

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SOĞUTUCU İÇERİSİNDE AKIŞ VE
SICAKLIK DAĞILIMI ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Müh. Hasan SEVİNÇ**

**Anabilim Dalı: Disiplinler Arası
Programı: Savunma Teknolojileri**

AĞUSTOS 2008

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**SOĞUTUCU İÇERİSİNDE AKIŞ VE
SICAKLIK DAĞILIMI ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Uçak Müh. Hasan SEVİNÇ

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 5 Eylül 2008

Tez Danışmanı : Prof.Dr. A. Rüstem ASLAN

Diğer Jüri Üyeleri Prof.Dr. Kadir KIRKKÖPRÜ

Doç.Dr. Fırat Oğuz EDİS

AĞUSTOS 2008

ÖNSÖZ

Öncelikle lisans ve yüksek lisans eğitimim boyunca bana destek olan danışman hocam Prof. Dr. A. Rüstem Aslan'a teşekkürlerimi sunarım.

Bu çalışma sanayi destekli bir çalışmadır. Desteklerinden dolayı ARÇELİK A.Ş. Ar-Ge bölümüne teşekkür ederim.

MAYIS 2008

HASAN SEVİNÇ

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ	i
İÇİNDEKİLER	iii
KISALTMALAR	iv
TABLO LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	vi
SEMBOL LİSTESİ	viii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI	3
3. GENEL TANIMLAR, KAVRAMLAR	5
3.1 No frost buzdolabı	5
3.2 Doğal ve zorlanmış taşınım	8
3.3 Buzdolabı içi sıcaklık dağılımı	9
4. DONDURUCU ANALİZİ	11
4.1 CFD Yöntem	12
4.2 Sınır Şartları	14
4.3 CFD Model	16
4.4 Sonuçlar	19
4.5 Tartışma ve İleri Çalışmalar	23
5. PARAMETRİK DONDURUCU ANALİZİ	24
5.1 Sayısal Model	24
5.2 Parametrik Model	26
5.3 Sonuçlar	27
KAYNAKLAR	33
EK A	34
ÖZGEÇMİŞ	50

KISALTMALAR

CFD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (Computational Fluid Dynamics)
CAD	Bilgisayar Destekli Modelleme (Computer Aided Drafting)
SBS	Gardırop tipi buzdolabı (Side By Side)

TABLO LİSTESİ

Tablo 4.1: Ölçülen ve hesaplanan paketlerin sıcaklıkları.....	19
Tablo 5.1: Örnek üfleme debisi tablosu	27
Tablo A.1: Sıcaklık dağılımının standart sapması	38
Tablo A.2: Hızlı soğutma deneyinin parametreleri.....	39
Tablo A.3: Buzdolabı geometri özellikleri	41
Tablo A.4: CFD yönteminde kullanılan çözüm şeması özellikleri	43
Tablo A.5: Ortalama ve maksimum sıcaklık kayıtları.....	44
Tablo A.6: Kenar boşluklarının sıcaklık dağılımına etkisi	48
Tablo A.7: Sıcaklıklar	49
Tablo A.8: Inlet şekillerinin sıcaklık dağılımına etkisi.....	49

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 3.1: Örnek bir no frost buzdolabı şeması	6
Şekil 3.2: Buzlanmış halde no frost buzdolabı evaporatörü.....	7
Şekil 3.3: Örnek bir paket yükleme planı, I) Şeması, II)Bilgisayar ortamında modellenmiş şekli, III) Buzdolabına yüklenmiş haldeki şekli	9
Şekil 4.1: Dondurucu kabini akış hacmi.....	11
Şekil 4.2: No frost buzdolabı şeması	12
Şekil 4.3: 2-B PIV düzeneği.....	14
Şekil 4.4: Buzdolabı görünüşleri	16
Şekil 4.5: Kontrol hacmi, üfleme ve emiş delikleri.....	17
Şekil 4.6: Arka kapak ve dondurucu yan kesiti	18
Şekil 4.7: Sıcaklık konturları	20
Şekil 4.8: Sıcaklık Konturları.....	21
Şekil 4.9: Sıcaklığa göre renklendirilmiş akım çizgileri	22
Şekil 5.1: Bilgisayar ortamında dondurucu modeli.....	25
Şekil 5.2: Sayısal ağ	26
Şekil 5.3: Paketlerüzerinde sıcaklık konturları	28
Şekil 5.4: Sıcaklık konturları, önden görünüm arka duvara yakın bir kesit	28
Şekil 5.5: Sıcaklık konturları, önden görünüm kapıya yapın bir kesit	29
Şekil 5.6: Kabin içi, sıcaklığa göre renklendirilmiş akım çizgileri	30
Şekil 5.7: Debi yüzdesine karşılık maksimum sıcaklık farkı.....	31
Şekil 5.8: Debi yüzdesine karşılık maksimum sıcaklık farkı.....	31
Şekil A.1: İncelenen konfigürasyonlar	35
Şekil A.2: Taze gıda kabininin yandan (a) ve önden (a) görünüşü.....	37
Şekil A.3: Şekil A.2’de yatay A-A’ kesitinde sıcaklık dağılımı	37
Şekil A.4: Orta bölgenin yandan kesitinde sıcaklık dağılımı	38
Şekil A.5: Soğutma hızı deneyinin kurulumunun şeması	39
Şekil A.6: Bardak merkezinde sıcaklık-zaman grafiği.....	40
Şekil A.7: Jet hızına karşılık soğutma zamanı	40
Şekil A.8: Buzdolabı geometrisi (a), Cam raflar dahil edilmiş (b), Cam raflar ve ürünler yerleştirilmiş (c)	42

Şekil A.9: Sıcaklık konturları: boş dolabın simetri yüzeyi (a), cam raflı dolabın simetri yüzeyi (b), ürün dolu dolabın simetri yüzeyi (c), ürün dolu dolabın kenar duvarından 8 cm iç tarafındaki yüzeyi (d).....	44
Şekil A.10: Hız vektörleri: boş dolabın simetri yüzeyi (a), cam raflı dolabın simetri yüzeyi (b), ürün dolu dolabın simetri yüzeyi (c), ürün dolu dolabın kenar duvarından 8 cm iç tarafındaki yüzeyi (d).....	45
Şekil A.11: Buzdolabı yandan görünüş	47
Şekil A.12: Değiştirilen kabinin şeması.....	48

SEMBOL LİSTESİ

g	Yerçekimi ivmesi
β	Isıl genleşme katsayısı
T	Sıcaklık
T_{∞}	Ortam sıcaklığı
L	Karakteristik uzunluk
ν	Kinematik viskozite
u	Hız

SOĞUTUCU İÇERİSİNDE AKIŞ VE SICAKLIK DAĞILIMI ANALİZİ

ÖZET

Bir dondurucu yada soğutucu içerisindeki sıcaklık dağılımının üniform olması enerji sarfıyatı bakımından önemlidir. Bu çalışmanın ana motivasyonu dondurucu içerisindeki sıcaklık farklılıklarını analiz etmek ve bu farklılıkların sebebini araştırmak olmuştur. Çalışmalarda deneysel ve nümerik yöntemler kullanılmıştır. İlk olarak literatür çalışması yapıldı. Ek'te incelenen bazı makaleler verilmiştir. Literatür çalışmasında, dondurucu kabin içerisinde üniform sıcaklık dağılımı konusunun yoğun olarak çalışıldığı görülür. Hem doğal hem de zorlanmış taşınım ile çalışan dondurucu üzerine çalışmalar literatürde yer almaktadır. Literatürde, kabin içerisinde hava karışımını sağlayan ek mekanizmalar, ek üfleme delikleri kullanma, kabin üst duvarına ve kapıya üfleme deliği yerleştirme, zorlanmış taşınım etkisini arttırmak için kabin içi hava akışı hızını artırma gibi yöntemlerin kabin içi sıcaklık dağılımını iyileştirmek için faydalı olduğu görülmüş.

Sanayide dondurucu deneyleri birkaç şekilde yapılır. Kabin, deney ürünleri ile doldurulabilir veya boş halde deney yapılabilir. Deney ürünleri genellikle malzeme özellikleri ve boyutları bilinen özel paketlerdir. Bu paketler kübik ve dikdörtgen prizma şeklindedir. Kabinin paket yüklü olduğu durumda, sıcaklık dağılımı önceden belirlenmiş paketlerin orta noktalarından sıcaklık ölçümü yapılarak elde edilir. Bu çalışmada kabin içerisine paket yüklü olduğu durum için analiz yapılmıştır ve deneylerde 20 adet paket için sıcaklık ölçümü alınmıştır. Deneylerde sıcaklık ölçümü termo-couple ile yapıldı ve CFD modelde paketler katı olarak tanımlanıp, hava ve katı hacimler için çözüm yapıldı.

İlk olarak bugün piyasada bulunan gerçek bir no frost buzdolabı için deneysel yöntemler ve ticari CFD kodları kullanılarak sıcaklık dağılımı elde edilmiştir. Daha sonra bu sonuçların karşılaştırılması ve yapılabilecek geliştirmelerden bahsedilmiştir. Deney sonuçları ve CFD analizleri yer yer ufak farklılıklar gösterse de alınan sonuçlar CFD modelin yeteri miktarda doğruluğunu göstermektedir. Sonuç olarak bir dondurucu kabini için yapılmış kabin içi sıcaklık analizi sonucunda kabin içerisinde sıcaklık dağılımının üniform olmadığı ve farklı sıcaklıktaki bölgelerin bulunduğu gözlemlendi. Dondurucu kabini içerisindeki sıcaklık dağılımını etkileyen temel parametrelerin, üfleme deliklerinden kabine üflenen soğuk hava debisi miktarları ve üfleme deliklerinin konumudur. Sıcaklık konturları üfleme delikleri civarındaki hava sıcaklığının daha düşük, aynı şekilde yüksek hava debisi üfleyen delikler civarlarındaki bölgelerin daha soğuk olduklarını göstermektedir. Problemden, kabinin üst bölgelerindeki ve özellikle en üst raftaki sıcaklıkların daha düşük olduğu görülmüştür. Bunun nedeni ise üst raftan üfleme yapan üfleme deliklerinin debileri dondurucu toplam debisinin %60'ı kadardır.

İkinci olarak, bir no frost dondurucu modeli üzerinde parametrik bir çalışma yapılmıştır. Bu parametrik çalışmanın amacı dondurucu içerisindeki sıcaklık dağılımını belirleyen ana parametrelerin basit modellerle etkinlerini incelemek olmuştur. Bu sefer model oluşturuldu. Hacim boyutları geleneksel bir buzdolabı dondurucusundan basitleştirilmiş ve tüm geometrik ayrıntıları atılmış şekilde alınmıştır. Bir no frost buzdolabı içerisindeki sıcaklık dağılımını etkileyen temel faktör soğuk hava akışıdır. Kabin içerisindeki hava akışı ise hava sağlama sistemi tarafından sağlanır. Problemden hava sağlama sistemi dahil edilmemiştir. Dondurucu kabinine her seferinde aynı miktarda toplam debi sağlandığı varsayılmaktadır. Toplamda 50'den fazla CFD analizi yapılmıştır. Her seferinde toplam debi sabit kalmak üzere, üfleme deliklerinden atılan debi miktarının değiştirilmiştir. Bu metodolojide, soğutma işleminde hangi üfleme deliğinin daha etkin olduğunun görülmesi beklenmektedir. Beklendiği gibi makul ve oldukça önemli bilgiler edinildi. Geleneksel bilgiler en faydalı üfleme deliği konumunun emiş deliklerine en uzak yerlerde olması gerektiğini söyler. Fakat bu her zaman doğru olmayabilir. Kabin dışarısından ısı kazanımı önemlidir. Son olarak ileriki çalışmalarda yapılacak geliştirmeler ile bu metodolojinin, üfleme deliği konumu ve gerekli debi miktarı ile birlikte bir üfleme deliği konfigürasyonu vermesi beklenmektedir. Gerekli debi miktarı hava sağlama sistemi için yapılacak analizlerden elde edilir. Bu şekilde, bu çalışma tasarım aşaması için faydalanılabilir.

ANALYSES OF AIRFLOW AND TEMPERATURE DISTRIBUTION CHARACTERISTICS OF A FREEZER

SUMMARY

It is important to obtain uniform temperature distribution inside a freezer or a cooler device for energy consumption considerations. Main motivation of this study is to analyse temperature differences inside a cooler device. In this study both experimental and numerical methods were used. Initially, literature research has been made. Analyses of some articles are given in the appendix. In the literature investigation of temperature distribution uniformity inside freezer cabin is a commonly studied subject. Both natural and forced convection freezer analyses are present in the literature. Using additional mechanisms for mixing air inside cabin, using additional blowing holes, placing blowing holes on the top wall and door of the cabin, increasing speed of airflow for effective forced convection are found to be useful for increasing temperature uniformity.

In the industry freezer experiments can be made in several ways. Cabin may be loaded with experiment products of freezer may be empty. Products are generally special packages with known material properties and geometric properties. They are generally cubic or rectangular prism. In the loaded case, temperature distribution is obtained by measuring temperature value in the centre of previously chosen packages. In this study, the temperature distribution is obtained for loaded case and temperature values are measured for 20 packages. In the experiment thermo-couples are used for measuring and in the CFD model solid package properties are defined for solid volumes, both air and solid volumes are solved.

Firstly, temperature distribution is obtained for a no frost refrigerator freezer, which can be found at markets at the moment, with experimental methods and commercial CFD codes. Then the results were represented and compared and mentioned about possible improvements on temperature distribution. Although there were little variation between the CFD model results and experimental results in some location of the freezer cabin, validation of the CFD model was convincing. As a result, it is obtained that there were temperature differences throughout the cabin and temperature distribution is not uniform. The main effective parameters for temperature distribution inside a freezer cabin are mass flow rates of cold air flowing from blowing holes to cabin and location of the blowing holes. Temperature contours verify that the temperature is much lower near the blowing holes, likewise, where the mass flow rate of the blowing hole is high, the region is much colder. In the problem, temperature values were much lower at top side of the cabin and especially at the top shelf. Because mass flow rates of the blowing holes, located in the top shelf are %60 of the total mass flow rate.

Secondly, a parametrical study is carried on for a no frost refrigerator. The idea of this parametrical study is to investigate effectiveness of mass flow rate and location of blowing holes on temperature distribution with a very simple model. This time the model is made up. Volume dimensions are taken from a conventional top-down refrigerator and all details are removed, simplified. For a no frost refrigerator, cold airflow is main factor for determining the temperature distribution. The airflow is provided by air supply system. In the problem air supply system is not included. It is supposed that freezer cabin is supplied with same amount of total mass flow rate each time. More than 50 CFD cases were solved. Each time mass flow rates are changed for blowing holes on condition that total mass flow rate is constant. The methodology would show, which blowing hole is more effective in cooling process. As expected, reasonable and very important results are obtained. Conventional knowledge is that the most beneficial location for a blowing hole is found to be far away from outlet holes. However it is not true every time. Heat gain from the outside of cabin may be important. Finally, with an improvement in the future this methodology is expected to give a blowing holes configuration with location and target mass flow rate. Target mass flow rate is going to be provided by air supply system analyses. So this study can be used for design process.

1. GİRİŞ

Bu çalışmada bir buzdolabı içerisinde akış ve sıcaklık dağılımının incelenmesi bulunmaktadır. İnceleme deneysel ve nümerik yöntemlerle gerçekleştirilmiş ve sanayi destekli bir çalışma olduğu için bugün piyasada bulunan gerçek bir buzdolabı üzerinde çalışılmıştır.

Buzdolabı enerji tüketimine bakıldığında, bir buzdolabının kullandığı enerjinin çok büyük kısmı dondurucu bölmesinin soğutulması için kullanılır. Çünkü dondurucu kabini, buzdolabının diğer bölümlerinden daha soğuk tutulması gereken bir ortamdır. Bir no-frost buzdolabının soğutulması işlemi kompresör, evaporatör, fan ve hava kanallarından oluşan hava sağlama sistemi ile sağlanır. Dondurucu kabini içerisindeki sıcaklık dağılımını hava kanallarından üflenmiş havanın yarattığı akış belirler. Bu çalışmada dondurucu bölümü içerisindeki akış ve sıcaklık dağılımı incelenecektir.

Buzdolabı içerisinde sıcaklık dağılımının üniform olması enerji tasarrufu bakımından önemlidir. Konuyla ilgili literatür araştırması mümkündür, bu çalışma içerisinde literatür çalışması mevcuttur. Bu konu hem akademik alanda, hemde sanayide araştırılmakta olup bir çok patentin konusu olmuştur.

Ayrıca bu çalışmada bir no-frost dondurucusunun hava üfleme kanalları ile ilgili parametrik bir çalışma mevcuttur. Bu parametrik çalışmada, üfleme kanallarının dondurucu kabini içerisindeki konumunun ve üflediği hava miktarının kabin içi sıcaklık dağılımını ne kadar etkilediği araştırılmıştır. Yöntem olarak nümerik yöntem kullanıldığı için çok sayıda nümerik deney yapıp herbirinde sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Bu parametrik yöntemin daha ileriki aşamalarda bir tasarım metodolojisine dönüşebileceği düşünülmektedir.

Bu çalışmada deneysel ve nümerik yöntemler kullanılmıştır. Deneysel yöntem olarak PIV (Particle Image Velocimetry) ve ısı odası deneyleri yapılmıştır. PIV yönteminin amacı üfleme deliklerinden çıkan akış hızını tayin etmek ve ısı odası deneylerinin amacı dondurucu kabini içerisindeki sıcaklık dağılımını deneysel olarak tespit etmektir. Nümerik yöntem olarak ticari hesaplamalı akışkanlar mekaniği kodları kullanılmıştır. Yeri geldiğinde bu yöntemlerle ilgili bilgi ve kullanım şekli verilecektir.

Ayrıca bu iki yöntem sonuçların karşılaştırılması ve birbirini doğrulaması amacı için de kullanılmıştır.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Buzdolabı kabinleri içerisinde üniform sıcaklık dağılımı elde edilmesi yoğun olarak çalışılan bir konudur. Bu noktada literatürden 3 adet makale seçilip ayrıntılı olarak incelenmiştir. Makalelerin özellikleri bu çalışmada izlenen yola yakın olmaları, yani deneysel yöntemler ve ticari CFD kodları kullanıyor olmalarıdır. Ayrıntılı inceleme EK 1'de bulunmaktadır.

Buzdolabı kabini içerisinde sıcaklık dağılımının tam olarak üniform olması ideal bir durumdur . Gerçek uygulamada kabin içerisinde farklı sıcaklıkta bölgeler oluşacaktır. Bu konu üzerine yapılan çalışmalarda amaç sıcaklık farklılıklarının en aza indirilmesidir. Konuyla ilgili bir çalışmada [1] dondurucu kabini içerisindeki havanın karışmasını sağlamak amacıyla kabin içerisine bir fan ve fazladan hava kanalı kullanılmasıyla olumlu sonuçlar alınabildiği gösterilmiştir. Yine aynı çalışmada hava üfleme kanallarının konumunun önemi vurgulanmaktadır, örneğin kabinin tavan duvarına hava kanalı açılmasının az da olsa olumlu sonuç verdiği gösterilmektedir. Ayrıca kabinin yan duvarlarına yada kapıya üfleme delikleri yerleştirilerek ve buralardan soğuk hava üflenerek soğutma yapan buzdolapları piyasada mevcuttur.

No frost buzdolabı ile ilgili çalışmalara bakıldığında özellikle üfleme deliklerinin konumları ve üfleme deliklerinden üflenerek soğuk hava debisi miktarı çok sayıda çalışmanın konusu olmuştur. Ayrıca üfleme deliklerinin yapısı ile ilgili çalışmalarda rastlamak mümkündür.

Eski tip buzdolaplarında genellikle kabin duvarlarını soğutularak, kabinin soğuması sağlanmaktaydı. Bu tip buzdolaplarında kabin içerisindeki akışı zorlayacak bir mekanizma bulunmadığı için literatürde doğal konveksiyonla çalışan buzdolabı diye de geçer. Doğal konveksiyonla çalışan buzdolaplarının sıcaklık dağılımına bakıldığında, soğuk havanın dibe çökmesi prensibinden dolayı genellikle kabinin alt bölgesinin soğuk, üst bölgesinin ise daha sıcak olduğu gözlenir. Ayrıca bu tip dolaplarda hava sağlama sistemi kullanılmadığı için sadece doğal taşınım vardır. Dolayısıyla kabin içi hava akışı çok zayıftır. Böyle bir buzdolabının sıcaklık dağılımını iyileştirmek için ek sistemler kullanılmasının [1, 3] olumlu sonuç verdiği yönünde çalışmalar mevcuttur. Ek bir sistemden kasıt kabin içi akışı zorlayıcı bir sistemdir. Örnek olarak radyal yada eksenel fan kullanılabilir.

Sonuç olarak literatür çalışmaları incelendiğinde sıcaklık dağılımının iyileştirilmesi ile ilgili olarak:

- ek sistemler kullanılarak kabin içi akışın zorlanması,
- hava üfleme deliklerinin konumu,
- kabin içerisinde oluşan akış hızları
- soğutma hızı

gibi konuların araştırıldığı görölmektedir.

3. GENEL TANIMLAR, KAVRAMLAR

Bu bölümde konuyla ilgili sık sık kullanılan temel bilgiler ve tanımlar kullanılacaktır. Bu tanımlar genel olarak buzdolabı ile ilgili sık kullanılan kavramlardır.

3.1 No frost buzdolabı

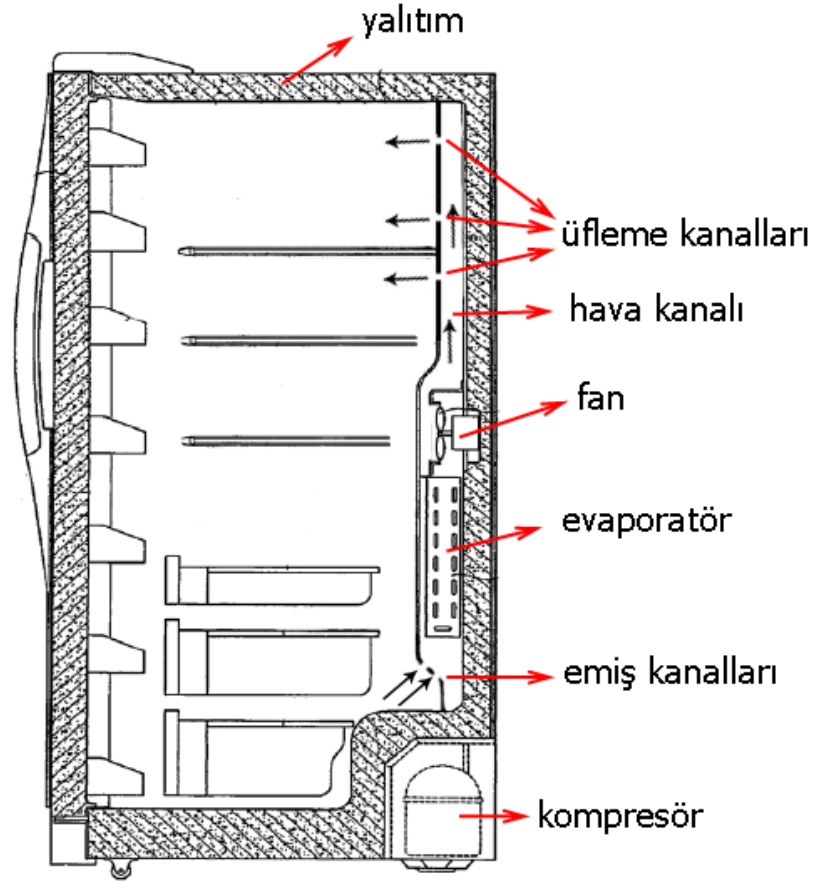
Bir no frost buzdolabında soğutma işlemi genel olarak buzdolabı kabinleri içerisinde kuru ve soğuk havanın dolaştırılması ile gerçekleştirilir. Bir no frost tipi buzdolabı hava sağlama sistemine (air supply system) sahiptir ve soğuk ve kuru hava, hava sağlama sistemi tarafından temin edilir.

Hava sağlama sistemi evaporatör, kondenser, fan ve hava kanallarından oluşur. Bu parçaların soğutma işlemi sırasındaki işlevlerini kısaca şöyle tarif edebiliriz: evaporatör ve kondenser buzdolabının soğutma çevrimini gerçekleştiren en temel iki parçasıdır. Evaporatör için buharlaştırıcı, kondenser için yoğunlaştırıcı diyebiliriz. Evaporatör ve kondenser kanalları içerisinden soğutucu akışkan geçer ve bu soğutucu akışkan evaporatör ve kondenser kanalları boyunca termodinamik bir çevrime tabi olur. Evaporatör kanallarından geçerken buharlaşır ve buharlaşırken bulunduğu ortamdan ısı çekerek ortamın soğumasını sağlar. Kondenser ise soğutucu akışkanın yoğunlaşıp sıvı faza geçmesini sağlar. Soğutucu akışkan sıvı faza geçerken bulunduğu ortama ısı yayar ve bulunduğu ortamı ısıtır. Kondenser ısı üretici bir parça olduğu için buzdolabı yalıtım sınırlarının dışında bırakılır. Kondenserde yoğunlaşmış olan soğutucu akışkan soğutma işleminin devamı için tekrar evaporatöre gönderilir ve bu bir çevrim halinde devam eder. Kısaca tekrarlamak gerekirse buzdolabı kabinlerinden ısı evaporatör tarafından çekilir.

Hava sağlama sisteminin diğer önemli parçası fanıdır. Fan, buzdolabı içerisindeki hava akışını zorlayan parçadır. Kabin içerisindeki akışın evaporatör üzerinden geçip kabin içerisine dağıtılmasını sağlar. Evaporatör üzerinden geçen hava soğur ve soğuyan hava fan yardımıyla buzdolabı kabinleri içerisinde dolaşarak kabinlerin soğumasını sağlar. Hava sağlama sisteminin diğer önemli parçası hava kanallarıdır. Hava kanalları buzdolabı içerisinde hava akışını yönlendirir. Genellikle iki şekilde çalışır. Birincisi, kabin içerisine hava dağıtımı için fanın bastığı soğuk havayı üfleme

deliklerine taşır. Bu yüzden kabin içerisindeki akışı belirleyen bir parçadır. İkinci olarak, kabin içerisindeki ısınmış havanın emilerek tekrar evaporatöre yönlendirmesini sağlar. Hava kanalları içinde hava fan tarafından oluşturulan basınç farkı sayesinde çalışır. Emiş kanalları fanın emiş yüzeyleri tarafında, üfleme kanalları ise fanın basma yüzeyleri tarafındadır.

Şekil 3.1’de bir no frost buzdolabı için örnek konfigürasyon verilmiştir. Bu konfigürasyonda yukarıda anlatılan parçaları görmek mümkündür.



Şekil 3.1: Örnek bir no frost buzdolabı şeması

No frost teknolojisinin en önemli özelliği dondurucu kabini içerisinde buzlanma görülmemesidir. Geleneksel buzdolaplarının dondurucularında buzlanma görülür ve kullanıcı dondurucuda oluşan buzlanmayı bir süre sonra kendisi manuel olarak çözmek durumunda kalır. Bu yüzden kullanım zorluğu vardır. Ayrıca diğer bir dezavantajı da buzlanmadan dolayı kabinin kullanılabilir hacmi daralmasıdır.

Buzlanmanın meydana gelme sebebi, nemli havanın soğuk yüzeye çarpınca önce sıvı faza daha sonra da eğer ortam 0 °C altında ise buz haline gelmesidir. Geleneksel dolapların dondurucularında, soğutma işlemi dondurucu duvarlarının soğutulması ile gerçekleştirildiği için nemli hava dondurucu yüzeylerine çarptığı anda duvarlarda karlanma meydana gelir. No frost buzdolaplarında ise nemli hava öncelikle evaporatör üzerinden geçirilerek soğutulur ve daha sonra dondurucu bölmesine gönderilir. Dolayısıyla nemli hava evaporatörden geçerken, karlanma evaporatör yüzeylerinde gerçekleşir. Böylece evaporatör havayı soğuturken nemini de almış olur. Sonuç olarak dondurucuya gönderilen hava soğuk ve kurudur ve dondurucu kabini içerisinde buzlanma görülmez. Evaporatör üzerindeki buzlanma ise de-frost denilen bir süreç ile çözülür.

Ayrıca konvansiyonel no frost buzdolabı konfigürasyonunda kabin dış tarafında yalıtım görülmektedir. Sıcaklık farkından dolayı kabin içerisi ile dış ortam arasında ısı iletimi gerçekleşir. Yalıtım bu ısı iletimini en aza indirmek için kullanılır. Dondurucu ortamının -18 °C civarında, dış ortamında yaklaşık 24 °C (oda sıcaklığı) olduğu kabul edilirse arada 42 °C sıcaklık farkı oluşur. Dolayısıyla dondurucu kabininin yalıtımı buzdolabı enerji tasarrufu bakımından önemlidir.

Şekil 3.2’de buzlanmış halde bir no frost buzdolabı evaporatörü görülmektedir. Gerçekte evaporatör üzerinde ısıtıcı defrost termostati ve zamanlayıcısı vardır. Bu parçalar evaporatör buzlarının çözülmesi ve evaporatörün tekrar çalışmasını sağlar.



Şekil 3.2: Buzlanmış halde no frost buzdolabı evaporatörü

3.2 Doğal ve zorlanmış taşınım

Kabin içerisinde hava akışından dolayı taşınım ile ısı geçişi gerçekleşir. Buzdolabı içerisindeki sıcaklık dağılımının oluşmasında doğal ve zorlanmış taşınım etkilidir.

Geleneksel buzdolaplarına bakıldığında kabin içerisinde akışı zorlayan bir düzenek olmadığı için doğal taşınım ile ısı geçişi gerçekleşir. Genellikle kabin içerisinde zayıf, düşük hızlı akışlar görülür. No frost buzdolabına bakıldığında hem doğal taşınım hemde zorlanmış taşınım vardır. Kabin içerisindeki akışı zorlayan bir fan bulunduğu için akış çok büyük oranda hava sağlama sistemi tarafından belirlenir. Dolayısıyla no frost buzdolabı tasarımında dikkate alınması gereken önemli bir konudur. Akışı zorlayan bir düzenek olduğu durumda doğal taşınımın etkisi ihmal edilecek kadar zayıftır.

Doğal ve zorlanmış taşınım problemini birbirinden ayırmak mümkündür. Genel olarak, doğal ve zorlanmış taşınımın birlikte etkisi

$$\frac{Gr}{Re^2} \approx 1 \quad (3.1)$$

olduğu durumda gözönüne alınmalıdır. [4] Burada Gr, Grashof sayısı, Re, Reynolds sayısıdır.

$$Gr = \frac{g\beta(T_s - T_\infty)L^2}{\nu^2} \quad (3.2)$$

ve

$$Re = \frac{uL}{\nu} \quad (3.3)$$

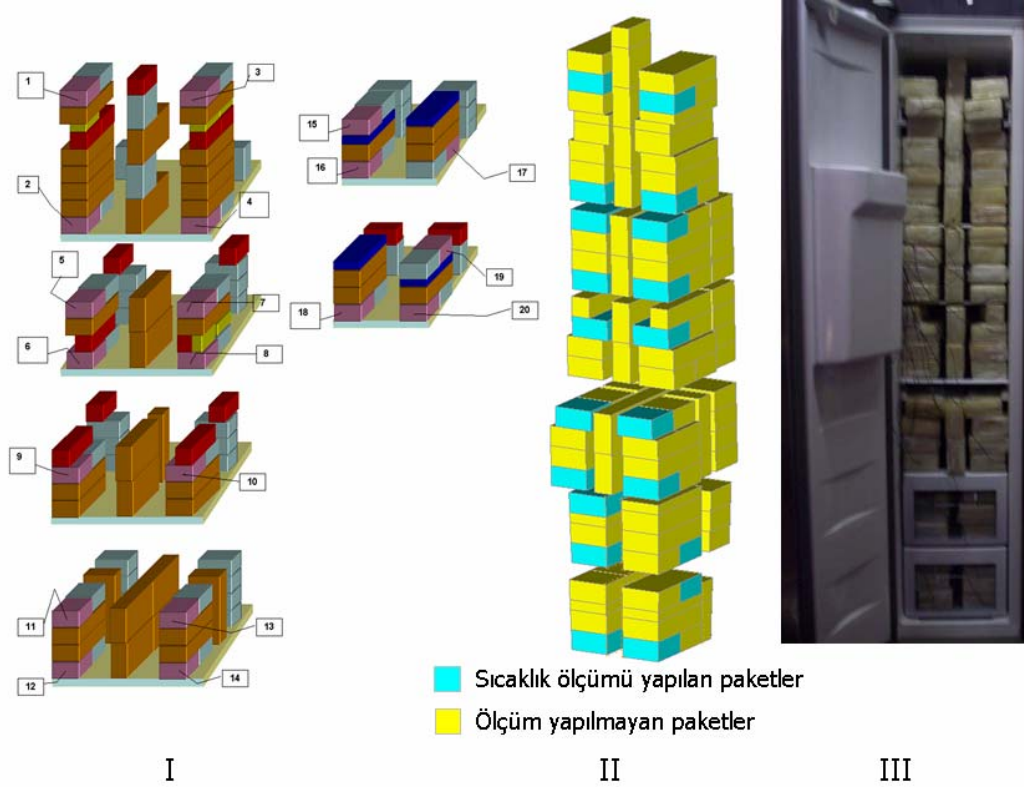
Grashof sayısı kaldırma kuvvetinin viskoz kuvvetlere oranını veren bir boyutsuz katsayıdır. Reynolds sayısı atalet kuvvetlerinin viskoz kuvvetlere oranını veren boyutsuz bir katsayıdır. Grashof sayısının Reynolds sayısına oranı, kaldırma kuvvetlerinin atalet kuvvetlerine oranı verir. Bu oran 1 civarında ise hem doğal hemde zorlanmış taşınım etkisi incelenmelidir. Eğer bu oran 1'in çok üzerinde ise doğal taşınım etkindir. Eğer bu oran 1'in çok altında ise zorlanmış taşınım etkindir ve doğal taşınım etkisi ihmal edilebilir.

Doğal taşınımın etkin olduğu bir problemde yoğunluğun sıcaklığa göre değiştiği bir matematik model kullanılır. Bu model Bossinesq hipotezi olabilir. Doğal taşınım etkileri ihmal edildiği durumda ise yoğunluk sabit kabul edilebilir. Bu çalışmada no

frost buzdolabı içerisindeki zorlanmış taşınım incelendiği için yoğunluk sabit olarak kabul edilmiştir.

3.3 Buzdolabı içi sıcaklık dağılımı

Buzdolabı içerisindeki sıcaklık dağılımı buzdolabının koşullandırılmış bir deney odasında test edilmesiyle belirlenir. Buzdolabı içerisine malzeme özellikleri bilinen paketler yerleştirilir ve bu paketlerden sıcaklık ölçümü alınır. Örnek olarak, bir buzdolabı ortam sıcaklığı 25°C olacak şekilde koşullandırılmış bir odada test edilir ve deney aparatlarıyla birlikte tüm davranışları izlenir. Koşullandırılmış oda sadece sıcaklık değil, deney tanımına göre başka birimlere göre de koşullandırılabilir. Bu çalışma kapsamında koşullandırılmış deney odası “ısı odası” diye geçmektedir.



Şekil 3.3: Örnek bir paket yükleme planı, I) Şeması, II) Bilgisayar ortamında modellenmiş şekli, III) Buzdolabına yüklenmiş haldeki şekli

Bu noktada ısı odası deneyinden kısaca bahsedilmesi faydalı olacaktır. Öncelikle yapılması planlanan deney tanımlanır. Örnek deney tanımı su olabilir: 24°C ’ de

paket yüklü durumda, -20/8 termostat konumunda enerji sarfiyat deneyi. Bu tanıma göre ısı odasının deney boyunca sıcaklığı 24°C' ye koşullandırılacaktır, buzdolabı kabinleri paketlerle yüklenmiş olacaktır, dondurucu termostat konumu -20 °C, taze gıda bölmesi termostat konumu 8°C olarak ayarlanmış durumda iken buzdolabının enerji sarfiyatı dondurucu bölmede hedeflenen en düşük -18°C paket sıcaklıklarına ulaşıldığı durumda enerji analizörü ile belirlenmektedir. Paket sıcaklıkları yine ısı odası deneyi sırasında paket merkezlerine yerleştirilen termo-couple ile ölçülür ve kısa zaman aralıklarıyla sürekli kaydedilir. Sıcaklık ölçümü termo-couple ile yapılabilir. Önemli olan diğer bir konu da paket yükleme planıdır. Paket yükleme planının belirli kuralları vardır. Bu kurallar uluslararası standartlarla belirlenmiştir. Üretici kurumlar genellikle bu kurallara uymak suretiyle kendi deneylerini yaparlar.

Örnek bir paket yerleşim düzeni Şekil 3.3'te verilmiştir. Şekilde buzdolabı dondurucu kabinine paket yükleme planına göre paketlerin yerleştirildiği görülmektedir. Sıcaklıklar standartlara göre belirlenmiş paketler üzerinden alınmaktadır.Şekil 3.3'te sıcaklık ölçümü alınacak paketler, semada numaraları ile birlikte, bilgisayar modelinde farklı renklendirilerek gösterilmiştir. Yüklendiği haldeki görüntüsüne dikkatli bakılırsa kablolar görülecektir. Bu kablolar termo-couple bağlantılarıdır.

Paketlerin malzeme özellikleri belirlidir ve bilinmektedir. Paketler et ürünleri özelliklerine benzerdir. Bu özellikler ileride anlatılacak olan CFD modelde kullanılmıştır.

4. DONDURUCU ANALİZİ

Bu bölümde bir no-frost buzdolabı dondurucusu için yapılmış deney ve CFD analizleri yer almaktadır. Analizi yapılan bölge buzdolabı dondurucusu kabininin içidir, hava sağlama sistemi dahil edilmemiştir. Kabin içerisinde üfleme kanallarından emiş kanallarına kadar akış ve sıcaklık dağılımı incelenmiştir. Bu bölümde genel olarak CFD yönteminin kullanılışı anlatılacak, yeri geldikçe analiz sonuçlarıyla beraber deney sonuçları verilecektir.

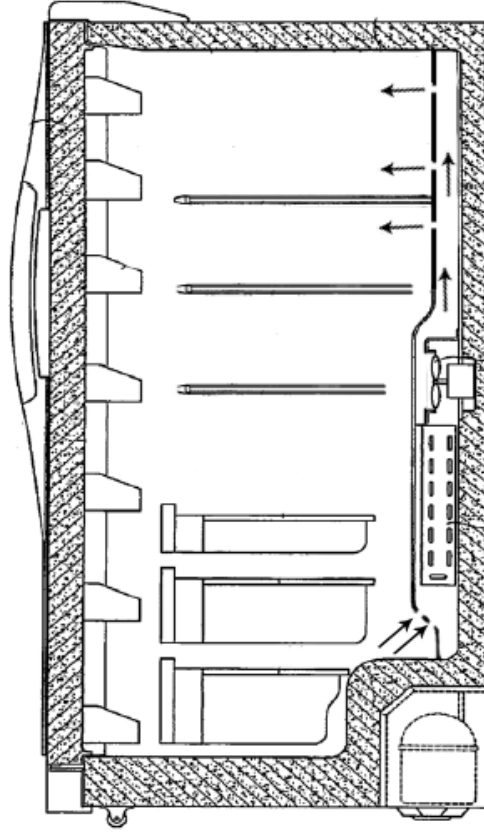
İncelenecek olan akış hacmi Şekil 4.1’de verilmiştir. Bu model gardırop tipi bir buzdolabı dondurucusu kabinin içerisindeki hacmine karşılık gelmektedir. Gardırop tipi bir buzdolabında genellikle iki kapılıdır ve yan yana dikey kabinler şeklinde taze gıda ve dondurucu bölmelerinden oluşur. Şekilde verilen sadece dondurucu bölmesinin akış hacmidir, taze gıda bölümü dondurucu bölümünün yanında yer almakta olup şekilde görülmemektedir.



Şekil 4.1: Dondurucu kabini akış hacmi

4.1 CFD Yöntem

Bu bölümde CFD yönteminin no frost buzdolabına nasıl uygulanabileceği anlatılmaktadır. CFD için hazırlanacak olan model kapalı sistem ve açık sistem olarak ele alınıp çözümleme yapılabilir. Şekil 4.2'de bir no frost buzdolabı şeması verilmektedir. Bu şemadan yola çıkarak kapalı sistemi ve açık sistemi, avantajlarıyla ve dezavantajlarıyla birlikte inceleyelim.



Şekil 4.2: No frost buzdolabı şeması

Öncelikle kapalı ve açık sistem modellerini tanımlayalım. Kapalı sistem, yalıtım sınırları içerisindeki tüm akış hacminin modellenmesinden oluşur. Kabin içerisi ile beraber hava sağlama sisteminde sayısal ağ bulunması gerekir. Bu durumda evaporatör ve fanın çalışma şartlarının tanımlanmasıyla tüm kontrol hacmi çözülebilir. Kontrol hacmine giren yada çıkan kütle yoktur, içeride fanın çalışmasından dolayı hava hareketi vardır. Açık sistemde ise sadece kabin içerisindeki akış hacmi modellenir. Hava sağlama sistemi modele dahil edilmez. Kabin içerisine üfleme deliklerinden giren belirli bir miktar soğuk hava ve emiş

deliklerinden çıkan belirli bir miktar ısınmış hava varmış gibi düşünülür. Bu durumda kabin içerisine giren havanın şartlarının bilinmesi gerekir.

Kapalı sistemin en önemli avantajı evaporatör ve fanın çalışma şartlarının tanımlanmasıyla tüm modelin çözülebilesidir. Ancak bu parçaların, özelliklede evaporatörün, modellenmesi oldukça zordur ve problemi karmaşılaştırır. Zaten evaporatörün tüm geometri ile beraber birebir modellenmesi kullanışlı değildir. Bunun nedeni evaporatör, üzerinde onlarca kanatçık bulunması ve geometrisinin çok karmaşık yapıya sahip olmasıdır. Modellenmesi durumunda detaylı yapının temsil edilebilmesi için sayısal ağda bu bölgede çok küçük hücrelerin kullanılması gerekir. Böyle bir durumda evaporatörün bulunduğu bölge, akışkan özelliklerinin değiştiği ve belirli geçirgenliğe sahip bir ortam (porous medium) gibi tanımlanması tercih edilir. Tabi bu durumda evaporatörün akışkan özelliklerini nasıl değiştirdiğini bilmek gereklidir. Ayrıca kapalı sistemin önemli dezavantajlarından birisi de sayısal ağda kullanılacak hücre sayısının yüksek olmasıdır. Hava sağlama sisteminin hacmi kabin hacmine göre küçük olmasına rağmen bazı bölgelerde önemli ayrıntıların iyi temsil edilebilmesi için küçük hücreler kullanılmak zorunda kalınır. Bu durum çözüm süresinin artmasına yol açar.

Açık sistemin avantajı sadece kabin içerisinin modellenmesidir. Üfleme deliklerinden kabin içerisine üflenlen hava “inlet” sınır şartı olarak, emiş deliklerinden emilen hava “outlet” sınır şartı olarak modellenir. Tabi bu durumda “inlet” ve “outlet” sınır şartlarının tanımlanması gereklidir. “Outlet” sınır şartı basınç olarak tanımlanabilir. “Inlet” sınır şartı içinse akış yönü debisi ve sıcaklığı tanımlanması gereklidir. Bu bilgiler deneylerle elde edilebilir. Kapalı sisteme göre daha az sayıda çözüm ağı kullanılır.

Buzdolabı bunlardan başka, hava sağlama sistemi ve kabin içi olarak iki ayrı açık sistem halinde incelenebilir. Hava sağlama sistemi, evaporatör, fan ve hava kanallarından oluşur. Hava sağlama sistemi için, emiş deliklerinden giren hava “inlet”, üfleme deliklerinden çıkan hava ise “outlet” olarak ele alınabilir. Kabin içerisi de yukarıda anlatıldığı gibi açık sistem olarak ele alınır. Bu durumda kabin içerisinin “inlete” ve “outlet” sınır şartları hava sağlama sistemi için yapılan analizden alınabilir. Bu yöntemin avantajı hava sağlama sisteminin analizi yapılmasından dolayı deney yapmaya ihtiyaç kalmamasıdır. Dezavantajı ise üfleme ve emiş deliklerinden kaynaklanan basınç kayıplarının yeterince doğru hesaplanamamasıdır.

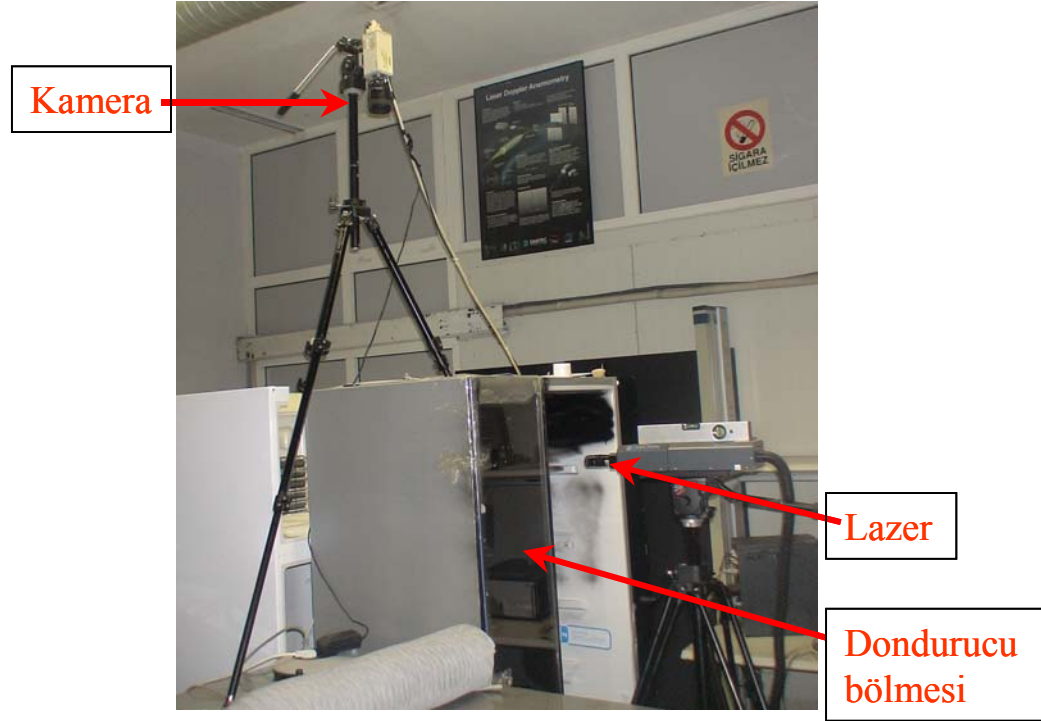
Bu çalışmada dondurucu açık sistem olarak ele alınmış ve kabin içerisine paket yüklü durumda çözüm ağı oluşturulmuştur. Katı malzeme olan paketler içinde çözüm ağı kullanılmıştır ve paketler ile akış arasında ısı geçişi olmaktadır. Paketler basit

geometriye sahip olduğu için hexahedral hücrelerden, akış hacmi ise tetrahedral hücrelerden oluşmaktadır. Tüm hesaplama hacimleri için toplam 9,1 milyon hücre kullanılmıştır. Sayısal ağ için Gambit programı, çözücü olarak ise Fluent ticari kodları kullanılmıştır.

4.2 Sınır Şartları

Bu çalışmada dondurucu açık sistem olarak ele alınmıştır. Dolayısıyla açık sistem için sınır şartları verilecektir. Sıcaklık analizi yapılacağı için Navier-Stokes denklemleyle beraber enerji denklemi de çözülecektir. Çözücü (solver) olarak Fluent ticari kodları kullanıldı.

Öncelikle üfleme deliklerinden kabin içerisine üflenlen akışın özelliklerinin bilinmesi gereklidir. Inlet sınır şartı, akışın debisi, yönü ve sıcaklığı bilgileri ile tanımlanabilir. Burada akışın debisi ve yönü PIV deney düzeneği ile sıcaklığı ise ısı odası deney düzeneği ile belirlenebilir.



Şekil 4.3: 2-B PIV düzeneği

Şekil 4.3'te iki boyutlu PIV düzeneği görülmektedir. PIV deneyi parçacık hızı belirlemek için yapılır. Hızdan debinin elde edilmesi için yoğunluk ve kesit alan ile çarpılması gerekir. Aşağıdaki denklemde verilmiştir:

$$\dot{m} = \rho VA \quad (4.1)$$

PIV deneyinden akışın yönü bilgisi de elde edilir. Akış sıcaklığı ısı odası deneylerinde üfleme delikleri civarına yerleştirilecek bir thermo-couple yardımıyla öğrenilebilir.

Sayısal ağ oluşturulabilmesi için dondurucu geometrisine ihtiyaç vardır. İncelenen buzdolabı dondurucusu bugün piyasada bulunan gerçek bir buzdolabıdır ve geometri bilgileri üreticilerden temin edilmiştir. Yalıtım kalınlıkları ile ilgili bilgilerde elde edilmiş olup bazı basitleştirmeler yapılmıştır.

Ayrıca enerji denkleminin çözülmesinden dolayı kontrol hacmi içerisinde kullanılan malzemelerin özellikleri bilinmelidir. Yalıtım malzemesi, raflar, raflara yerleştirilen paketler, kabin içerisindeki plastik kaplamaların özellikleri bilinmektedir.

Dış ortam özellikleri bilinmelidir. Bu problemde, evaporatörün kabin içerisinden çektiği ısı ile dış ortamdaki ısı ile dengelenmesi gereklidir. Bu nedenle kabin duvarları ile dış yüzey arasında yalıtım kullanıldığından bahsedilmiştir. Dolayısıyla dış ortam özelliklerinin bilinmesi önemlidir. Dış ortam ısı odası deneyleri sırasında koşullandırılmaktadır ve özellikleri bilinmektedir. Bu çalışmada dış ortamın 24 °C olduğu durum analiz edilmiştir. Bu durumda yalıtımın dış yüzeyi sabit dış ortam sıcaklığı (24 °C) olarak kabul edilip sıcaklık sınır şartı verilebilir ya da dış ortamda hareketli bir miktar hava olduğu kabul edilip konveksiyon sınır şartı verilebilir. Konveksiyon sınır şartı tanımlamak için ortamdaki akış sıcaklığı ve taşınım katsayısı tanımlamak gereklidir. Akışın sıcaklığı olarak ortam sıcaklığı tanımlanabilir. Taşınım katsayısı ölçülebilir değildir. Genellikle tahmini rakamlar kullanılır. Örneğin 5 W/(m²K) olarak tanımlanabilir. Makalelerde ve hesaplamalı olmayan simülasyon programlarında bu civarlardaki rakamların kullanılmaktadır.

Çözüm ağı oluşturulması sırasında ve sınır şartları verilirken bir takım kabuller ve basitleştirmeler yapılmıştır. Örnek olarak, kapı contası etkisi dikkate alınmamıştır. Kapı contası kapı kapanırken mıknatıslı yapısı ile buzdolabına yapışarak kapının açılmasını zorlaştıran bir elemandır. Normalde kapı contasının bulunduğu bölgelerde dış ortam daha fazla ısı geçişi olur. Bunun dışında bazı yerlerde geometrik basitleştirmeler yapılmıştır. Ayrıca dondurucu bölmesinin bir duvarı taze gıda bölmesine komsudur. Dolayısıyla bu duvara verilecek sınır şartı taze gıda bölmesinin ortam şartları ile ilgilidir ve bilinmesi gerekir.

4.3 CFD Model

Burada analizi yapılan CFD model ile ilgili bilgiler sunulmaktadır. Şekil 4.4'te sırasıyla dondurucu akış hacminin CAD modeli, buzdolabı katalog resmi ve kapakları açık halde buzdolabının önden görünüşü yer almaktadır.



Şekil 4.4: Buzdolabı görünüşleri

Buzdolabı dondurucusu üstte 4 adet raf ve altta iki adet çekmecedan oluşmaktadır. Kapısında raflar ve dışarıdan kullanımı için su pınarı bulunmaktadır.

CFD model olarak ele alındığında açık sistem olarak analiz edileceğinden bahsetmiştik. Buna göre Şekil 4.5' bu kontrol hacmine hava giriş ve çıkışları verilmiştir. Şekle göre 13 adet üfleme deliği ve 4 adet emiş deliği bulunmaktadır ve şekilde renkli olarak gösterilmiştir. Buzdolabı çalışır durumdayken üfleme deliklerinden kabin içerisine toplam 13.5 lt/s hacimsel debi ile soğuk hava sağlanmaktadır.



Şekil 4.6: Arka kapak ve dondurucu yan kesiti

4.4 Sonuçlar

Daha önce ekil 3.3'te bir paket dağılımı verilmişti. Bu paket dağılıma göre dondurucu kabinine 20 adet sıcaklık ölümü alınmış paket yerleştirildiğinden bahsedilmişti. Öncelikle rakamsal sonuçlar olarak, bu paketlerin deneysel ve CFD analizleri sonucunda elde edilen değerlerini inceleyelim. Tablo 4.1'de deney ve CFD analizi sonucunda elde edilen paket sıcaklıkları verilmiştir. Diğer sütunda da elde edilen değerler arasındaki farklar verilmiştir. Bu ilk CFD analizi aynı zamanda deneysel sonuçlarla doğrulama çalışmasıdır. Farklara bakıldığında deneysel sonuçların 1°C' den daha az farkla tahmin edilebildiği görülmektedir. Bu sonuçlar CFD analizinin doğrulanması için yeterli olduğuna karar verilmiştir. Daha önce incelenen literatür araştırmalarında da deneysel sonuçlar ile CFD sonuçları arasında 1°C'lik farkın yeterli kabul edildiği makaleler bulunmaktadır.

Tablo 4.1: Ölçülen ve hesaplanan paketlerin sıcaklıkları

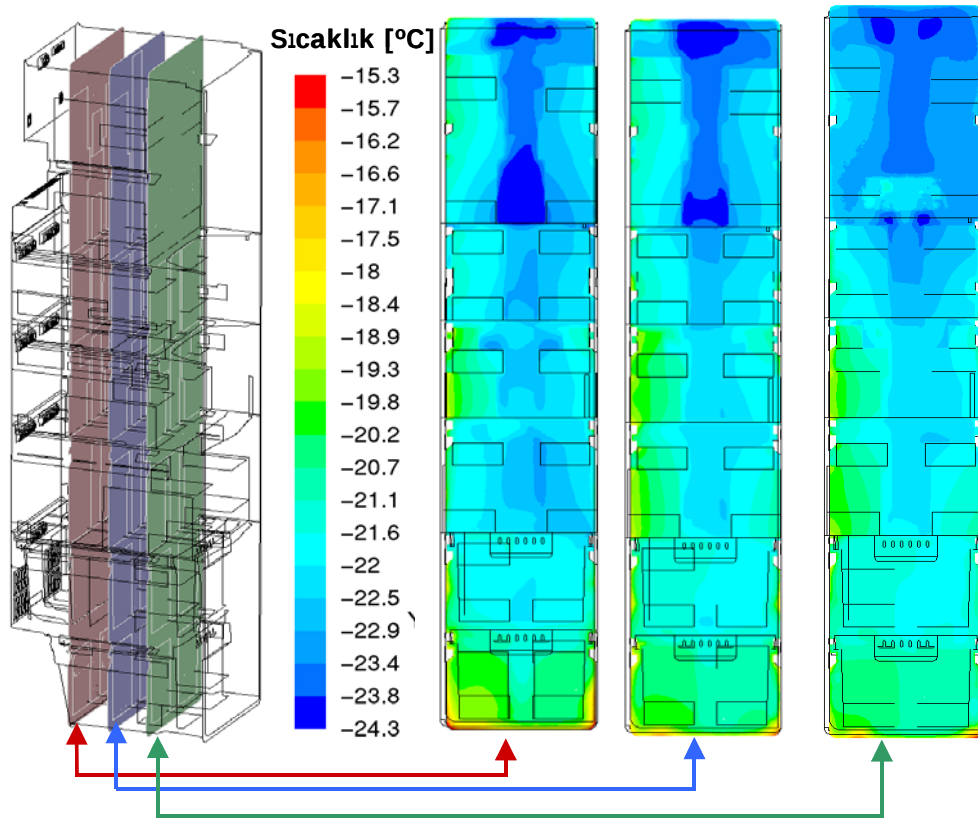
Paketler	Sıcaklık [°C]		
	Analiz	Deneysel	Fark
1	-21,4	-20,7	0,7
2	-21,9	-22,4	-0,5
3	-22,3	-20,8	1,5
4	-22,6	-23,6	-1,0
5	-22,1	-22,3	-0,2
6	-21,7	-21,4	0,3
7	-22,6	-23,3	-0,7
8	-22,2	-22,8	-0,6
9	-20,7	-21,1	-0,4
10	-21,9	-21,8	0,1
11	-21,2	-20,4	0,7
12	-20,3	-20,3	0,1
13	-22,0	-21,5	0,5
14	-21,4	-20,6	0,8
15	-21,3	-21,0	0,3
16	-21,3	-20,8	0,5
17	-21,6	-20,5	1,1
18	-20,3	-20,0	0,3
19	-21,0	-20,8	0,2
20	-20,8	-19,4	1,4

Rakamsal sonuçların doğruluğunu gösterecek diğer bir gösterge de en sıcak, en soğuk paketlerin bulunması ve paketlerin birbirine göre sıcaklığı bilinmesidir. Tablo

4.1’de kırmızı renkli sıcaklık değeri en sıcak mavi renkli sıcaklık değeri en soğuk paketleri temsil etmektedir. Buna göre en sıcak paketler CFD analizinde 18, deneyde 20, en soğuk paketler CFD analizinde 7, deneyde 4 olduğu görülmektedir. En soğuk paketlere bakıldığında 4 ve 7 numaralı paketler kendi sütunlarında en soğuk paketler olduğu ve yine kendi sütunlarında bu iki paket arasında çok az sıcaklık farkı olduğu görülür. Aynı sonuç 18 ve 20 numaralı en sıcak paketler için de geçerlidir. Dolayısıyla bu sonuçlar sıcak ve soğuk paketler doğru tahmin edilmesi bakımından da tatmin edicidir.

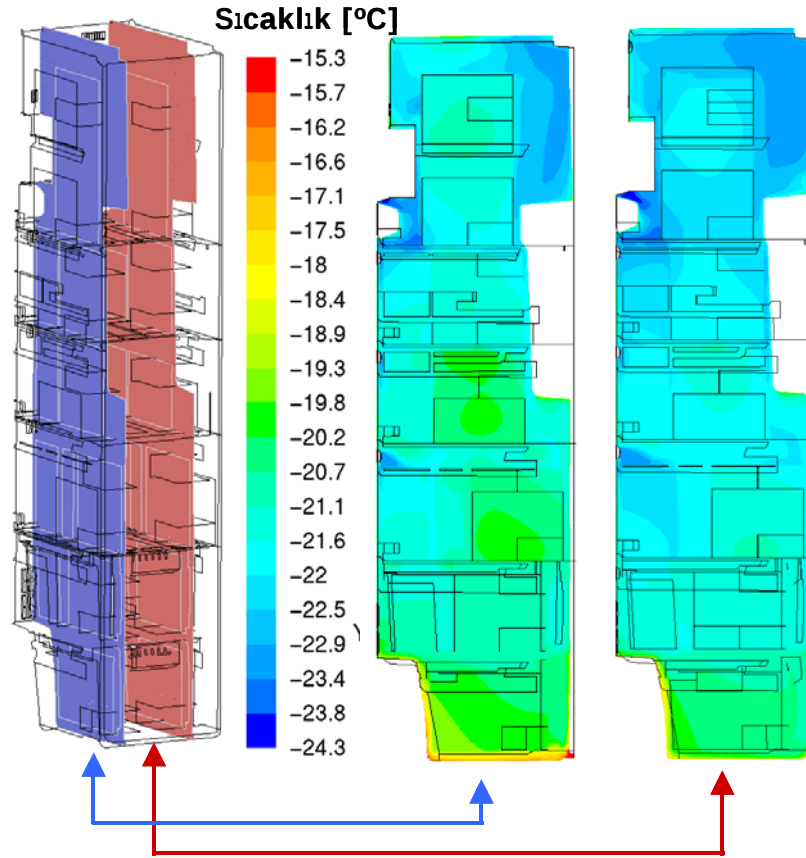
Şekil 3.3’te paket yükleme planına bakılırsa 4 ve 7 numaralı en soğuk paketler birinci ve ikinci raflarda bulunmaktadır. 18 ve 20 numaralı en sıcak paketler ise alt çekmecede bulunmaktadır. Bu paketlerden başka 12 numaralı paket en sıcak paketler arasındadır ve dördüncü rafta bulunmaktadır.

Görsel sonuçlar olarak sıcaklık konturları ve akım çizgilerini inceleyebiliriz. Şekil 4.7’te dondurucu kabininin arka duvarından kapıya doğru üç kesitinden alınmış sıcaklık konturları görülmektedir.



Şekil 4.7: Sıcaklık konturları

Şekil 4.7'e bakıldığında genel olarak dondurucu kabininin üst bölgesinin daha soğuk ve alt bölgelerin, özellikle alt çekmece civarlarının daha sıcak olduğu görülmektedir. Ayrıca üçüncü ve dördüncü rafların duvara yakın bölgelerinde daha yüksek sıcaklıklar görülmektedir. Alınan kesite yandan bakıldığında dondurucu kabinin sağ yanı taze gıda kabine, sol yanı ise dış ortama komşudur. Taze gıda kabine kabinine komşu olan duvara yakın konturların daha düşük sıcaklıkları gösterdiği görülmektedir. Dış ortama komşu olan duvarda özellikle orta ve alt bölgelerde daha yüksek sıcaklıkların olduğu görülmektedir. Üç kontur arasındaki sıcaklık farklarına bakıldığında kapıya yakın kesitlerde daha sıcaklığın arttığı görülmektedir. Yani dondurucu kabin içerisindeki sıcaklık genel olarak arka duvardan kapıya doğru artmaktadır diyebiliriz.

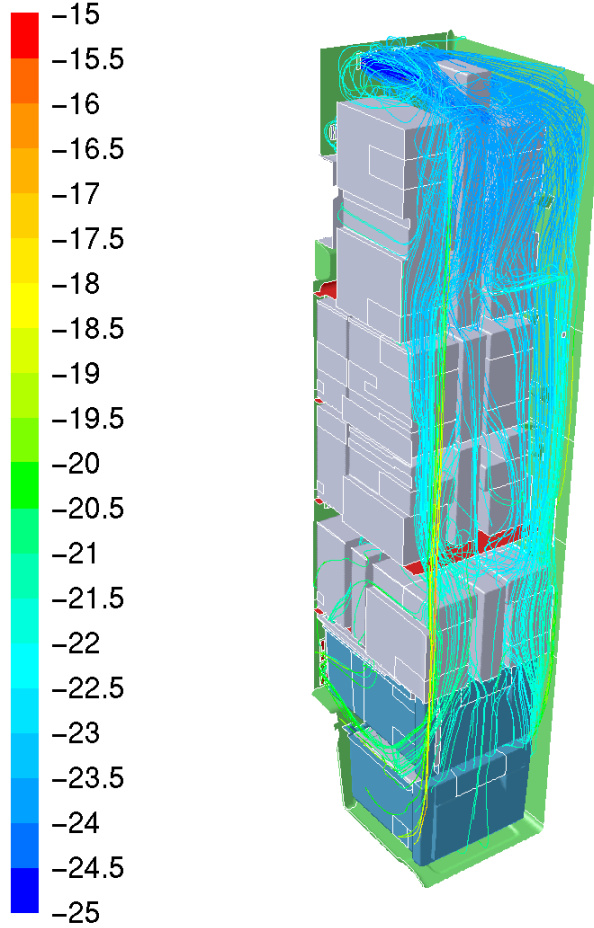


Şekil 4.8: Sıcaklık Konturları

Dondurucu kabine yandan bakıldığı durumda iki kesitte alınmış sıcaklık konturları Şekil 4.8'te verilmiştir. Bu iki kesitten biri taze gıda bölmesine komşu olan duvara yakın, diğeri ise dış ortama komşu olan duvara yakın bölgeden seçilmiştir. Her iki kesitte de üst bölgelerdeki sıcaklıkların daha düşük, alt bölgelerdeki sıcaklıkların

daha yüksek olduğu gör÷lmektedir. Genel olarak dış ortama yakın bölgelerde daha sıcak konturlar gör÷lmektedir.

Sıcaklığa göre renklendirilmiş akım çizgileri Şekil 4.9'da verilmektedir. Akım çizgileri en üstteki iki üfleme deliğinden çıkmaktadır.



Şekil 4.9: Sıcaklığa göre renklendirilmiş akım çizgileri

Akım çizgilerinin sıcaklıklarına bakıldığında en üst üfleme deliklerinden çıkan akışın üçüncü raf civarına geldiğinde artık ısınmaya başladığı ve sıcaklığının artmaya başladığı gör÷lmektedir. Akım çizgileri genellikle üfleme deliklerinden çıkan akışların izledikleri yolları, sıcak paketler civarındaki akışların sebebini öğrenmek için incelenmektedir. Diğer üfleme deliklerinden çıkan akım çizgilerine de bakılarak yukarıda sıcaklık konturlarında gör÷len sıcak bölgelerin nasıl soğutulabileceği hakkında bilgi edinilebilir.

4.5 Tartışma ve İleri Çalışmalar

Bu bölümde yer alan analizde gerçek bir buzdolabı dondurucusunun içerisindeki sıcaklık dağılımı deneysel ve nümerik yöntemlerle çözüldü. Bu çalışma aynı zamanda bir doğrulama çalışmasıdır. CFD analiziyle elde edilen sonuçlar deneyle elde edilen sonuçlarla uyumluluk gösterdiğinden bahsedilmiştir. Bu aşamadan sonra sıcaklık dağılımını iyileştirme çalışması yapılabilir. CFD modelden elde edilen sonuçların yeterli olduğuna karar verildiği için herhangi değişikliklerin CFD model üzerinden kolayca denenebilmesi deney sayısı, maliyeti ve zaman olarak büyük avantaj sağlayacaktır.

Sıcaklık dağılımını iyileştirme çalışması olarak üfleme deliklerinden üflen en debi miktarının optimizasyonu yapılabilir. İncelediğimiz dondurucu dikey olarak uzun bir geometriye sahip olduğu ve dikey yönde sıcaklık dağılımının heterojen karakter gösterdiği görülmüştür. Genel olarak alt bölgelerin daha sıcak, üst bölgelerin daha soğuk olduğunu sıcaklık konturlarını incelerken görmüştük. Bu noktada alttaki ve üstteki üfleme deliklerinden üflen en debi miktarlarının değiştirilerek dikey yöndeki sıcaklık farklılıkları giderilebilir.

Bunun dışında özellikle sıcak paketler üzerine odaklanıp, bu paketlerin soğuması için yerel olarak değişiklik yapılabilir. Örneğin sıcak paketlerin bulundukları raflardaki üfleme delikleri genişletilerek bu deliklerden daha fazla debi üflenmesi sağlanabilir.

Üfleme delikleriyle ilgili yapılacak değişikliklerin dışında, genel olarak hava sağlama sistemi sorgulanabilir. Fanın yeterli olup olmadığına bakılabilir.

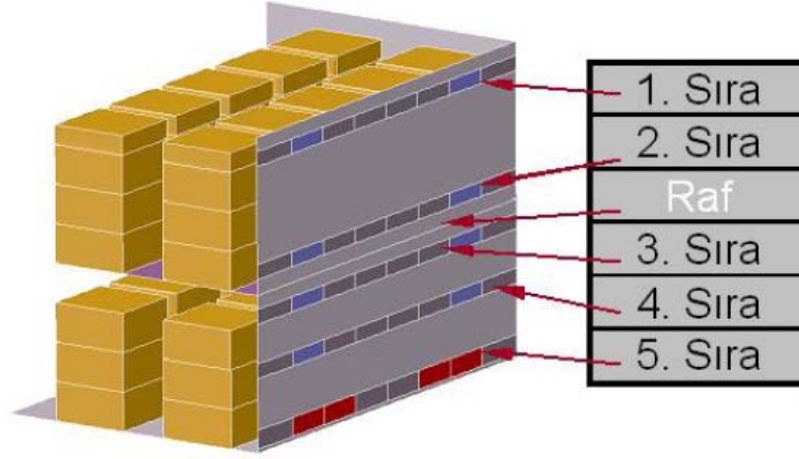
5. PARAMETRİK DONDURUCU ANALİZİ

Bu bölümde bir no-frost dondurucusu için yapılmış parametrik çalışma anlatılacaktır. Yukarıdaki bölümlerde de görüldüğü gibi bir no frost buzdolabı kabini içerisindeki sıcaklık dağılımını, kabin içerisindeki hava akışı belirlemektedir. Kabin içerisindeki akışı ise hava kanalları ve hava kanallarından üflenerek hava miktarları belirler. Yani buzdolabı kabini içerisindeki akış üretici tarafından tayin edilebilir. Dolayısıyla bu bir tasarım problemidir. Bu noktada üfleme deliklerinin yeri ve üflenerek hava miktarlarıyla alakalı çok sayıda sayısal deney yapılarak genel bilgiler elde edilebileceği öngörülmüştür.

5.1 Sayısal Model

Sayısal model olarak, çok sayıda analiz yapılacağı için mümkün olduğunca basit bir model düşünülmüştür. Modelde sadece kabin içi modellenmiştir, hava sağlama sistemi dahil edilmemiştir. Hava sağlama sisteminin sağladığı toplam hava miktarı sabit alınmıştır. Yani yapılan bütün analizlerde tüm üfleme deliklerinden üflenerek hava debileri toplamı sabit alınmıştır.

Kabinin arka duvarının üfleme ve emiş deliği konfigürasyonu Şekil 5.1’de verilmiştir. Bu modelin iki raflı bir buzdolabı dondurucusunu temsil edeceği düşünülmüştür. Modelde 4 yatay sıra üzerine konumlandırılmış üfleme delikleri ve en alt, 5 numaralı, sıra üzerine konumlandırılmış emiş delikleri bulunmaktadır. Model 3 boyutlu olarak tasarlanmış olup, kabin içerisinde paket yüklü olduğu durumda paket sıcaklıklarının incelenmesi üzerine kurgulanmıştır.

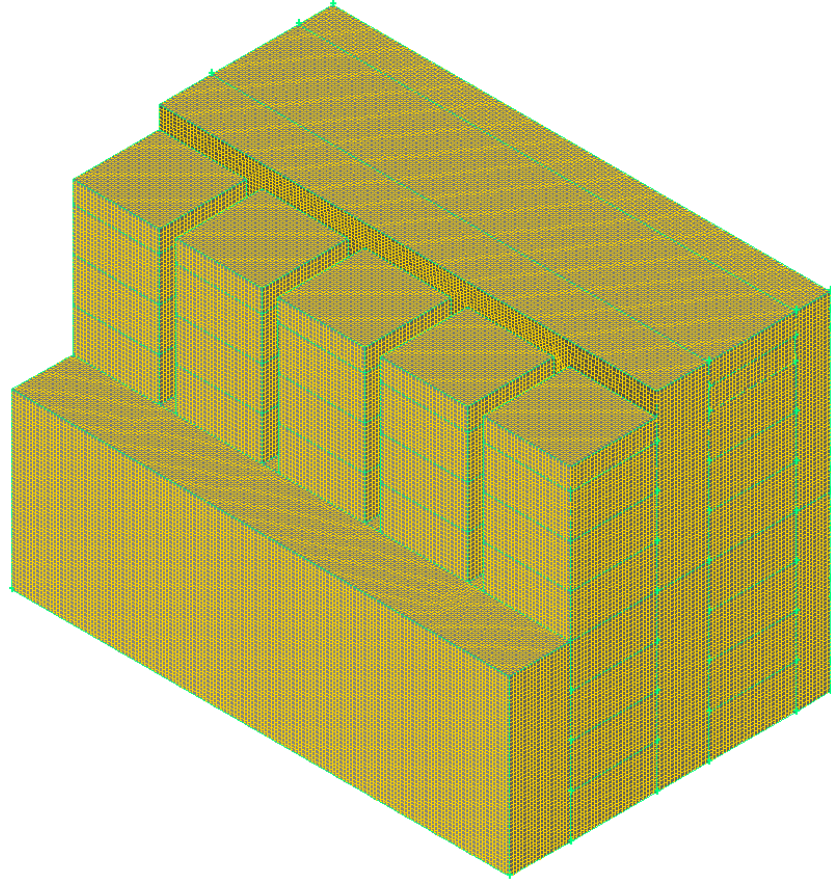


Şekil 5.1: Bilgisayar ortamında dondurucu modeli

Modeli tanımlayan diğer büyüklükler şöyledir:

- Ortam sıcaklığı 25°C olarak kabul edilmiştir.
- Üfleme deliklerinden üflenene hava sıcaklığı -23°C olarak alınmıştır.
- Kabin duvarlarının yalıtım kalınlıkları 4 cm olarak alınmıştır.
- Kabin duvarları dışında konveksiyon sınır şartı kullanılmıştır. Yani kabin dışarısında ortam sıcaklığında hareketli hava olduğu kabul edilmiştir. Bu durumda taşınım katsayısı tam olarak bilinmez, tahmini bir değere atanır. Genellikle $5 - 10 \text{ W/m}^2\text{K}$ gibi bir değere yeterince isabetlidir. Bu çalışmada taşınım katsayısı $5 \text{ W/m}^2\text{K}$ olarak atanmıştır.
- Üfleme deliklerinden çıkan akışın yüzeye dik ve üniform olduğu kabulü yapılmıştır.
- Süreklilik kabulü yapılmıştır.
- Sabit yoğunluk kabulü yapılmıştır.

Sayısal ağ, katı ve akış hacimleri olmak üzere toplam 1,4 milyon hexahedral hücreden oluşmaktadır. Sayısal ağ kontrol hacminin her yerinde üniformdur. Katı olarak paket hacimleri mevcuttur ve paketler için de sayısal ağ bulunmaktadır. Sayısal ağ Şekil 5.2’de gösterilmiştir.



Şekil 5.2: Sayısal ağı

5.2 Parametrik Model

Üfleme deliklerinin konumu ve üfleme deliklerinden üflenen hava debileri miktarı incelenecek olan parametreler olarak belirlemiştik. Üfleme deliklerinden üflenen toplam hava debisini sabit kabul ettiğimiz durumda bir üfleme deliğinden üflenen hava debisini değiştirdiğimiz durumda diğerleride değişecektir. Bu noktada yöntem olarak herhangi bir sıradaki üfleme deliklerinin debi miktarı değiştirilip kalan toplam debinin diğer üfleme deliklerinden eşit olarak üflendiği kabul edilecek.

Tablo 5.1: Örnek üfleme debisi tablosu

	1. durum	2. durum	3. durum	4. durum	5. durum	6. durum	7. durum
1. sıra	2,50	2,75	3,00	3,25	3,50	3,75	4,00
2. sıra	2,50	2,42	2,33	2,25	2,17	2,08	2,00
3. sıra	2,50	2,42	2,33	2,25	2,17	2,08	2,00
4. sıra	2,50	2,42	2,33	2,25	2,17	2,08	2,00
Toplam debi	10	10	10	10	10	10	10

Kullanılan yöntemle örnek olması bakımından Tablo 5.1’de bir şablon sunulmuştur. Bu şablonda, 7 tane durumda üfleme deliklerinden üflenenden debi miktarlarını göstermektedir. Tabloya dikkatlice bakılırsa özellikle birinci sıradaki üfleme deliklerinden üflenenden debi miktarının değişiminin incelendiği görülecektir. Çünkü diğer sıralardan üflenenden hava debileri eşit tutulurken birinci sıradan üflenenden debi değişmektedir. Tablo 5.1’deki örnek ikinci, üçüncü ve dördüncü sıralardaki üfleme delikleri için genişletilirse toplamda 28 adet durum ortaya çıkar. Bu tablo izlenen yolu anlatması bakımından sadece örnek bir tablodur, sayılar boyutsuzdur ve gerçekte toplam 50 kadar durum için analiz yapılmıştır.

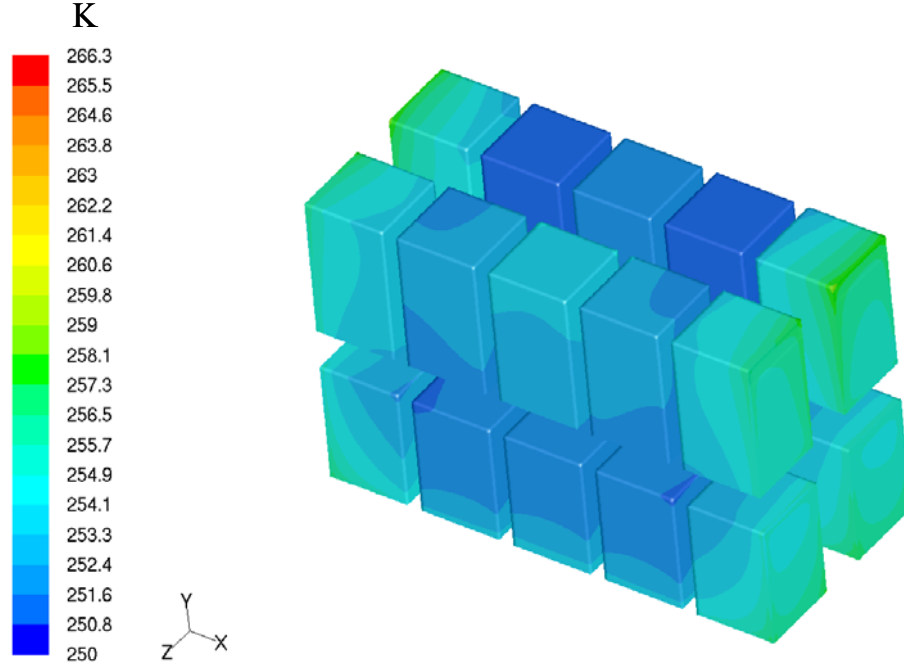
Her bir durum için CFD analizi yapılır ve bir sıcaklık dağılımı elde edilir. CFD analizlerinden elde edilecek sıcaklık dağılımına göre, sıcaklık dağılımının belirlenmesinde hangi sıradaki üfleme deliklerinin etkin rol oynayacağını görülmektedir. Ayrıca sıcaklık dağılımının en iyi elde edildiği durumda hangi üfleme deliklerinin daha fazla kullanıldığı bize konumu hakkında bilgi verecektir.

5.3 Sonuçlar

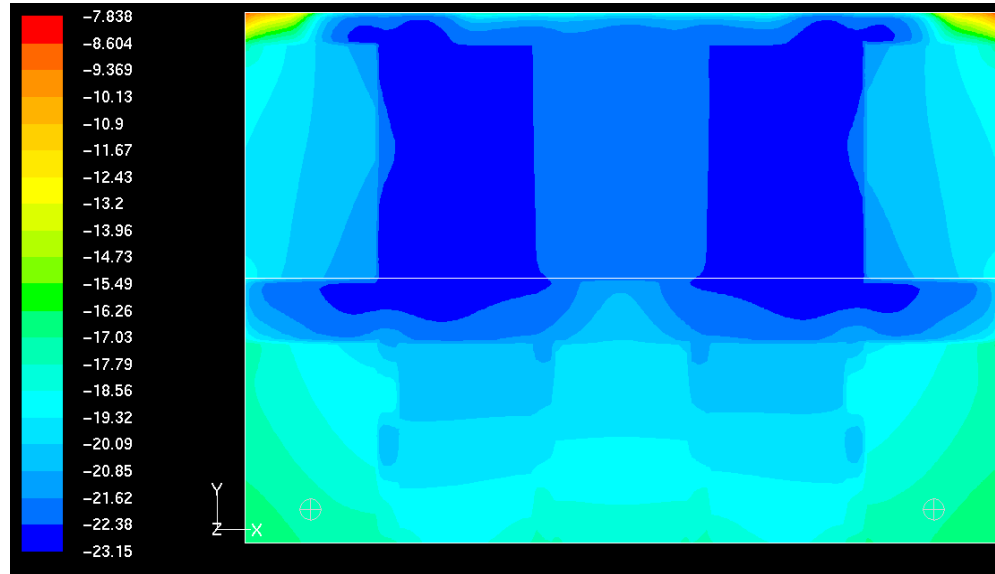
Öncelikle kabin içerisindeki sıcaklık dağılımını ve akışı görsel olarak inceleyelim. Toplamda 50 civarında durum için analiz yapıldı. Bu noktada bunların hepsini sunmak yerine akış ve sıcaklık dağılımı ile ilgili genel bilgiler edinmek için durumlardan birinin sıcaklık konturları ve akım çizgilerini inceleyeceğiz.

Şekil 5.3’de paketler üzerinde sıcaklık konturları verilmektedir. Benzer sıcaklık konturları herhangi bir no frost buzdolabı için elde edilebilir. Bu noktada no frost buzdolapları içerisindeki sıcaklık dağılımının bazı ortak özelliklerinden bahsedebiliriz. Örneğin sıcak olan paketler genellikle duvara dayanmış olan ya da duvara yakın paketlerdir. Bu, no frost buzdolabını çalışma prensibinden kaynaklanır. Çünkü no frost buzdolaplarında soğutma kabin içerisinde soğuk hava üflenerek yapılır, buna karşılık dış ortamdan çekilen ısı sayesinde bir denge oluşur. Yani no frost buzdolaplarının genellikle duvarları dış ortamdan ısı çekmesinden dolayı sıcak

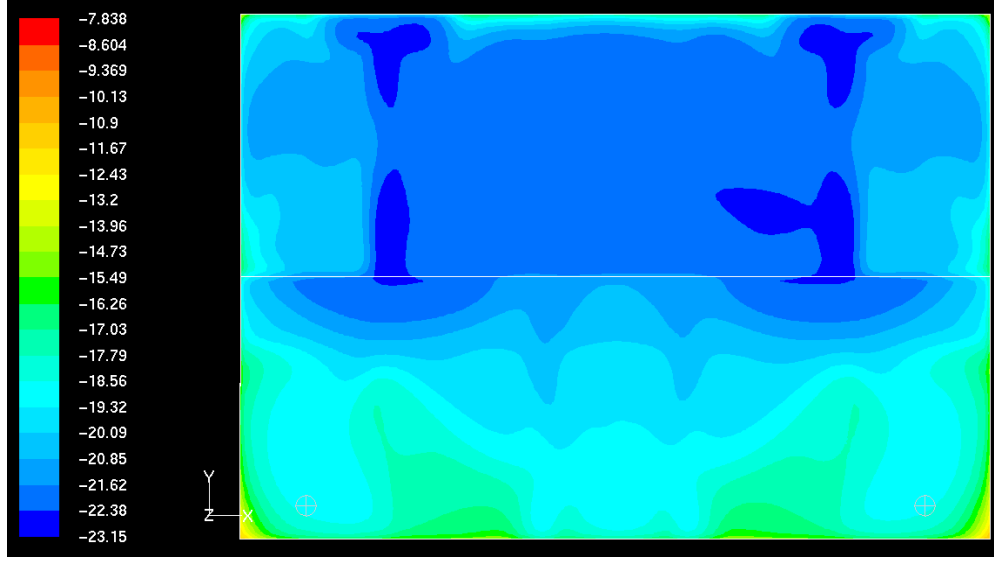
olur. Kabinin orta bölgelerinde kalan paketlere bakılırsa, bu paketler oldukça soğuktur ve sıcaklıkları üfleme deliklerinden üflenen havanın sıcaklığına çok yakındır. Bunun dışında özellikle üfleme deliklerine yakın olan paketlerin oldukça iyi soğutulduklarını görebiliriz.



Şekil 5.3: Paketler üzerinde sıcaklık konturları



Şekil 5.4: Sıcaklık konturları, önden görünüm arka duvara yakın bir kesit

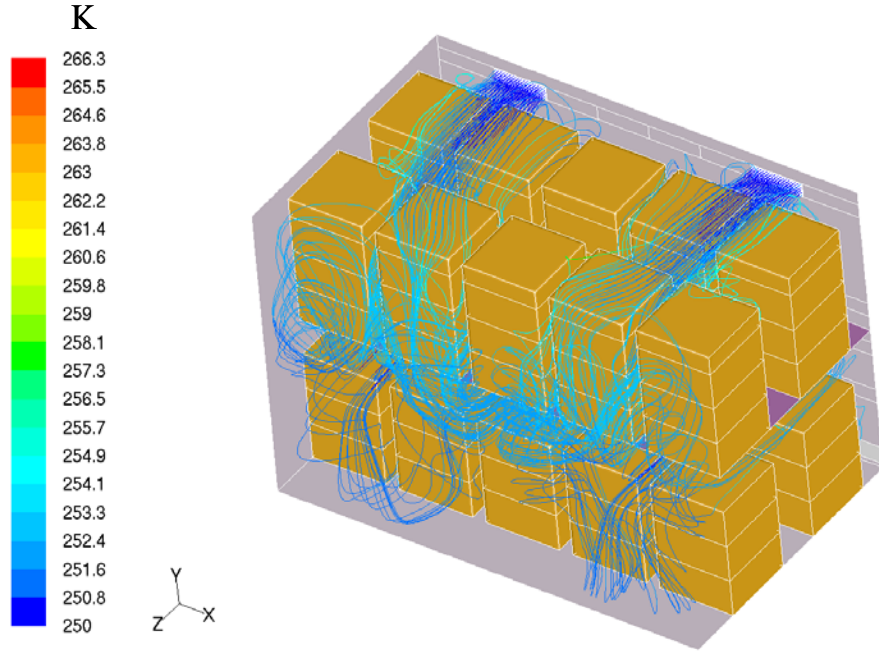


Şekil 5.5: Sıcaklık konturları, önden görünüm kapıya yakın bir kesit

Şekil 5.4 ve Şekil 5.5'te iki boyutlu sıcaklık konturları verilmiştir. Şekillerden biri arka duvara yakın, diğeri ise kapıya yakın bir kesitten alınmıştır. İki şekil arasında mukayese yapılması, kabin içerisindeki arka duvardan kapıya kadar olan sıcaklık profillerinin değişimi hakkında bilgi verir. Burada arka duvardan kapıya doğru gidildikçe sıcak konturların arttığını rahatça söyleyebiliriz. Yani kapı yakınlarına gelindikçe, kabin duvarlarından çekilen ısının etkisiyle, kapı civarlarındaki bölgenin ısındığını söyleyebiliriz. Ayrıca her iki şekilden çıkarılabilecek ortak bir sonuç, üst raf bölgesinin alt raf bölgesinden daha soğuk olduğudur. Bunun sebebi ise üst raftan üflenen soğuk hava debisinin daha fazla olmasıdır. Yine son iki şekil ve Şekil 5.3'ten çıkarılacak ortak sonuç; sınırlarda yani kabin duvarlarında yüksek sıcaklıkların görülmektedir.

Kabin içerisindeki akış davranışını incelemek amacıyla Şekil 5.6'da üfleme deliklerinden çıkan ve sıcaklığa göre renklendirilmiş akım çizgileri verilmiştir. Bilgisayar ortamında model üç boyutlu olarak hazırlandığı için, üç boyutluluk etkisi olarak akışın paket aralarına ve kapı önlerine doğru orta bölgelere yöneldiğini söyleyebiliriz. Ayrıca akım çizgilerinin sıcaklığına bakarak; üst raftaki üfleme deliklerinden çıkan havanın, kapı önündeki paketlere ulaştığı bölgeden itibaren sıcaklığının arttığını söyleyebiliriz. Buna karşılık alt raftaki üfleme deliklerinden üflenen havanın kapı önüne ulaştığında halen soğuk olduğu görülmektedir. Bunun sebebi ise üst raftan üflenen hava kabinin üst duvarından çekilen ısıdan etkilenmesidir. Daha da önemlisi en üst sıradaki üfleme deliklerinden üflenen havanın debisi, üfleme deliği alanı sabit olduğu için dolayısıyla hızı, arttırılırsa taşınım ısı transfer katsayısının hıza bağlı olarak artmasından dolayı üst duvardan

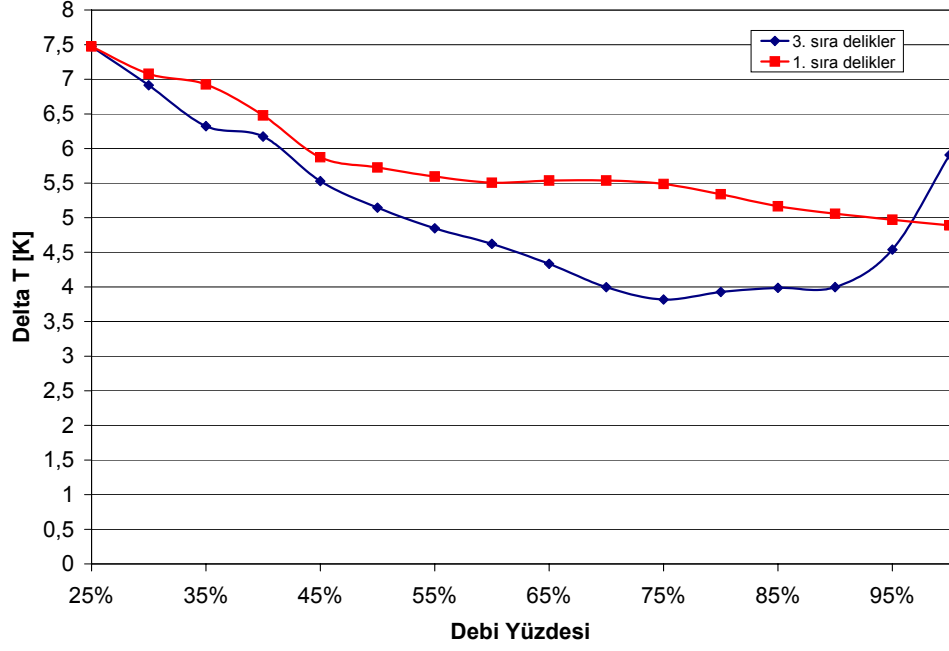
daha çok ısı çekilecektir. Bu sonuç bu çalışma kapsamında elde edilmiş önemli bir sonuçtur. Bu sonuca biraz ileride paket sıcaklık dağılımını rakamsal olarak incelerken tekrar değineceğiz.



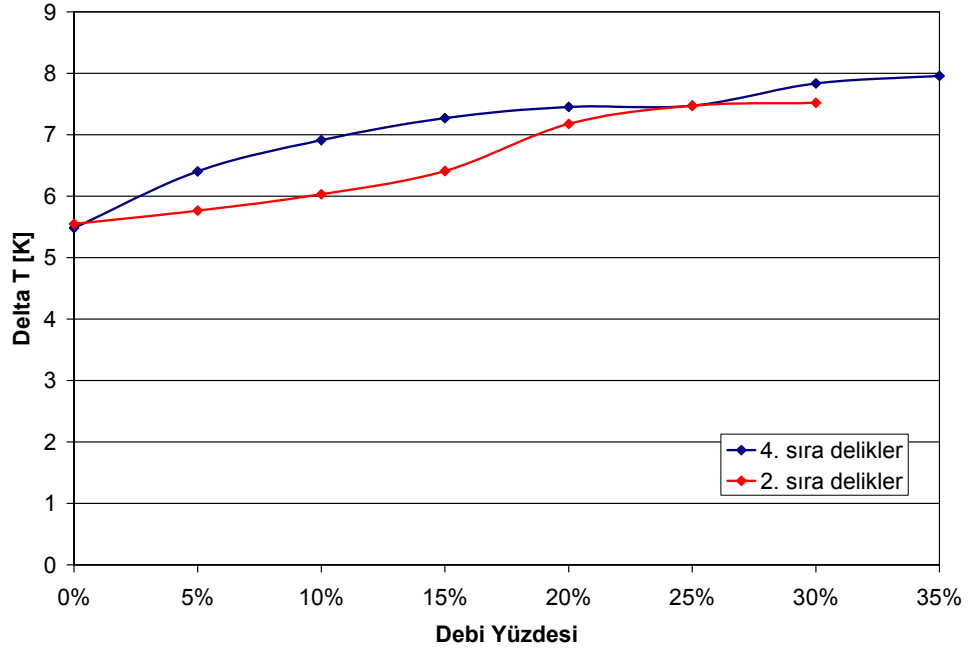
Şekil 5.6: Kabin içi, sıcaklığa göre renklendirilmiş akım çizgileri

Paket sıcaklıklarını incelemek için paket hacimleri içinde sayısal ağ kullandığımızı söylemiştik. Paketler malzeme özellikleri bilinen katı hacimler olarak, CFD analizlerinde akış ile ısı etkileşimde bulunacak şekilde kullanıldı. Sonuç olarak paket hacimlerinin orta noktalarındaki sıcaklıkların kabin içerisindeki sıcaklık dağılımını temsil ettiği düşünüldü. Kabin içerisinde toplam 70 adet paket yerleştirilmişti ve her analizde elde edilen 70 adet sıcaklık değeri kaydedildi. Sıcaklık dağılımının farklılıkları, en soğuk paket ile en sıcak paket arasındaki fark ve standart sapma gibi işlemlerle irdelendi.

Debi yüzdesine karşılık gelen maksimum sıcaklık farkı Şekil 5.7 ve Şekil 5.8’de verilmektedir. Grafiklere göre bir ve üç numaralı deliklerden üflenen debi miktarlarının artması sıcaklık dağılımını iyileştirmektedir. Buna karşılık iki ve dört numaralı deliklerden üflenen debi miktarının arttırılması sıcaklık dağılımını kötüleştirilmektedir.



Şekil 5.7: Debi yüzdesine karşılık maksimum sıcaklık farkı



Şekil 5.8: Debi yüzdesine karşılık maksimum sıcaklık farkı

Yapılan bu parametrik çalışmanın önemli sonuçlarından biri Şekil 5.7’de verilen tabloda görülmektedir. Şekilde 1. ve 3. sıra üfleme delikleri debilerinin sıcaklık dağılımına etkisini göstermektedir. Burada her bir nokta bir analizi göstermektedir. 1. sıradaki ya da 3. sıradaki üfleme deliklerinin debilerinin artırılması en sıcak paket ile

en soğuk paket arasındaki sıcaklık farkının azalmasını sağladığını yani sıcaklık dağılımını iyileştirdiğini görüyoruz. Ayrıca 3. sıradaki üfleme deliklerinin debilerinin artırılmasının daha etkili olduğu görülmektedir. Bu sonuç geleneksel bir sonuç değildir. 1. sıradaki üfleme deliklerinin debilerinin artırılmasının daha etkin olacağı düşünülmüdü. Bu noktada CFD analizlerini ayrıntılı olarak incelendiğinde üst üfleme deliklerinden çıkan havanın dondurucunun üst duvarından dolayı fazlaca ısındığı görüldü.

Diğer iki sıradan yani 2. ve 4. sıradan üflenlen hava debilerinin sıcaklık dağılımına etkisi Şekil 5.8'de verilmektedir. Bu üfleme deliklerinden üflenlen debinin artırılması sıcaklık dağılımını kötüleştirdiği görüldü. Bu noktada, bu üfleme deliklerinden üflenlen debi azaltılarak devam edildi. Debi yüzdesi değerinin %0'a karşılık gelmesi o deliğin tamamen kapatılması ve toplam debi olan 10 lt/s'nin diğer 3 delikten eşit miktarda üflenmesi anlamına gelmektedir. Şekil 5.8'deki grafikte 2. sıradaki yada 4. sıradaki deliklerin kapatılmasını, en sıcak paket ile en soğuk paket arasındaki sıcaklık farkının 5.5 °C'ye düşmesini sağlamaktadır, yani sıcaklık dağılımını iyileştirmektedir.

Şekil 5.7 ve Şekil 5.8'deki grafikleri beraber incelersek; 1. sıra ve 3. sıra üfleme delikleri rafların üst bölgelerine, 2. ve 4. sıradaki üfleme delikleri rafların orta yada alt bölgelerine üfleme yapan üfleme delikleridir. Sıcaklık dağılımının iyileştirilmesi bakımından, 1. ve 3. sıradaki üfleme deliklerinin sıcaklık dağılımına etkisi oldukça baskındır ve toplam debinin büyük çoğunluğu bu sıralardaki deliklerden verilmelidir. 2. ve 4. sıradaki deliklerin ise genel sıcaklık dağılımına katkısı görülmemektedir. Ancak bu delikler, iyi soğutulamayan bölgeler için yerel olarak ve düşük debilerle düşünülmürse faydası olabilir.

KAYNAKLAR

- [1] **O. Laguerre, S. Ben Amara, J. Moureh, D. Flick**, Numerical simulation of air flow and heat transfer in domestic refrigerators, *Journal of food engineering* 81 (2007) 144-156
- [2] **Guo-Liang Ding, Hong-Tao Qiao, Zhi-Li Lu**, Ways to improve thermal uniformity inside a refrigerator, *Applied Thermal Engineering* 24 (2004) 1827-1840
- [3] **Kazuhiro Fukuyo, Taichi Tanaami, Haruko Ashida**, Thermal uniformity and rapid cooling inside refrigerators, *International Journal of Refrigeration* 26 (2003) 249-255
- [4] **Incropera, F. P., & Dewitt, D. P.** (1996). *Fundamentals of heat and mass transfer* (4th. ed.). John Wiley & Sons.

EK A

Buzdolabı kabinleri içerisinde üniform sıcaklık dağılımı elde edilmesi yoğun olarak çalışılan bir konudur. Bu noktada literatürden 3 adet makale seçilip ayrıntılı olarak incelenmiştir. Makalelerin seçilme nedenleri bu çalışmada izlenen yola yakın olmaları, yani deneysel yöntemler ve ticari CFD kodları kullanıyor olmalarıdır.

Seçilen makaleler:

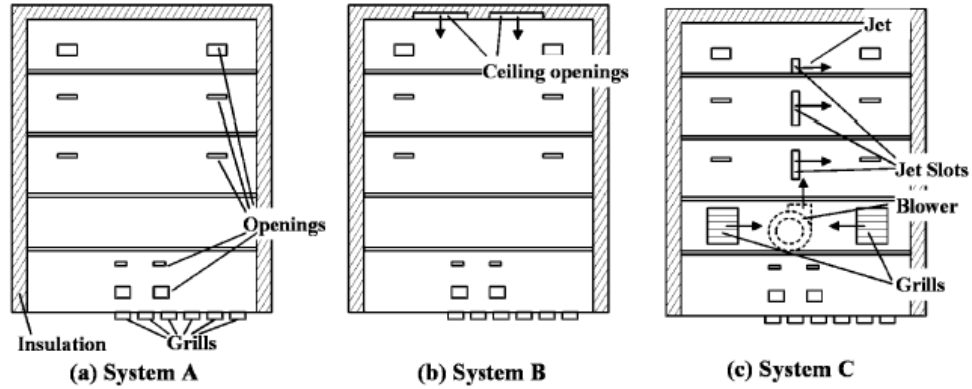
- I) Thermal Uniformity and Rapid Cooling Inside Refrigerators
- II) Numerical Simulation of Air Flow and Heat Transfer in Domestic Refrigerators
- III) Ways to Improve Thermal Uniformity Inside a Refrigerator

I) Thermal Uniformity and Rapid Cooling Inside Refrigerators

Yayınlandığı yer: Applied Thermal Engineering 24 (2004) 1827–1840

Yazarlar: Guo-Liang Ding, Hong-Tao Qiao, Zhi-Li Lu

Taze gıda kabininde hava sağlama sistemini (air-supply system) geliştirerek homojen sıcaklığı ve soğutma hızını artırmak için üç adet konfigürasyon incelenmiştir. Geleneksel hava sağlama sistemine bir hava üfleyici (fan) ve jet kanalı ekleyerek, ısıl üniformluğu ve soğutma hızının değişimi incelenmiştir. Kabin içindeki hava dağılımını incelemek için CFD yöntem uygulaması yapılmış ve jet ile soğutma işlemi için teorik ve ampirik denklemler yardımıyla matematiksel model türetilmiştir.



Şekil A.1: İncelenen konfigürasyonlar

Şekil A.1’de görülen üç farklı sistemi incelemiş

- Her bir hava sağlama sistemi;
- hacmi 0.24 m^3 ,
- arka duvarında 10 adet hava kanalı ile 6 adet ızgara mevcut,
- kanallardan $-10 \text{ }^\circ\text{C}$ ’ de, $17 \text{ m}^3 \text{ dk}^{-1}$ hacimsel debiyle soğuk hava üflenmektedir,
- hava, ızgaralardan evaporatöre döndürülmektedir,
- kabin içi $5 \text{ }^\circ\text{C}$ ’de tutulmaya çalışılmıştır,

Sistem A - Geleneksel hava sağlama sistemi:

Kabinin arka panelindeki kanallar ile hava dağılımı sağlanır. Üst rafta ve kapı raflarında yüksek sıcaklıklar gözleniyor.

Sistem B - Geliştirilmiş geleneksel hava sağlama sistemi:

Tavana hava kanalı eklenerek üst raflara ve kapı raflarına soğuk hava ulaşması sağlanır.

Sistem C - Yeni (önerilen) hava sağlama sistemi:

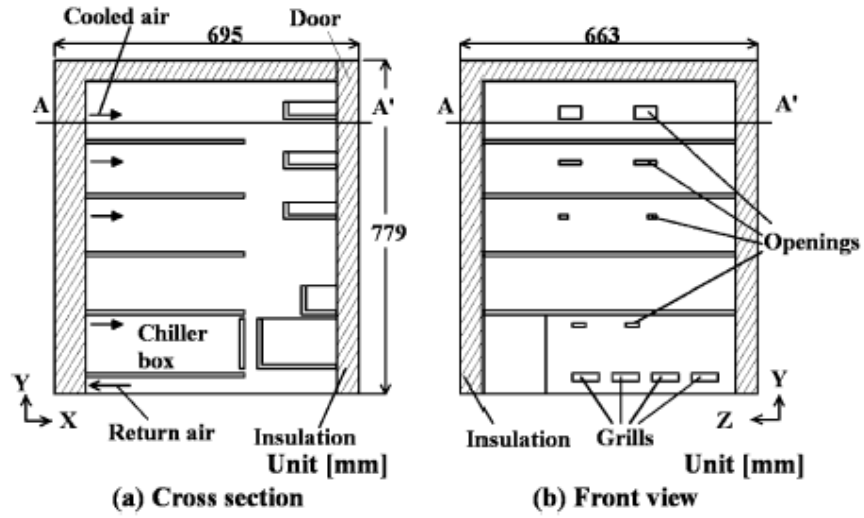
A Sistemine, bir fan ve kabin içerisinden hava emiş ve üfleme için üç jet kanalı, iki ızgara eklenmektedir. Hava üfleyici fan ızgaralardan aldığı havayı doğrudan (evaporatöre uğramadan) jet kanallarından kabin içine geri göndermektedir. Jet kanallarından üflenerek hava ile içeride hava karışımını sağlayarak, homojen sıcaklık dağılımını ve gıda yüzeylerinden ısı iletimini geliştirmesi amaçlanmıştır.

- jet kanalından üflenerek hava, kabin içinden alındığı için yine kabin içindeki hava ile yaklaşık aynı sıcaklıktadır,
- jet kanalından üflenerek hava debisi $0.3 \text{ m}^3 \text{ dk}^{-1}$,
- jet kanallarının alanı, hava kanallarının alanının altıda biri kadar,
- jet kanalından üflenerek hava hızı, hava kanallarından çıkan havadan 10 kat daha fazla.

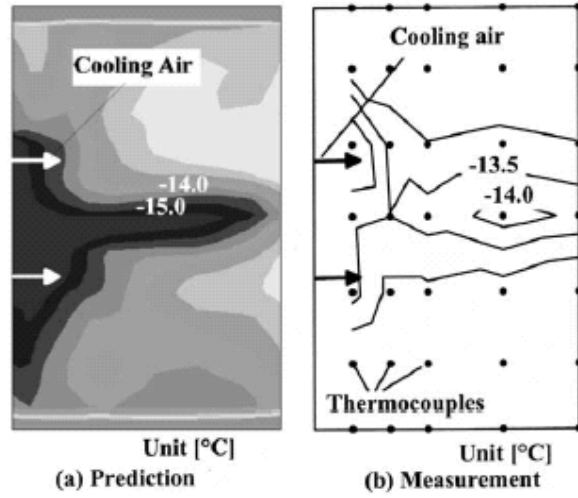
CFD uygulaması:

Sonlu hacim yöntemiyle, k-epsilon türbülans modeliyle SIMPLE algoritması kullanılmıştır. Sonuçları doğrulamak (validation) için; CFD sonuçları sürekli hale (steady state) gelmiş sistemin deneysel ölçümleri ile karşılaştırılmış.

Şekil A.2'de taze gıda kabininin şeması gösterilmektedir. Ortam sıcaklığı $30 \text{ }^{\circ}\text{C}$, izolasyon duvarının ısı iletkenliği $0.018 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ ve dış duvar yüzeylerin ısı iletim katsayısının $5.0 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ kabul edilmiştir.



Şekil A.2: Taze gıda kabininin yandan (a) ve önden (a) görünüşü

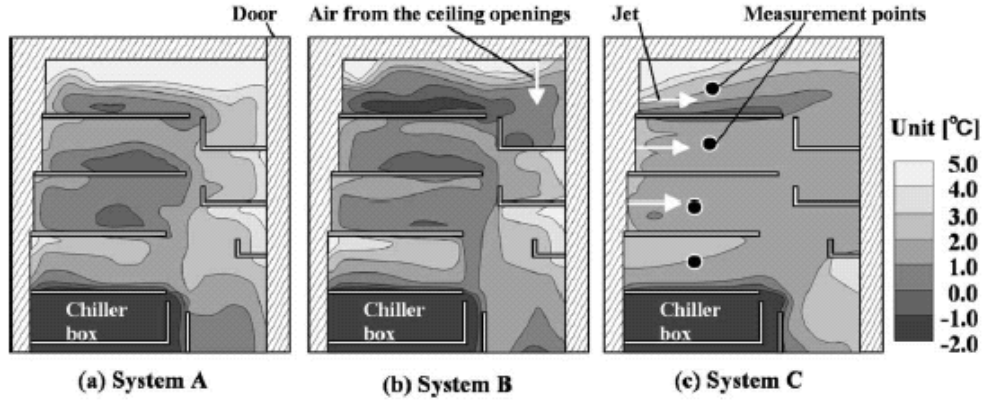


Şekil A.3: Şekil A.2'de yatay A-A' kesitinde sıcaklık dağılımı

Ölçümler ve hesaplamalar arasında 1 K'lık farklılık görülmektedir. Bu sonuç, CFD modelinin doğruluğu için yeterli görülmüştür.

Sonuçlar:

A, B ve C sistemlerinin sıcaklık dağılımları hesaplamaları Şekil A.4'te görülmektedir.



Şekil A.4: Orta bölgenin yandan kesitinde sıcaklık dağılımı

Sistem A: Üst rafta ve üst kapı ceplerinde yüksek sıcaklık bölgeleri oluşmuş. Rafların orta noktalarında düşük sıcaklık bölgeleri oluşmuştur.

Sistem B: Tavandaki hava kanalı sayesinde üst rafta ve üst kapı ceplerindeki yüksek sıcaklıklar giderilmiştir.

Sistem C: Jet kanallarının havayı karıştırmasıyla, kabinin büyük bir kısmı 2°C sıcaklıkta tutulabilmiş görülmektedir.

Kabin içi sıcaklıkların standart sapması Tablo A.1'de verilmiş.

Tablo A.1: Sıcaklık dağılımının standart sapması

Standard deviation of the temperature inside a fresh food cabinet (excluding the chiller box)

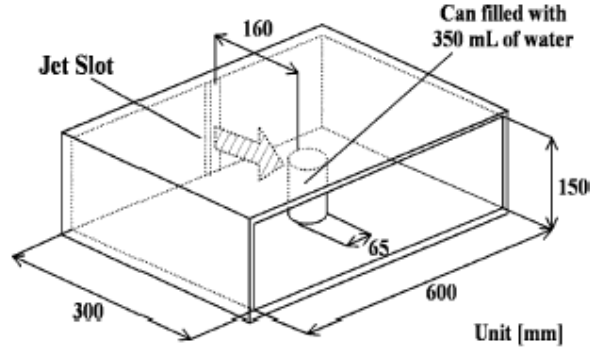
	System A	System B	System C
Standard deviation (°C)	2.2	2.0	1.2

En düşük standart sapma sistem C'de mevcut. Bu, C sisteminin daha iyi ısılı üniormluğa sahip olduğunu gösteriyor. A sisteminin standart sapması C sisteminin yaklaşık iki katı. Bu fark C sistemindeki jet kanallarından dolayı oluştuğu belirtilmektedir.

Hızlı Soğutma:

Hızlı soğutma işlemi, silindirik bir kabin bir jet tarafından soğutulması şeklinde modellenmiş. İki boyutlu bir ısı transferi problemi gibi düşünülmüş ve literatürde bulunan önceki çalışmalarda elde edilen matematiksel modeller kullanılmış. Bu modeller bir deney düzeneği ile doğrulanmış.

Deney düzeneği Şekil A.5'te gösterilmektedir. Matematiksel modeller için kullanılmış parametreler Tablo A.2'de gösteriliyor.



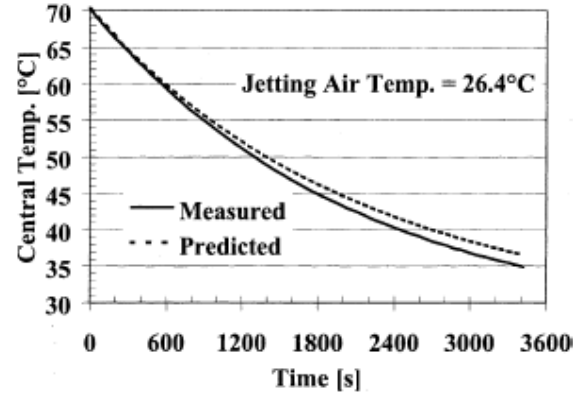
Şekil A.5: Soğutma hızı deneyinin kurulumunun şeması

Tablo A.2: Hızlı soğutma deneyinin parametreleri

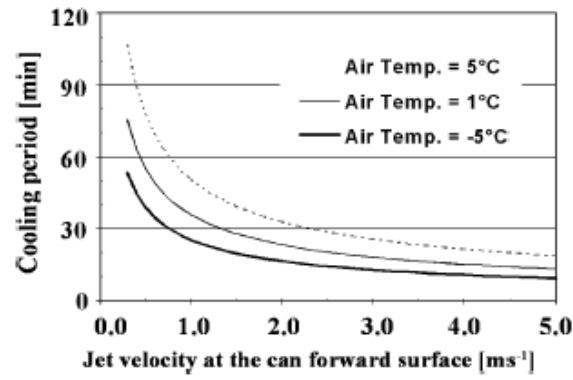
Conditions for rapid cooling test	
Can diameter (m)	0.065
Can volume (m ³)	0.000385
Can surface area (m ²)	0.0264
Water density (kg m ⁻³)	989.5
Water specific heat (J kg ⁻¹ K ⁻¹)	4179
Water initial temperature (°C)	70.2
Slot width (m)	0.01
Distance between slot and can surface (m)	0.16
Jet velocity at the can forward surface (m s ⁻¹)	1.4
Jet temp. at the slot (°C)	26.4
D/B (-)	6.5
L/B (-)	16

Bu verilere göre su dolu bardağın 70°C'den 40°C'ye soğuması, deneysel olarak 2400 saniye bulunurken, matematiksel modelle uygulandığında %9 bağlı hata ile 2700 saniye olarak hesaplanmış. Hatanın sebebi olarak kullanılan matematiksel modelin 2 boyutlu olması gösterilmiş.

Bardak merkezinde zamana karşı sıcaklık değişiminin grafiği ve bardağa gelen jet hızına karşılık soğutma zamanı sırasıyla Şekil A.6 ve Şekil A.7'de gösteriliyor.



Şekil A.6: Bardak merkezinde sıcaklık-zaman grafiği



Şekil A.7: Jet hızına karşılık soğutma zamanı

Şekil A.7’de özellikle jet hızının yaklaşık 0.5 m/s ve 1 m/s olduğu aralıkta soğuma süresinin çok değiştiği görülmektedir. Jet hızının 3 m/s’den yüksek olduğu bölgelerde soğuma süresi azalmakla beraber çok fazla değişmediği görülmektedir.

II) Numerical Simulation of Air Flow and Heat Transfer in Domestic Refrigerators

Yayınlandığı yer: Science Direct Journal of food engineering 81 (2007) 144-156

Yazarlar: O. Laguerre, S. Ben Amara, J. Moureh, D. Flick

Havalandırma (ventilation) sistemi olmayan buzdolaplarında doğal taşınım yoluyla ısı iletimi çalışılmış. Üç farklı konfigürasyonda deneysel ve nümerik yöntemler kullanılmış, bu konfigürasyonlar: boş dolap, cam raflar eklenmiş dolap ve rafları ürünlerle doldurulmuş dolap.

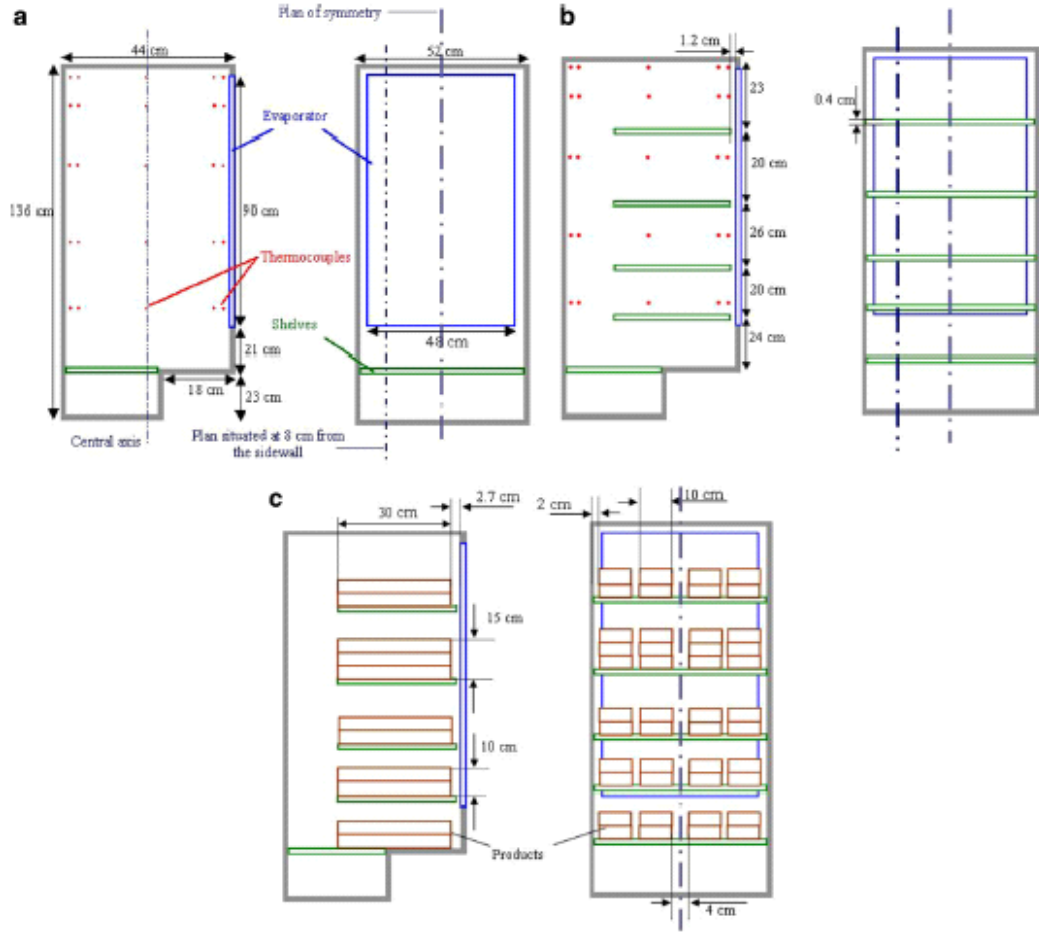
Paket CFD programı kullanılarak, ışıınım ile ısı iletiminin etkisi incelenmiş. Işıınım ihmal edilerek ve edilmeden hesaplamalar yapılmış ve ışıınım etkisi dahil edildiğinde, deneysel verilerle daha iyi uyum sağlandığı görülmüş. CFD yöntemi uygulamasında yapılan kabuller: sabit evaporator sıcaklığı ve laminar hava akışı.

Havalandırma sistemi (air supply system) olmayan dolaplarda, hava dolaşımı çok düşük seviyede olduğu için sıcaklık dağılımı heterojen karakteristik gösterir. Bu durum sıcak bölgelerde yiyeceğin bozulmasına, soğuk bölgelerde ise donmasına yol açar. Ayrıca bu tip dolaplarda ısı iletimi doğal konveksiyon yoluyla olur.

Bu çalışmada, dolap içindeki sıcak ve soğuk bölgelerin yerlerinin bulunması amaçlanmıştır. Bunun için dolap içindeki hava akışının ve ısı iletiminin karakteristiği incelenmiştir. Deneyler için havalandırma sistemi olmayan, tek kapılı soğutucu seçilmiş ve üç farklı konfigürasyonda deneyler yapılmış. Şekil A.8 ve Tablo A.3'te seçilen dolabın özellikleri verilmiştir.

Tablo A.3: Buzdolabı geometri özellikleri

Characteristics of the refrigerator	
External dimensions (height × width × depth)	149 cm × 60 cm × 59 cm
Internal dimensions (height × width × depth)	136 cm × 52 cm × 44 cm
Dimensions of the evaporator	90 cm × 48 cm
Thermostat setting	+5 °C
Number of shelves	4



Şekil A.8: Buzdolabı geometrisi (a), Cam raflar dahil edilmiş (b), Cam raflar ve ürünler yerleştirilmiş (c)

Cam rafların kalınlığı 5 mm ve ısı iletkenliği $0.75 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$. Ürünler metil selülozdan yapılmış. Boyutları: 10 X 10 X 5 cm ve ısı iletkenliği $0.5 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-1}$.

CFD Yöntem:

Laminer akış kabulü yapılmış,

sınır şartları deney ölçümlerinden alınmış,

dış hava ile iç duvar arasında global ısı transferi katsayısı $0.5 \text{ Wm}^{-1}\text{K}^{-2}$ seçilmiş,

dış hava (oda sıcaklığı) 20°C seçilmiş,

0.5°C sabit evaporatör sıcaklığı seçilmiş,

yapısal sayısal ağ (structured mesh) kullanılmış,

simetriden faydalanılarak dolabın yarım hacmi için sayısal ağ kullanılmış.

Hazırlanan model sonlu hacim yöntemiyle, Fluent programı ile çözülmüş. Simülasyon parametreleri Tablo 4' te gösterilmiştir.

Tablo A.4: CFD yönteminde kullanılan çözüm şeması özellikleri

Resolution parameters used in simulation		
	Relaxation factor	Type of discretization
Pressure	0.8	Presto
Density	1	–
Gravity forces	1	–
Momentum	0.2	Second order upwind
Energy	1	Second order upwind
Radiation	1	–
Pressure-velocity	–	Simple

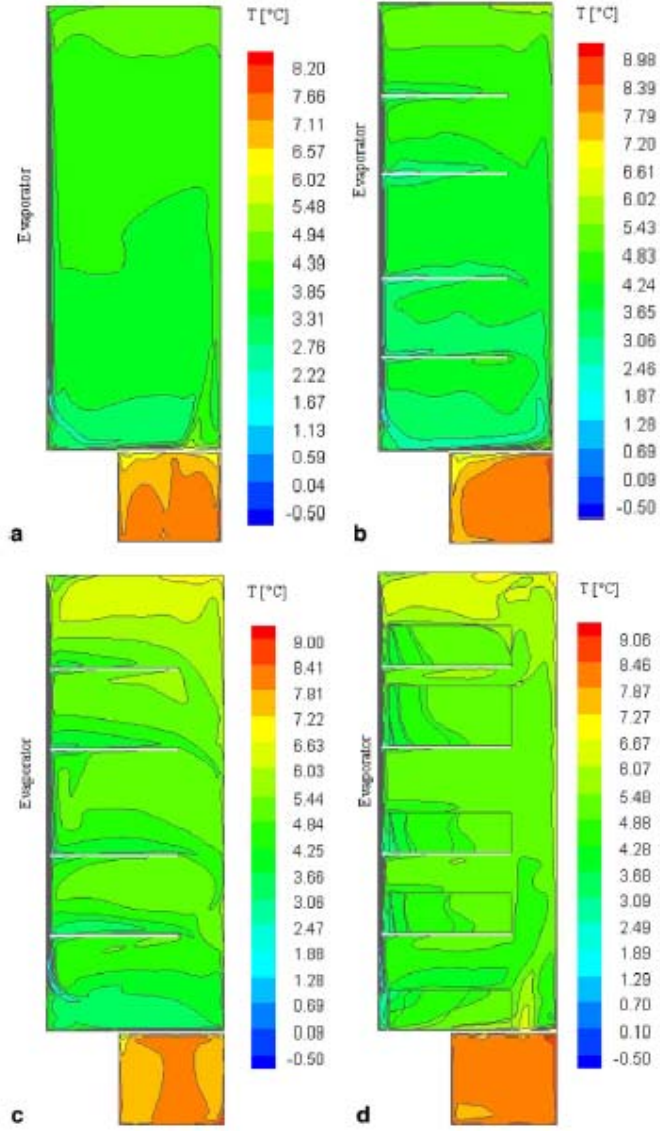
Taşıyım ve ışıyım eş zamanlı (coupling) çözümü için discrete ordinate metodu kullanılmış.

Sonuçlar:

Sıcaklık dağılımı: Sebzelik hariç tutulduğunda dolabın tabanında yaklaşık 2°C civarında, tavanında yaklaşık 8 – 9°C civarlarında olduğu gözlenmiş. Bunun yanında dolabın arka duvarında evaporatörden kaynaklanan soğuk bölgelerin bulunduğu gözlenmiş. Dolaba ürün yüklenmiş halde hesaplama yapıldığında, arka duvara yakın olan ürünlerin kapıya yakın olan ürünlerden daha fazla soğuduğu gözlenmiş. Sebzelik sıcaklığının tüm konfigürasyonlarda yaklaşık 8°C civarlarında olduğu gözlenmiş.

Konfigürasyonlar arasındaki farklara bakıldığında sıcaklık bölgeler raf ve ürünlerden dolayı etkilenmiş. Tabanda daha düşük sıcaklıklar oluşurken tavanda daha büyük sıcaklıklar oluşmuş. Hız vektörlerine bakıldığında, raf ve ürünler içerideki hava dolaşımını yavaşlatmış. Ancak raflar ve dikey duvarlar arasında boşluklar bırakıldığı için bu etkinin zayıf olduğu gözlenmiş. Ortalama ve en büyük sıcaklıklar Tablo A.5' te gösterilmiş. Hava sıcaklığı artan engel (raflar, ürünler) sayısı ile beraber arttığı görülüyor.

Sıcaklık konturları Şekil A.9'da verilmiştir.

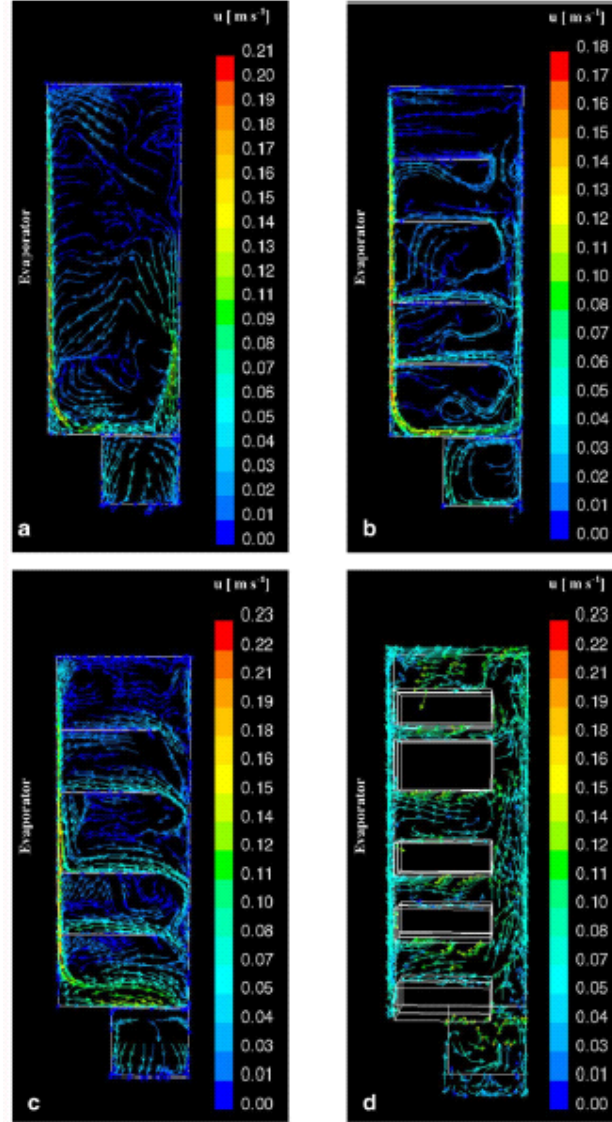


Şekil A.9: Sıcaklık konturları: boş dolabın simetri yüzeyi (a), cam raflı dolabın simetri yüzeyi (b), ürün dolu dolabın simetri yüzeyi (c), ürün dolu dolabın kenar duvarından 8 cm iç tarafındaki yüzeyi (d)

Tablo A.5: Ortalama ve maksimum sıcaklık kayıtları

Average and maximum air temperatures for the three simulations			
	Average temperature in the main cavity (°C)	Maximum temperature in the main cavity (°C)	Average temperature in the vegetable box (°C)
Empty refrigerator	3.8	8.2	7.4
Refrigerator with glass shelves	4.0	9.0	8.2
Refrigerator with glass shelves and products	5.1	9.1	8.0

Hız vektörleri: Yan duvarlara yakın bölgelerde hava sirkülasyonları gözlenmiştir. Hava akışı, geride evaporatörden aşağı hızlanarak inmiş ve tabanda azami değere ulaşmış. Daha sonra kapı ve yan duvarlardan yukarı doğru çıkarken yavaşlamış ve tavana durma noktasına gelmiştir. Evaporatörden kapıya doğru yatay, zayıf bir akış gözlenmiştir. Raflar arasında küçük sirkülasyonlar gözlenmiştir. Hız dağılımı Şekil A.10'da gösterilmiştir.



Şekil A.10: Hız vektörleri: boş dolabın simetri yüzeyi (a), cam raflı dolabın simetri yüzeyi (b), ürün dolu dolabın simetri yüzeyi (c), ürün dolu dolabın kenar duvarından 8 cm iç tarafındaki yüzeyi (d)

Deney ve hesaplama karşılaştırması: Isı transferi modelinde ışıınım ihmal edilmediğinde, hesaplama sonuçları ile deney sonuçlarıyla uyum göstermiş. Işıınım ihmal edildiğinde, özellikle dolabın üst duvarında, deney ölçümlerinden daha yüksek sıcaklık değerleri hesaplanmış.

Dolap ürün ile dolu olduğunda yapılan hesaplamalı model diğer durumlara kıyasla daha az doğrulukla sonuçlar vermiş. Bu hata geometrinin karmaşıklığı ile açıklanmış.

III) Ways to Improve Thermal Uniformity Inside a Refrigerator

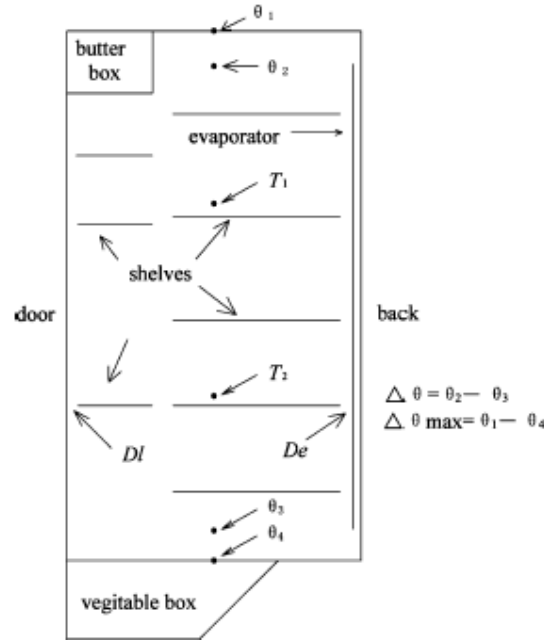
Yayınlandığı yer: Applied Thermal Engineering 24 (2004) 1827–1840

Yazarlar: Guo-Liang Ding , Hong-Tao Qiao, Zhi-Li Lu

İki dolap üzerinde sayısal ve deneysel yöntemlerle çalışma yapılarak sıcaklık dağılımının üniformluğunu geliştirmek amaçlanmıştır. Sadece doğal taşınım ile soğutma yapılan bir dolapta, raflar ile arka duvar ve kapı arasındaki boşlukların sıcaklık dağılımını önemli miktarda etkilediği görülmüştür. Sıcaklığın dağılımının üniformluğunu geliştirmek için sisteme akışı bozan bir eksenel fan ve hava kanalı eklenmiştir. Hava kanalından içeriye akan havanın yönünün sıcaklık alanına ve akış alanına etkisi olduğu görülmüştür.

CFD Yöntem:

Soğutma kabininin iç resmi Şekil A.11’de gösterilmiştir.



Şekil A.11: Buzdolabı yandan görünüşü

Kabinin yüksekliği 1012 mm ve genişliği 414 mm. Evaporatör arka panele yerleştirilmiştir. Cam rafların kalınlığı 4 mm. Şekil A.11’de “De” evaporatör ile raflar arasındaki boşluk ve 10 mm, “DI” kapı ile raflar arasındaki boşluk ve 6mm. θ_1 ve θ_4 sırasıyla en üst ve en alt noktadaki sıcaklıklar, θ_2 ve θ_3 sırasıyla üstten ve alttan, toplam yüksekliğin % 5 mesafesinde olan noktadaki sıcaklıklar, T_1 ve T_2 sırasıyla

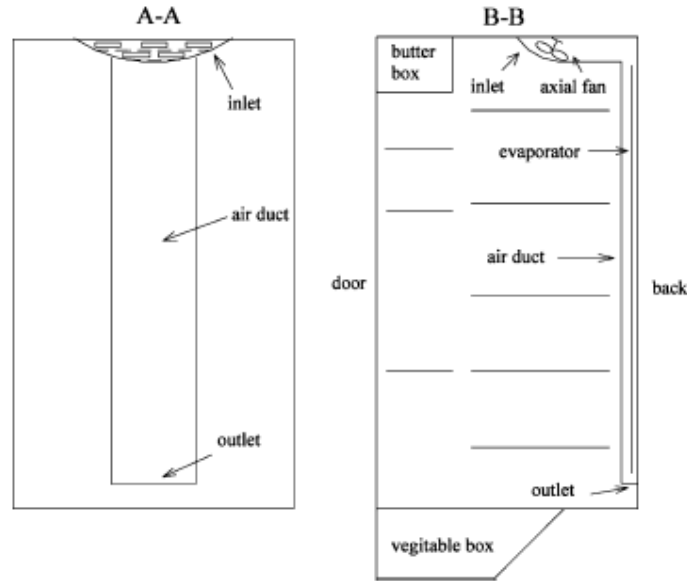
üstten ve alttan, toplam yüksekliğin 1/3 mesafesinde olan noktadaki sıcaklıklardır. Bu altı nokta yatayda kapı ve arka duvar arasındaki mesafenin orta noktasındadır.

“De” ve “DI” mesafelerinin sıcaklık alanına etkisini incelemek için bu mesafelerin farklı değerleri için simülasyon yapılmış. Bu simülasyonun sonuçları Tablo A.6’da gösterilmiş.

Tablo A.6: Kenar boşluklarının sıcaklık dağılımına etkisi

Influences of the clearances on temperature distribution and maximal velocity			
De/mm	DI/mm	u_{max} (m/s)	$\Delta\theta$
0	0	0.09259	3.6
5	0	0.09759	4.0
10	0	0.1158	4.1
10	6	0.1239	7.4
17.5	13	0.1304	7.8

“De” ve “DI” mesafelerinin değerleri düşük olduğunda, raflar arasındaki hızların düşük gözlenmiş. Böylece sınır tabaka kalınlığı artmış ve duvar ile akışkan arasındaki ısı iletim katsayısı azalmış. Dolayısıyla sıcaklık farklılıkları azalmış. “De” ve “DI” mesafelerinin büyük olduğunda ise tam tersi durum söz konusu, raflar arasından daha fazla hava geçer, sınır tabaka kalınlığı azalır ve ısı iletimi artar. Böylece üniform sıcaklık alanı elde etmek daha zor olur.



Şekil A.12: Değiştirilen kabinin şeması

Yeni soğutucu kabin tasarımı: “De” ve “DI” değerleri sırasıyla 8 mm ve 4 mm seçilmiş. Dikey yönde, tavanda 8, tabanda –3 olan sıcaklık dağılımını iyileştirmek

için, kabinin üst kısmına eksenel fan konularak taşınımın etkisinin artırılması düşünülmüş. Fan ile aşağı doğru akan sıcak hava ızgaralardan geri emilmesi ve burada evaporatör tarafından soğutulularak tekrar kabine verilmesi tasarlanmıştır.

Sonuç olarak kabin içindeki taşınım etkisi artırılmış ve sıcaklık dağılımının daha üniform olduğu görülmüş. Tablo A.7’de hesap edilen (CFD yöntem ile) yeni sıcaklıklar gösterilmiştir.

Tablo A.7: Sıcaklıklar

Simulated values of θ_1 , θ_2 , θ_3 and θ_4 in the new chamber

$\theta_1/^\circ\text{C}$	$\theta_2/^\circ\text{C}$	$\theta_3/^\circ\text{C}$	$\theta_4/^\circ\text{C}$	$\Delta\theta/^\circ\text{C}$	$\Delta\theta_{\max}/^\circ\text{C}$
1.2	1.3	1.4	1.4	0.1	0.2

Inlet şeklinin sıcaklık alanına etkisi: Inlet, alanı değişmeden, yönü fan yönüne dik, üç farklı inlet şekli incelenmiş: küresel, dikdörtgen ve silindirik. Dikdörtgen ve silindirik inlet kullanıldığında, hava kabine yatay yönde, küresel inlet kullanıldığında ise dikey yönde giriyor. Farklı inlet şekilleri için ölçüm sonuçları Tablo A.8’de verilmiştir.

Tablo A.8: Inlet şekillerinin sıcaklık dağılımına etkisi

Influence of inlet shapes on temperature distribution

Shape of inlets	$\theta_1/^\circ\text{C}$	$\theta_2/^\circ\text{C}$	$\theta_3/^\circ\text{C}$	$\theta_4/^\circ\text{C}$	$\Delta\theta/^\circ\text{C}$	$\Delta\theta_{\max}/^\circ\text{C}$
Sphere	1.2	1.3	1.4	1.4	0.1	0.2
Rectangle	1.0	1.1	1.4	1.4	0.3	0.4
Cylinder	1.0	1.1	1.5	1.5	0.4	0.5

Sonuçlar:

Raflar ve evaporatör arası mesafe (De) ve raflar ve kapı arasındaki (DI) mesafenin sıcaklık dağılımına etkisi araştırılmış. Kabinin üst tarafına eksenel fan eklenerek hava akışı artırılmış ve geleneksel dolaplara göre daha üniform sıcaklık alanı elde edilmiş. Eklenen eksenel fanın yerleşme yönü üzerine çalışılmış. Fanın yönü dikey olması halinde kabinin üst tarafındaki sıcaklıkların yüksek olduğu gözlenmiştir.

ÖZGEÇMİŞ

Hasan Sevinç, 7 Aralık 1982 yılında Eskişehir’de doğdu. İlk öğretimi Eskişehir Dumlupınar İlk Okulu ve Orta ve Lise öğretimini Eskişehir Kılıçoğlu Anadolu Lisesinde tamamladı. 2000 yılında başladığı İstanbul Teknik Üniversitesi Uçak Mühendisliği Programından 2006 yılında mezun oldu. Son olarak 2006 yılında İ.T.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsüne bağlı Disiplinlerarası Savunma Teknolojileri Programı’nda çalışmalarına devam etmektedir.