patikası kritik parametrelerdir. Kullanılan ticari koda ilave bir ek kod (User defined function-UDF) ile buzdolabı termostat davranışlarını hesaba katan zamana bağlı gerçekleştirilen akış ve termal hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizlerinde tüm kabindeki sıcaklık dağılımları irdelenmiştir. Elde edilen sayısal sonuçlar ile deneysel olarak çıkarılan sıcaklık haritası karşılaştırılmaları yapılmıştır. Soğuma hızları, zamana bağlı sıcaklık grafikleri yüksek doğrulukta (%5 hata payı ile) sonuçlar verecek şekilde modellenmiştir.

1. Giriş

Doğal taşınım ile ısı transferi mekanizması birçok endüstriyel uygulamada yer almaktadır. Elektronik cihazların soğutulmasında, güneş enerjisi sistemlerinde, nükleer reaktörlerin soğutulması gibi alanlarda doğal taşınım ile ısı transferinden faydalanılmaktadır.

Ev tipi buzdolabı, sanayileşmiş ülkelerde yaygın olarak kullanılan bir cihazdır. Dünyada farklı kullanım alışkanlıkları, farklı gıda tüketimlerine, farklı hacim miktarlarına göre ihtiyaçlar değişmektedir. Statik dolaplar genellikle sürekli ve kolay bir şekilde taze meyve-sebze ulaşımına sahip olunan ve dolayısıyla daha küçük hacim tercih edilen bölgelerde, düşük enerji tüketimleri ve elektrik tüketiminin/arzının sınırlı olması gereken bölgelerde tercih edilmektedir.

Statik buzdolaplarının yer aldığı boş ve yüklü durumları için birkaç deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. James [1] ve Masjuki [2] termostat ayarı, kapı açılmalarının sıklığı, doldurulmuş hacim, ortam havasının sıcaklığı ve nemi gibi birkaç parametrenin soğutma bölgesindeki sıcaklık üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Sıcaklık ve hava hızı ölçümünün zamana bağlı ölçümünün zorluğu nedeniyle hava akımı ölçümü üzerinde çok az çalışma yapılmıştır.

Birçok çalışma boş buzdolaplarında ısı transferi ve hava akışını araştırmıştır. Pereira ve Nieckele, [3] hava ve buharlaştırıcı arasındaki doğal konveksiyon ile ısı transferini incelemişlerdir. Silva ve Melo [4] deneysel olarak sıcaklık dağılımını ve duvarlardaki ve evaporatördeki yerel akı ile statik bir buzdolabını karakterize etmişlerdir. Deschamps ve diğerleri [5],

hava hızı ve sıcaklık dağılımını tahmin etmek için sayısal bir çalışma yürütmüştür.

Laguerre ve diğerleri [6], ısının doğal taşınım ile aktarıldığı bir buzdolabı modelini kullanarak deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Bu ısı transferi soğuk dikey bir duvar ile ısı kayıplarına maruz kalan diğer duvarlar arasında gerçekleşmektedir. Hava hızı ölçümleri, parçacık görüntü hız ölçümü (particle image velocimetry-PIV) kullanılarak yapılmıştır. Kabin içerisinde hava soğuk duvar boyunca aşağıya ve diğer duvarlar boyunca yukarı doğru akan dairesel hava akışı gözlenmiştir. Soğuk duvarın alt tarafına yakın sıcaklık farkının en fazla olduğu yerde, maksimum hava hızı (0,2 m/s), gözlemlenmiştir. Ayrıca boş buzdolabı modelinin sınır tabakalarındaki hız profili de araştırılmıştır. Soğuk duvarın sıcaklık ve yüzey alanının hava hızı üzerindeki etkisi incelenmiştir. Soğuk duvar sıcaklığının hava hızı üzerindeki etkisinin yüzey alanından daha önemli olduğu bulunmuştur.

Gerçek çalışma koşulları altında bir dondurucu bölmesindeki hava akışı ölçümü, PIV kullanılarak Lacerda ve diğerleri [7] tarafından gerçekleştirilmiştir. Akış alanının, kompresörün “açık” ve “kapalı” çalışma çevrimlerinden kaynaklanan sıcaklık değişimlerinden büyük ölçüde etkilendiği gözlenmiştir. Bu davranış doğal konveksiyon ve hava viskozitesinin güçlü bağımlılığına atfedilmiştir.

Laguerre ve arkadaşları [8] başlangıçta nemli silindirelerle dolu bir model buzdolabı üzerinde çalışmışlardır. HAD simülasyonlarında hava akışı, ısı transferi (taşınım, iletim ve radyasyon) ve kütle transferi (su buharlaştırma ve yoğunlaşma) dikkate alınmıştır. Sayısal sonuçları deneysel değerlerle karşılaştırmışlardır. Buharlaşmanın ve yoğunlaşmanın meydana geldiği konum, analizin deneysel değerleri ile karşılaştırıldığında genel olarak doğru bir modelleme yapılmıştır. Geliştirilen sayısal metodoloji daha sonra ambalajsız ürünler (dehidrasyona duyarlı) yüklü gerçek bir buzdolabına uygulanmıştır. Buharlaştırıcı yakın bulunan ürün üzerinde yoğunlaşma, kapının yakınında ve üstünde bulunan ürünlerin nem kaybı model buzdolabındaki ile aynı fenomen gözlemlenmiştir.

Ji [9] bu çalışmada dört farklı türbülans modeli kullanılarak doğal konveksiyonun modellenmesini incelemiştir. Karşılıklı olarak biri ısıtılmış, biri soğutulmuş ve diğer duvarları adyabatik olan iki boyutlu kapalı bir hacim ve bir tarafı açık bir 3 boyutlu kavite için sayısal analizler gerçekleştirilmiştir. CFD simülasyon sonuçları, karşılık gelen deneysel ölçümlerle karşılaştırılmıştır ve k-omega türbülans modelinin test edilen türbülans modelleri arasında en iyi çözümü sunduğu bulunmuştur.

Bu çalışmada bir kabin içerisinde farklı sıcaklıklarda olan bölmelere sahip tek kapılı statik bir buzdolabında zamana bağlı olarak doğal taşınım ısı transferi ile soğuması modellenmiştir. UDF ile termostat ayarına göre kompresörün çalışması ve durması sırasındaki kabin içerisindeki akış ve termal

durumun dinamik etkisi incelenmiştir. Gerçekleştirilen sayısal analizler ve deneysel çalışmaların sonuçları karşılaştırılmıştır. Buzdolabında gerçek zamanlı doğal konveksiyon ile ısı transferi mekanizmasını daha iyi incelemek ve termostatik etkilerin kavite içerisinde farklı sıcaklık kontrol alanları için ısı transferi yönetimi amaçlanmıştır. Bu hedefe ulaşmak için, bir ev tipi buzdolabındakilerle aynı fenomenleri gözlemlemeyi mümkün kılan, UDF ile birlikte daha iyi kontrol edilen sınır koşulları ve daha basit geometri ile bir buzdolabı modeli kullanılarak bir çalışma gerçekleştirilmiştir.

2. Sayısal Çalışmalar

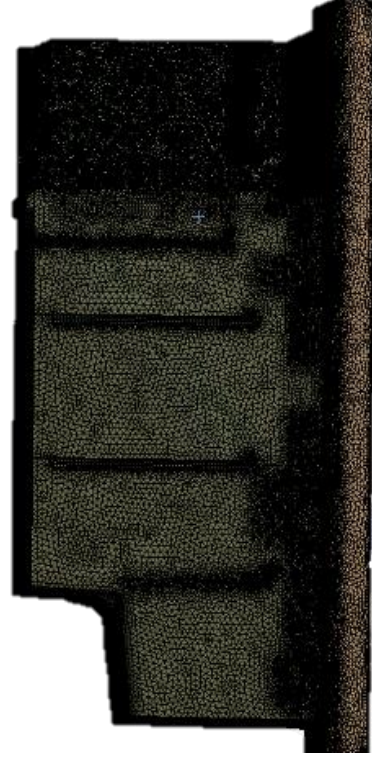
2.1. Geometri Model

Dondurucu bölümüne sahip tek kapılı statik (fansız) buzdolabı kabin içerisinde dikdörtgen şeklinde bir levha tipi (Roll-bond) evaporatör bulunmaktadır. Kabin içerisinde ayrıca dondurucu bölümünün hemen altında 0°C sıcaklıkta olması istenen peynir, süt gibi çabuk bozulabilecek gıdaların saklandığı kahvaltılık bölümü yer almaktadır. Dondurucu bölümünün önü ve arkası kapalı, fakat üzerlerinde akış patikası oluşturulabilmesi için küçük açıklıklar bulunmaktadır. Bu bölmelerin tamamen altında kalan raflar taze gıda bölümü olarak tanımlanmakta ve en altta sebzelik çekmecesini bulunmaktadır. Yine taze gıda bölümü rafları arkasında da kabin içi hava sirkülasyonu sağlanabilmesi için boşluklar oluşturulmuştur. Bunlar dışında şekilde de görüldüğü gibi kapı da raflar yer almaktadır. Şekil 1'de görülen model buzdolabının boyutları: 0,55*0,51*1110m (uzunluk*genişlik*yükseklik)'dir.



Şekil 1: Tek kapılı dondurucu bölümüne sahip statik buzdolabı ve evaporatör yapısı

ANSYS Fluent ile gerçekleştirilen HAD model 30 milyon tetrahedral ağ elemanından oluşmaktadır. Model basitleştirilse de dondurucu bölümünde bulunan mazgal yapıları ve kabin içi detaylar sebebiyle ağ örgü sayısı yüksektir.



Şekil 2: Model ağ örgüsü

2.2. CFD Model

Dondurucu bölümüne sahip tek kapılı statik buzdolabının üç boyutlu zamana bağlı doğal taşınım analizi gerçekleştirilmiştir. Doğal taşınım, yerçekimi alanı altındaki akışkan hareketinin, bir sıcaklık ve/veya konsantrasyon gradyanları tarafından oluşan yoğunluk değişimi ile kendiliğinden gerçekleşen bir ısı transferi mekanizmasıdır. Akış rejimi, şu şekilde tanımlanan Rayleigh sayısı (Ra) ile karakterize edilir.

$$Ra = \frac{g\beta\Delta T H^3}{\nu\alpha} \quad (1)$$

Küçük Rayleigh sayısı, $Ra \ll 10^3$ için, kaldırma kuvveti kaynaklı akış zayıftır ve ısı transferi esas olarak iletimdir. Rayleigh sayısının artmasıyla, hücresel akış yoğunlaşır ve yan duvarlara bitişik ince sınır tabakalarında yoğunlaşır. Çekirdek neredeyse durgunlaşır, ancak köşelerde ek hücreler gelişebilir ve yan duvar sınır katmanları nihayetinde türbülansa geçişe uğrar (Incropera ve Dewitt, 1996).

Gerçekleştirilen sayısal modelde herhangi bir fan gibi havaya momentum kazandıran bir bileşen bulunmamakta ve sıcaklık farkı sebebiyle elde edilen hava sirkülasyonu gözlenmiştir.

2.2.1. Malzeme ve Sınır Koşulları

Bu çalışmada model buzdolabının dış duvarları ve kapısından oluşan yalıtım (poliüretan) katmanı, alüminyum evaporatör, cam raflar ve plastik iç aksesuardan ve bu bölgenin arasında kalan hava akış hacminden oluşmaktadır. Buzdolabı dış

duvarları sınır şartlarına 32°C sıcaklık ve dış duvar için ısı transferi katsayısı $7W/m^2K$ olarak tanımlanmıştır.

Kabinin dondurucu bölümü -5°C, taze gıda bölümü ise 3°C olması beklenmektedir. Yapılan deneysel çalışmalarda kompresör çalıştığı durumda evaporatör yüzey sıcaklığı -18°C ve kompresör durduğu süre boyunca evaporatör yüzey sıcaklığı yaklaşık 0°C olduğu ölçülmüştür. Kabin içerisinde 3 adet raflarda pirinç blok bulunmaktadır. Bu ortalama sıcaklık değerine göre UDF ile tanımlanan kabin termostat ayarına sıcaklık aralığına göre üstünde veya altında olması durumunda kompresör çalıştırılıp çalıştırılmaması kararı verilmekte ve evaporatör yüzey sıcaklık sınır şartı değiştirilmektedir.

Tüm kabin içi ve tüm aksesuar katı yüzeyleri için kaymaz koşullar geçerlidir.

2.2.2. Çözücü Denklemler

Navier Stokes ve enerji denklemleri, yukarıda belirtilen sınır koşullarıyla birlikte ticari bir hesaplamalı akışkanlar dinamiği yazılımı olan ANSYS Fluent 18.2 programı kullanılarak çözülmüştür. Hesaplamalarda düşük hızda-sıkıştırılmaz akışlar için geliştirilen basınç temelli çözücü kullanılmış olup, momentum ve enerji denklemlerinin ayrıştırılması, ikinci dereceden akış yönlü fark yöntemi kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Basınç-hız çiftinin çözümünde SIMPLE algoritması kullanılmıştır.

Sayısal çalışmada model 3 boyutlu, akışkan sıkıştırılmaz olup, düşey momentum denkleminde akışkanın yoğunluk dışındaki termodinamik özelliklerinin sıcaklıkla değişmediğini varsayan Boussinesq yaklaşımını içeren Navier Stokes ve enerji denklemleri aşağıdaki şekilde verilmiştir:

Süreklilik denklemi

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (2)$$

Momentum denklemi

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w u)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial u}{\partial z} \right) \quad (3)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w v)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial v}{\partial z} \right) + (\rho - \bar{\rho}) \vec{g} \quad (4)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w w)}{\partial z} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) \quad (5)$$

Enerji denklemi

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho C_p T) + u \frac{\partial}{\partial x} (\rho C_p T) + v \frac{\partial}{\partial y} (\rho C_p T) + w \frac{\partial}{\partial z} (\rho C_p T) = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \mu \Phi + \beta T \left(\frac{\partial p}{\partial t} + u \frac{\partial p}{\partial x} + v \frac{\partial p}{\partial y} + w \frac{\partial p}{\partial z} \right) \quad (6)$$

$$\Phi = \mu \left\{ 2 \left[\left(\frac{\partial u}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial v}{\partial y} \right)^2 + \left(\frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 \right] + \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right)^2 - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right\} \quad (7)$$

$$\beta = \frac{1}{\rho} \left(\frac{\partial \rho}{\partial T} \right)_p \quad (8)$$

Birçok doğal konveksiyon akışı için Boussinesq modeliyle, akışkanın yoğunluğu ile ilgili problemi sıcaklığın bir fonksiyonu olarak ayarlayarak elde edebileceğinden daha hızlı yakınsama elde edilir. Bu model, momentumu denklemindeki kaynak terimi hariç, yoğunluğu tüm çözülmüş denklemlerde sabit bir değer olarak ele alır:

$$(\rho - \rho_0)g \approx -\rho_0 \beta (T - T_0)g \quad (9)$$

Burada ρ_0 , akışın (sabit) yoğunluğudur, T_0 , çalışma sıcaklığıdır ve β , termal genleşme katsayısıdır. Etki alanındaki sıcaklık farklılıkları büyükse Boussinesq modeli kullanılmamalıdır. Ek olarak, tür hesaplamaları, yanma veya reaksiyon akışları ile kullanılmaz. Fakat buzdolabı içindeki sıcaklık farkları bir yanma olayı kadar yüksek değildir. Bu çalışma için Boussinesq yöntemi limitler içinde kalması sebebiyle kullanılmıştır.

Yapılan sayısal analizlerde çözümlene süresi önemli bir kriter olması sebebiyle, sayısal modelin çözümleri aynı iterasyon sayısı için farklı çekirdek sayısı, işlemci hızları, farklı FLOPS (Floating-Point Operations Per Second) değerlerine sahip bilgisayarlarda gerçekleştirilmiştir. Intel Xeon 24 çekirdekli ve 2.60 GHz işlemci hızı özellikleri ile 48 GFLOPS değerine sahip bilgisayar ile 45 saat, Intel Xeon Platinum 8168 işlemci, 64 çekirdekli ve 3.7 GHz işlemci hızı özellikleri ile 311 TFLOPS değerine sahip bilgisayar ile 5.6 saat, 128 çekirdekli, 623 GFLOPS sahip bilgisayar ile 3.5 saat sürede çözümlenmiştir. Bilgisayarlar arasında haberleşme hızları olarak da bazı farklar da bulunmaktadır.

Tablo 1: İşlemci performansları ve analiz süreleri

İşlemci Performansları [GFLOPS]	Analiz Süreleri [saat]
48	45
236	6.3
311	5.6
623	3.5

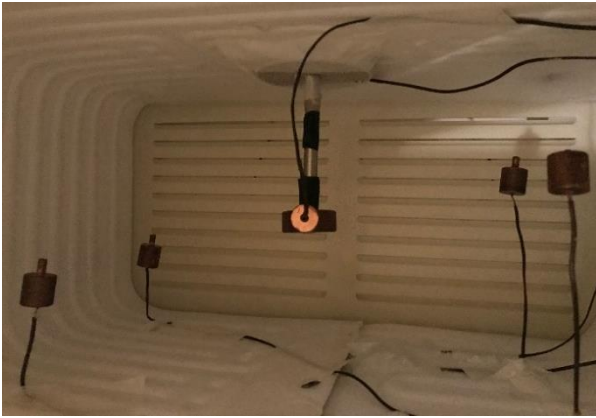
3. Deneysel Çalışmalar

Tek kapılı statik buzdolabı içerisinde zamana bağlı sıcaklık haritası çıkartılması için prototip buzdolabı üzerine 60 adet ısılı çiftler ve her raf ve bölmelere pirinç bloklar yerleştirilmiştir. Deneysel 32°C sıcaklıktaki ısı odası şartlarında gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmalarda soğuma hızı testi de yer aldığı için buzdolabı kapıları açılarak tüm kabin ve içerisindeki havanın ortam sıcaklığına ulaştıktan sonra teste başlanmıştır. Deneysel çalışmalarda dolap set değerine geldikten sonra çevrimsel davranışı da incelenmiştir.



Şekil 3: Prototip üzerinde ısıtıcı çiftlerin ve pirinç blokların yerleşimi

Buzdolabı tüm genişliği boyunca akış patikası üzerinde üçer adet ısıtıcı çiftler ile soğuk havanın zamana bağlı olarak hangi bölgelere ilerlediği de gözlenmiştir.

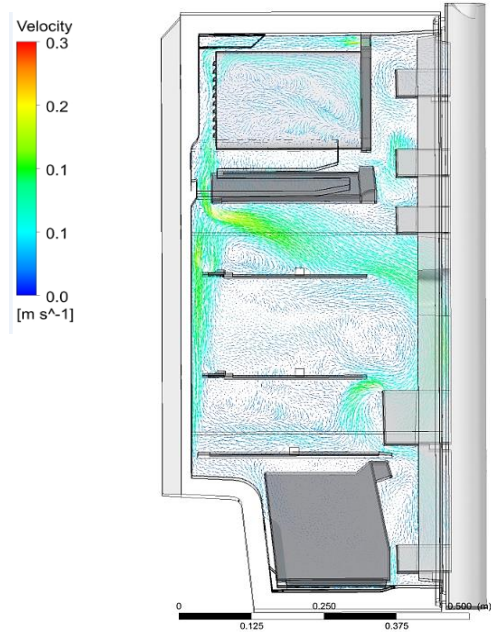


Şekil 4: Prototip dondurucu bölümü için ısıtıcı çiftler ve pirinç blok yerleşimi

4. Sonuçlar

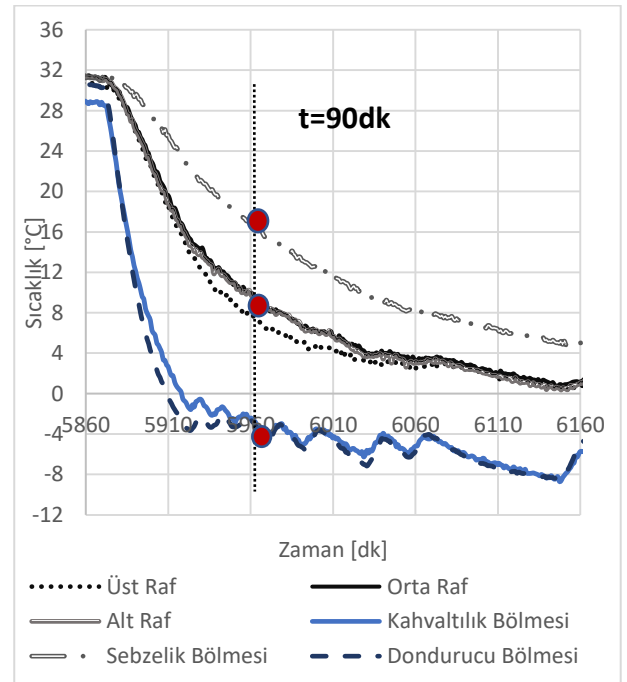
Dondurucu bölümüne sahip tek kapılı statik buzdolabının üç boyutlu zamana bağlı doğal taşınım akış ve termal analizi gerçekleştirilmiştir. Başlangıç durumunda 32°C ortam koşulundan set değerine ulaşması ve çevrimsel davranışların kabin içerisindeki sıcaklık dağılımına etkisi incelenmiştir. UDF ile termostat sıcaklık ayarına göre sınır koşulları

değiştirilerek zamana bağlı gerçekleştirilen analizde maksimum 0,2 m/s hava hızı görülmüştür.

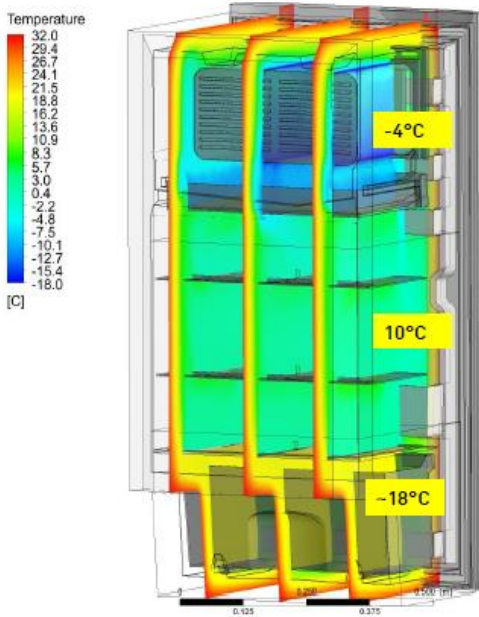


Şekil 5: Bir t anında kabin içi hava hız dağılımı

Sayısal analiz ve deneysel çalışmaları karşılaştırmak için t=0 anından sonra ısı transfer hızını kontrol etmek için seçilen t=90 dk anındaki kabin içi pirinç blokların sıcaklıkları karşılaştırılmıştır. Şekil 6'da 32°C ısı odası şartlarında başlatılan deneydeki tek kapılı statik buzdolabı kabini içerisindeki pirinç blokların sıcaklıkları zamana bağlı grafik ile verilmiştir.



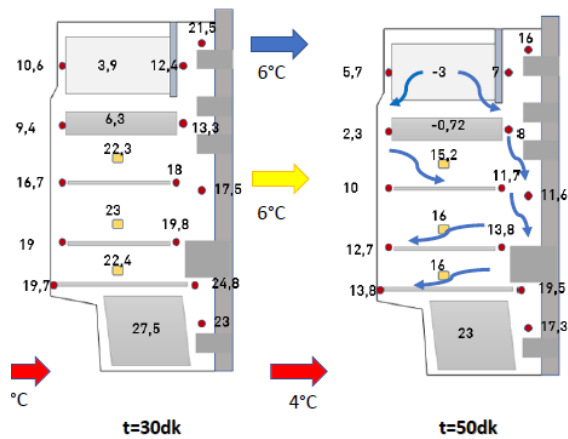
Şekil 6: t=90dk anında kabin içi sıcaklık dağılımı



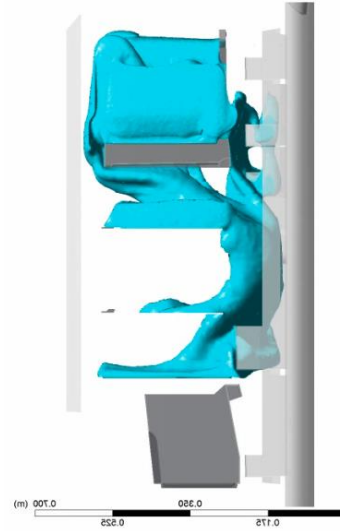
Şekil 7: t=90dk anında sayısal analiz kabin içi sıcaklık dağılımı

Şekil 7'de t=90dk anındaki sayısal analiz kabin içi sıcaklık dağılımı verilmiştir. Sonuçlar karşılaştırıldığında dondurucu bölmesinde yer alan pirinç blokların ortalama sıcaklığının -4°C ve kahvaltılık bölmesi ile benzer sıcaklıkta, taze gıda bölmesi olarak adlandırılan rafların ortalama sıcaklığının 10°C ve sebzelik sıcaklığının ise yaklaşık 18°C olduğu görülmektedir. Doğal taşınım ile ısı transferinin kabin içerisindeki akış ve termal etkilerini incelendiğinde, Şekil 8'de t=0dk anından t=30dk ve t=50dk anına ulaştığında sıcaklık dağılımları verilmiştir. Dondurucu bölümünde t=20dk ulaştığında başlangıca göre 6°C, raflarda 6°C ve sebzelik bölümünde 4°C sıcaklık farkı gözlenmiştir. Isıl çiftler tek tek incelendiğinde soğuyan havanın akış patikası Şekil 8'de sağdaki görselde verildiği gibidir.

Sayısal analiz sonuçları incelendiğinde Şekil 9'da hız dağılımı benzer şekilde olduğu görülmektedir.

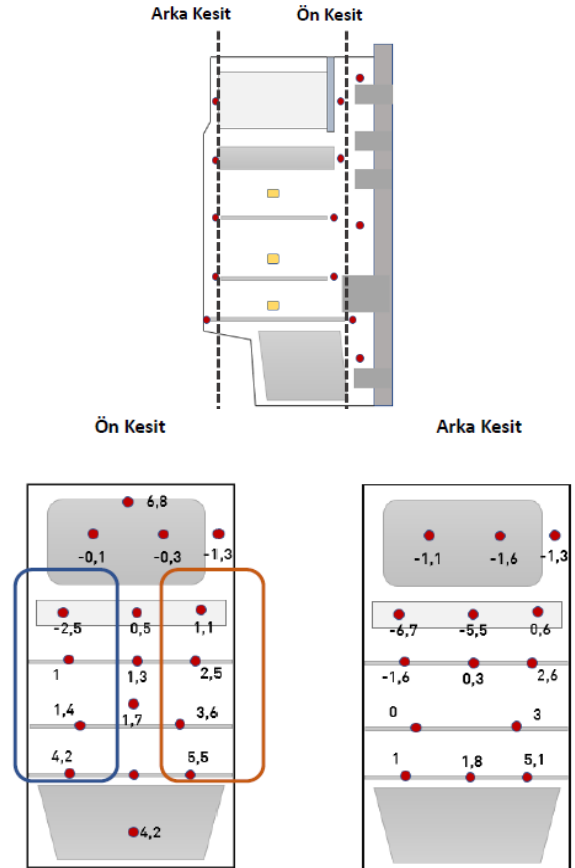


Şekil 8: t=30 ve t=50dk anında kabin içi sıcaklık dağılımı

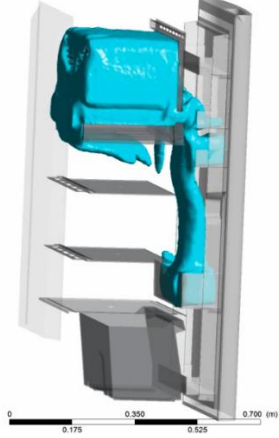


Şekil 9: t=30 ve t=50dk dk anında sayısal analiz kabin içi hız dağılımı

Üç boyutlu gerçekleştirilen doğal taşınım analiz sonuçlarının dolabın diğer eksenini için de kontrol edildiğinde Şekil 10 ve Şekil 11'de verildiği gibi kabine önden bakıldığı durumda havanın sol taraftan dökülerek soğuduğu için kabin içi sol ve sağ sıcaklık farkı görülmektedir.

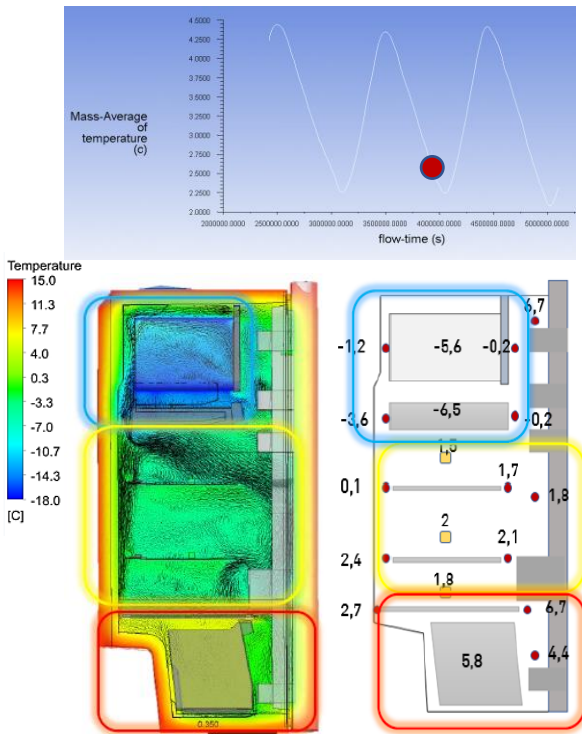


Şekil 10: Bir t anındaki kabin içi sıcaklık dağılımı[°C]



Şekil 11: Sayısal analiz ile elde edilen soğuk havanın hız dağılımı

Buzdolabının çevrimsel hareketini incelemek için rejime ulaştıktan sonra kompresörün termostata göre duruş veya kalkış durumlardaki sıcaklıklar incelenmiştir. Şekil 12’de üst görselde sayısal modelde kabin içi sıcaklık ortalamasının UDF ile elde edilen çevrimsel hareketi görülmektedir. Bu hareket içerisinde buzdolabının soğumasının tamamlanmak üzere olduğu bir t anı seçilerek deneysel sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Sayısal ve deneysel çalışmaların sonucunu irdelendiğinde farklı sıcaklık isterlerine sahip bölmelerin ortalama sıcaklıklarının %5 hata payı ile doğru bir şekilde modellendiği görülmektedir.



Şekil 12: Rejim anında sayısal analiz ve deneysel elde edilen kabin içi sıcaklık dağılımı

5. Teşekkür

Çalışmalar Arçelik A.Ş. Merkez Arge laboratuvarlarında gerçekleştirilmiştir. Katkılarından dolayı teşekkür ederiz.

6. Kaynakça

- [1] James, S. J., & Evans, J., “The temperature performance of domestic refrigerators”, International Journal of Refrigeration, 15(5), 313–319, 1992.
- [2] Masjuki, H. H., Saidur, R., Choudhury, I. A., Mahlia, T. M. I., Ghani, A. K., & Maleque, M. A., ”The applicability of ISO household refrigerator-freezer energy test specifications in Malaysia. Energy, 26(7), 723–737, 2001.
- [3] Pereira, R. H., & Nieckele, A. O., “Natural convection in the evaporator region of household refrigerators”, In Proceeding Brazilian Congress of Mechanical Engineering, Bauru, CD rom, paper COB1236, 1997.
- [4] Silva, L. W., & Melo, C., “Heat transfer characterization in rollbond evaporators”, M.Sc. Dissertation, Federal University of Santa Catarina, Brazil, 1998.
- [5] Deschamps, C. J., Prata, A. T., Lopes, L. A. D., & Schmid, A., “Heat and fluid flow inside a household refrigerator cabinet”, In 20th International Congress of Refrigeration, Sydney, 1999.
- [6] Laguerre, O., & Flick, D., “Heat transfer by natural convection in domestic refrigerators”, Journal of Food Engineering, 62, 79–88, 2004.
- [7] Lacerda, V. T., Melo, C., Barbosa, J. R., & Duarte, P. O. O., “Measurements of the air flow field in the freezer compartment of a topmount no-frost refrigerator: The effect of temperature”, International Journal of Refrigeration, 28, 774–783, 2005.
- [8] Laguerre, O., Remy, D., Flick, D., “Airflow, heat and moisture transfers by natural convection in a refrigerating cavity”, J. Food Eng. 91, 197e210, 2009a.
- [9] Ji, Y., CFD Modelling of Natural Convection in Air Cavities, *CFD Letters Vol. 6(1) 2014*