

**Ersin ALPTEKİN**  
**Mustafa VARLIKLAR**  
**Mehmet Akif EZAN**  
**Hakan YALDIRAK**  
**Nuri KAYANSAYAN**

## Abstract:

In this study, airflow distribution inside a refrigerated truck numerically investigated under several inlet conditions for three different container lengths. While the lengths of container is selected to be 6 m, 8 m and 13.3 m, the inlet velocities are considered as 1 m/s, 5 m/s and 10 m/s. Numerical analyses are carried with ANSYS-FLUENT CFD software, which basis on control volume approach. Numerical model is generated in three-dimensional configuration. With regarding to the reference works in literature, numbers of grids in numerical models are selected to be 2 million. Flow is assumed to be steady and fully turbulent. Reynold-Stress-Model (RSM) is applied as the turbulent model. The validity of the computational method is obtained with comparing the current predictions with the available results in literature. Flow distributions inside the empty container are obtained. As a result, the size and the position of the circulation cells inside the container is mostly depend on the inlet velocity and the length of container.

## Key Words:

Refrigerated Container, Indoor Airflow Distribution, Numerical Analysis, Turbulence Modeling

# Frigorifik Konteyner İçi Akış Dağılımının İncelenmesi

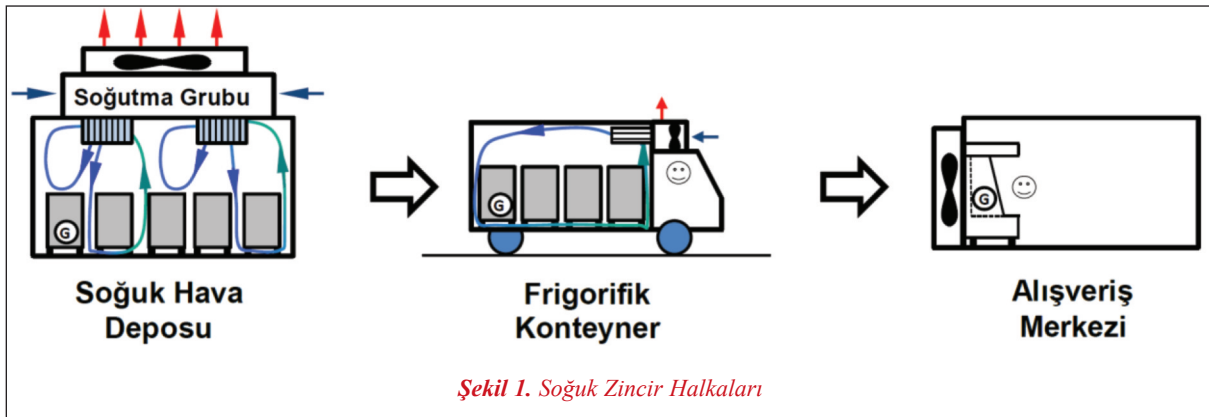
## ÖZET

*Bu çalışmada, farklı uzunluklara sahip frigorifik konteynerlerin içerisinde oluşan akış dağılımları çeşitli üfleme hızları için sayısal olarak modellenmiştir. Bu amaçla, 6 m, 8 m ve 13,3 m uzunluklardaki frigorifik konteynerler ve 1 m/s, 5 m/s ve 10 m/s üfleme menfezi çıkış hızları göz önüne alınmıştır. Sayısal analizler kontrol hacmi yaklaşımını esas alan ANSYS-FLUENT paket programında üç boyutlu olarak gerçekleştirilmiştir. Ağ yapılarının oluşturulmasında kaynak makalelerdeki toplam kontrol hacmi sayılarından yola çıkarak ortalama 2 milyon kontrol hacmi oluşturulmuştur. Analizler kararlı durum için RSM (Reynolds-Stress-Model) olarak adlandırılan türbülans modeliyle incelenmiştir. Uygulanan çözüm yönteminin doğrulanması amacıyla literatürdeki benzer geometrideki çalışmayla karşılaştırmalar sunulmuştur. Yüksüz frigorifik kasanın akış dağılımları parametrik olarak saptanmıştır. Farklı üfleme hızlarının ve konteyner uzunluklarının üç boyutlu sirkülasyonlar yarattığı ve bu sirkülasyonların iç hava dolaşımını önemli ölçüde etkilediği ortaya konulmuştur.*

**Anahtar Kelimeler:** Frigorifik Konteyner, İç Hava Dolaşımı, Sayısal Analiz, Türbülans Modelleme.

## 1. GİRİŞ

Dondurulmuş (veya soğutulmuş) gıdaların soğuk hava depolarından evlerdeki buzdolaplarına kadar uzanan her bir adımı soğuk zincirin halkalarını oluşturmaktadır (Şekil 1). Gıdaların tüketiciye sağlıklı ve bozulmamış bir şekilde sunulması için taşınan ürünlerin bu aşamalardan geçerken sıcaklık ve nem değerlerinin belirli bir aralık içerisinde muhafaza edilmesi gerekmektedir. Dondurulmuş gıdaların uzun mesafeler boyunca taşınması, soğuk zincirin en önemli halkalarından birini oluşturmaktadır. Ürünler değişen dış ortam koşullarından etkilenmeden, sıcaklık ve nem değerlerini belirli bir aralık içinde kalacak şekilde koruyarak frigorifik konteynerler içerisinde taşınmaktadır. Soğuk gıda taşımacılığında tercih edilen soğutma sistemleri incelediğinde, konteyner içerisindeki ısı transferinin büyük oranda ısı taşınımı şeklinde olduğu görülmektedir. Bu nedenle kon-



teyner içerisinde oluşan sıcaklık dağılımı birincil olarak hız dağılımına bağlıdır. Konteyner içerisinde yeknesak sıcaklık dağılımının elde edilmesi de ancak hız dağılımının optimize edilmesiyle mümkün olmaktadır.

Smale vd. (2006) [1] hazırladıkları derleme makalede, soğuk gıda zincirini oluşturan farklı bileşenler için gerçekleştirilen sayısal çalışmaları bir arada sunmaktadır. Bu çalışmalarda frigorifik konteynerin yanı sıra, soğuk hava odaları ve camlı-camsız teşhir reyonları da farklı hesaplamalı akışkanlar dinamiği yöntemleri kullanılarak sayısal olarak incelenmiştir. Frigorifik konteyner içerisindeki hız dağılımı modellenmesi sınır koşulları ve menfez yerleşimleri açısından oda içi taşınım problemiyle benzerlik göstermektedir. Bu nedenle, literatür özetini oluştururken frigorifik konteyner üzerine yapılmış çalışmalarla birlikte iç hava dağılımı incelemeleri de göz önünde tutulmuştur. Chen (1995) [2] çalışmasında beş farklı k-ε türbülans modelini karşılaştırmıştır. k-ε modellerinin odalardaki doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve ikisinin bir arada olduğu karışık taşınım durumları için performansları karşılaştırılmış ve literatürdeki deneysel verilerle uygunluğu belirlenmiştir. Standart ve RNG k-ε modelleri hesaplamalar süresince çok stabil olmuştur, ancak çoğu hava akışı tahmininde RNG k-ε modeli, Standart k-ε modeline göre daha gerçekçi sonuç vermiştir. Bu nedenle iç hava akışının simülasyonları için RNG modelinin tavsiye edilebilir olduğu sonucuna varılmıştır. Diğer modeller, simülasyonun bazı kısımlarında iyi sonuçlar vermiştir, fakat büyük kısmında daha zayıf sonuçlara ulaşmıştır. Chen (1996) [3] ayrıca bir odanın iç hava

akışının belirlenmesinde üç farklı Reynolds Stress Modeli (RSM) ve Standart k-ε modelini kullanmıştır. Önceki çalışmasındaki gibi doğal taşınım, zorlanmış taşınım ve karışık taşınım durumları için hesaplamalar gerçekleştirmiş ve literatürdeki deneysel verileri doğrulama yapmak için kullanmıştır. Üç RSM modelinin de yaklaşık aynı sonuçlar verdiğini, oda içerisindeki hava akışında oluşan ikincil resirkülasyonları gösterebildiğini, ancak k-ε modelinin bunu gerçekleştiremediğini belirlemiştir. Fakat RSM modeli k-ε modeline göre daha karmaşık olduğundan, daha yüksek bilgisayar gücüne ihtiyaç duyulduğunu ifade etmiştir.

Hoang vd. (2000) [4], soğuk depo içerisindeki hava akışının modellenmesi üzerinde çalışmışlardır. CFX paket programını kullanarak, akış modelini, sürekli rejimde ve sıkıştırılmaz kabul etmişler ve ilgili korunum denklemlerini belirlemişlerdir. Türbülans önce standart k-ε modeli kullanarak, daha sonra ise RNG k-ε türbülans modeli kullanarak analiz etmişlerdir. Analiz sonunda çeşitli depo ölçülerine göre hız dağılımlarını elde etmiş ve farklı konfigürasyonlar için karşılaştırmalı grafikler sunmuşlardır. Standart k-ε türbülans modeli ile RNG k-ε türbülans modeli sonuçlarını karşılaştırmışlardır. Bu sonuçlara göre standart k-ε türbülans modeli ile hata oranı %26 olurken, RNG k-ε modelinin kullanılması durumunda bu oranın %28,5 olduğu görülmüştür. Bu nedenle RNG k-ε türbülans modelinin kullanımının hata oranını artıracığı sonucuna varmışlardır. Moureh vd.(2002) [5], frigorifik kamyon içerisindeki hava akışını sayısal ve deneysel olarak incelemişlerdir. Konteynerin gerçek ölçülerinin 1/3,3 oranında

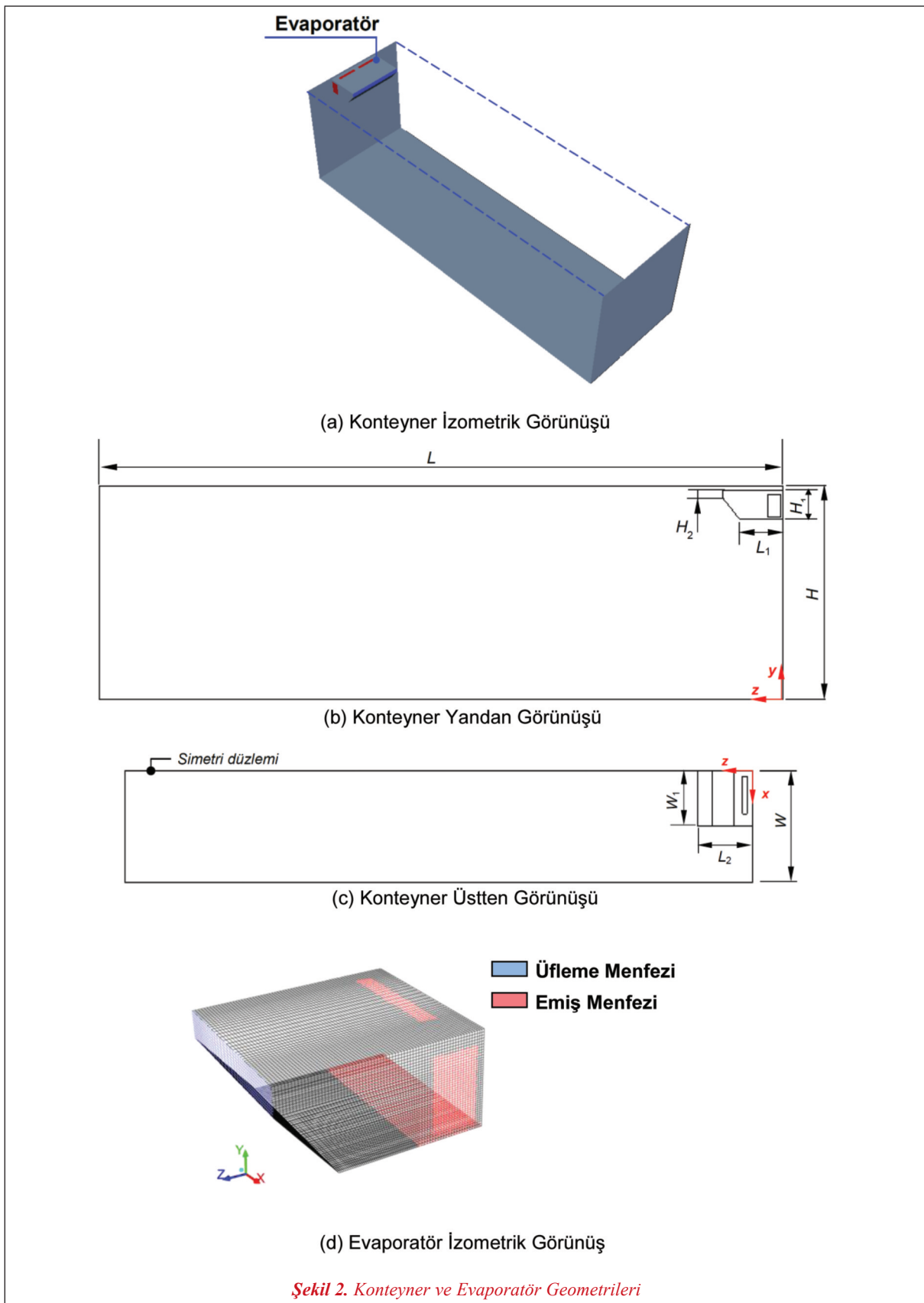
**Makale**

küçültülmüş model konteyner hazırlayıp yanal yüzeyini cam ile kapatmışlar ve camın önüne Laser-Doppler-Velocimetry (LDV) tipinde hız ölçme cihazı yerleştirmişlerdir. Sayısal çalışmada ise modellemeyi ticari hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) kodu FLUENT kullanarak gerçekleştirmişlerdir. Bu çalışmada Reynolds sayısını  $2 \times 10^5$  olarak ele almışlardır. Türbülanslı akışın modellenmesinde  $k-\epsilon$  türbülans modeli ile RSM türbülans modelini kullanmışlar ve elde ettikleri sayısal sonuçları deneysel olarak elde ettikleri hız dağılımları ile karşılaştırmışlardır. Sonuçta, RSM türbülans modeli kullanılarak yapılan sayısal akış analizlerinin deneysel verilere uyum içinde olduğunu belirtmişlerdir. Moureh (2003) [6] yılındaki çalışmasında aynı model konteyner için testler yapmış ve elde ettiği sonuçlarda RSM modelinin akışın ayrıldığı kısımlar ile hava akışının birincil ve ikincil resirkülasyonlarını daha gerçekçi verdiğini görmüştür. Moureh (2004) [7], frigorifik konteynerlerin yüklü olması durumunda konteyner içerisindeki hava dağılımını deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Bu çalışmada ayrıca konteyner içerisindeki hava dağılımını, hava kanalı olması ve olmaması durumlarına göre deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. Deneyler ve sayısal analizler sonucunda, girişten 6m uzaklıkta akışın ayrıldığı görülmüştür. Bu ayrılma, düşük hızların ve durma noktalarının meydana gelmesine ve yüksek derecede heterojenliğe sebep olmuştur. Hava kanalı kullanımı sonucunda elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlarda, havalandırmada toplam homojenitenin arttığı ve düşük hız ile durma noktası oluşumunun azaldığı görülmüştür. Moureh (2005) [8], üfleme ve emiş menfezlerinin aynı ekseninde olması ve olmaması durumlarındaki hava akışı karakteristiğini incelemiştir. Menfezlerin aynı ekseninde olduğu durumda jet akışta sınırların etkisi, akıştaki ayrılmalar ve bunun sonucunda hacmin bazı bölgelerinde meydana gelen durma noktaları oluşumları incelenmiştir. Menfezlerin aynı ekseninde olmadığı durumda Coanda etkisi ortaya çıktığı ve akıştaki ayrılmaların yok olduğu görülmüştür. Ayrıca havalandırmadaki homojenitenin arttığı, sıcaklık, konsantrasyon gibi ortam koşullarının düzenli hale geldiği belirlenmiştir. Yapılan karşılaştırma sonucunda üfleme ve emme menfezlerinin aynı ekseninde olmadığı durumun daha

uygun olduğunu tespit etmişlerdir. Moureh vd. (2009) [9], frigorifik kamyon içerisine bacalı paletler ve bu paletlerin içine de küresel nesnelere koyarak yüklü bir kamyon için hava akışını sayısal ve deneysel olarak incelemiştir. Paletler içerisine küre şeklinde problemler de ekleyerek yan yüzeyi cam olan konteyner önüne Laser-Doppler-Velocimetry tipi hız ölçme cihazı yerleştirmişlerdir. Paletler içerisinde bulunan küresel cisimleri rezistanslar yardımıyla çevreyle 10 K sıcaklık farkı olacak şekilde ısıtmışlardır. Hava kanalı kullanımının önemini vurgulamak için sistemi önce hava kanalı kullanarak test etmişler sonra da hava kanallarını kaldırıp doğrudan üfleme yapmışlardır. Bu test sonucunda Laser - Doppler yardımıyla aldıkları hava akışı ölçüm sonuçları ile hava kanalı kullanılmadan yapılan soğutmada 4 kat daha fazla hava üflemesi yapılması gerektiğini tespit etmişlerdir. Aynı sistemi RSM türbülans modeli kullanarak FLUENT programı ile sayısal olarak analiz etmişlerdir. Analiz sonucunda deneysel sonuçları destekleyen veriler elde etmişlerdir. James vd. (2006) [10], gıda taşıma sistemlerinin modellenmesini gıda sıcaklığı, bakteri çoğalması gibi etkenleri de göz önüne alarak incelemiştir. Bu etkenlere bağlı olarak frigorifik nakliye aracının çevresindeki ısı ve kütle akışı ile gıda ve paketlerdeki ısı ve kütle akışının modellenmesini ayrı ayrı gerçekleştirmişlerdir. Nakliye sırasındaki soğutma performansını da ayrıca modellemişlerdir. FLUENT programı ile analizlerini gerçekleştirip akış ile ilgili veriler elde etmişlerdir. Sistemi bir bütün olarak da modelleyerek analiz ettikten sonra verileri karşılaştırmışlardır.

**2. MATERYAL VE METHOD****2.1. Problemin Tanımı**

Bu çalışmanın amacı frigorifik konteyner soğutma sistemine ait çalışma parametrelerinin ve konteyner uzunluğunun konteyner içi akış dağılımı üzerine etkilerini incelemek ve farklı tasarım yapılarını test etmektir. Bu bağlamda, proje ortağı firmanın evaporatör geometrisinden yola çıkarak farklı konfigürasyonlar ele alınmıştır. Mevcut durumda firma tarafından üretilmekte olan evaporatörler tek üfleme ve beş emiş menfezinden oluşmaktadır. Şekil 2'de konteyner ve evaporatör geometrileri verilmektedir. Akış dağılımı konteyner orta eksinden simetrik olduğu



## Makale

kabul edildiğinden, konteynerin ve evaporatörün yarı genişliği modellenmiştir. Tablo 1’de konteyner geometrisiyle ilgili ölçüler verilmiştir.

**Tablo 1. Konteyner ve Evaporatör Ölçüleri**

H	L	W	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	W <sub>1</sub>
(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(m)
2,5	8	1,25	0,3394	0,09672	0,51275	0,70544	0,62

### 2.2. Sınır Koşulları

Üfleme menfezinden hava üniform olarak  $w = 1, 5$  ve  $10$  m/s hız değerlerinde sisteme gönderilmektedir. Simetri yüzeyinde x-yönündeki tüm transport değişkenlerinin değişimleri sıfır ( $\partial\theta/\partial x|_{x=W/2} = 0$ ) olarak tanımlanmıştır. Diğer yandan katı yüzeyler için kaymama sınır koşulu ( $u = v = w = 0$ ) geçerlidir.

### 2.3. Çözüm Yöntemi

Bu çalışmada, konteyner içerisindeki akış dağılımı ANSYS-FLUENT programında sayısal olarak incelenmiştir. Farklı akış durumlarının dağılımlar üzerine etkilerini gözlemleyebilmek amacıyla çeşitli değişkenler belirlenmiştir. Seçilen değişkenler; üfleme hızı ve konteyner uzunluğudur. Belirlenen sayısal yönteminin doğruluğunu kontrol etmek amacıyla öncelikle literatürle karşılaştırmalı sonuçlar sunulmuştur. Çözüm yönteminin uygunluğu saptandıktan sonra ise yukarıda belirtilen parametrelerin iç akış dağılımına etkileri karşılaştırmalı olarak elde edilmiştir.

Sayısal analizler ANSYS-FLUENT [4] paket programı yardımıyla gerçekleştirilmiştir. Programda türbülanslı ve sıkıştırılmaz akışın çözülmesinde Reynolds - ortalamalı - Navier - Stokes (Reynolds Averaged Navier Stokes, RANS) denklemleri kullanılmaktadır [4]. Kartezyen koordinatlarda kararlı durum için korunum denklemleri şu şekilde indirgenir;

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(u_i) = 0 \quad (1.1)$$

Momentum:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(u_i u_j) = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{u'_i u'_j} \right] \quad (1.2)$$

burada,  $u$  ve  $u'$  sırasıyla ortalama hızı ve hızdaki dalgalanmayı göstermektedir.  $i = 1, 2, 3$  ve  $j = 1, 2, 3$  ise

$x, y, z$  yönlerini temsil etmektedir. Denklem 1.2’nin son terimi ( $\rho \overline{u'_i u'_j}$ ) Reynolds-Stress olarak adlandırılır ve seçilen türbülans modeline bağlı olarak bu terimin hesaplanması için ilave diferansiyel denklemlerin çözülmesi gerekmektedir [4]. Moureh ve Flick [5] tarafından gerçekleştirilen çalışmada öncelikle farklı türbülans modelleri için elde edilen hız dağılımları deneysel sonuçlarla karşılaştırılmıştır. Bu amaçla, yaygın olarak kullanılan k- $\epsilon$ , RNG k- $\epsilon$  ve Reynolds-Stress-Model (RSM) türbülans modelleri seçilmiştir. Analiz sonuçlarına göre, RSM türbülans modelinin uygulanması durumunda elde edilen hız dağılımları, deneysel hız dağılımlarına oldukça yakın sonuçlar vermiştir. Diğer yandan k- $\epsilon$  ve RNG k- $\epsilon$  türbülans modellerinin uygulanması durumunda sistem içerisinde gerçekleşen akış ayrılmalarının (separation) yakalanamadığı gözlenmiştir. Sonuç olarak, bu tür ayrılma ve yeniden birleşme (re-attachment) içeren üç boyutlu konteyner içi akış probleminin çözümünde RSM türbülans modelinin uygun olduğu vurgulanmıştır [5]. Bu bilgiler ışığında, çalışma kapsamında yapılan analizlerde RSM türbülans modeli kullanılmıştır.

RSM türbülans modelinde Reynolds-Stress terimi şu şekilde tanımlanmaktadır;

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_k} \left( \rho u_k \overline{u'_i u'_j} \right) &= -\frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \rho \overline{u'_i u'_j u'_k} + \rho (\delta_{kj} u'_i + \delta_{ik} u'_j) \right] \\ &\quad \underbrace{C_{ij} = \text{Taşınım}} \quad \underbrace{D_{T,ij} = \text{Türbülans Yayınım}} \\ &+ \frac{\partial}{\partial x_k} \left[ \mu \frac{\partial}{\partial x_k} (\overline{u'_i u'_j}) \right] - \rho \left( \overline{u'_i u'_k} \frac{\partial u_j}{\partial x_k} + \overline{u'_j u'_k} \frac{\partial u_i}{\partial x_k} \right) \\ &\quad \underbrace{D_{L,ij} = \text{Moleküler Yayınım}} \quad \underbrace{P_j = \text{Gerilim Üretimi}} \quad (1.4) \\ &+ \rho \left( \frac{\partial u'_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u'_j}{\partial x_i} \right) - 2\mu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_j}{\partial x_k} \\ &\quad \underbrace{\phi_j = \text{Basınç Gerilimi}} \quad \underbrace{\epsilon_{ij} = \text{Harcanım}} \end{aligned}$$

burada  $C_{ij}$  (taşınım),  $D_{L,ij}$  (moleküler yayınım) ve  $P_{ij}$  (gerilim üretimi) terimlerinin ilave denklemler kulla-

nılarak modellenmesine ihtiyaç yoktur [4]. Ancak,  $D_{T,ij}$  (türbülans yayılımı),  $\Phi_{ij}$  (basınç gerilimi) ve  $\epsilon_{ij}$  (harcanım) terimlerinin ayrıca modellenmesi gerekmektedir. Bu terimlerin detayları ANSYS-FLUENT programının dokümanlarında bulunabilir [4].

Yukarıda tanımlanan korunum denklemleri kontrol hacmi yaklaşımını temel alan ANSYS-FLUENT programında çözülmüştür. Taşınım terimleri için QUICK ayrıştırma şeması [11], hız – basınç çifti için ise SIMPLE çözüm algoritması kullanılmıştır [12]. Yüzeğe yakın bölgelerdeki türbülans sınır tabakanın elde edilmesinde Launder ve Spalding [13] tarafından önerilen “log-law” fonksiyonu kullanılmıştır. Çözüm bölgesinin kontrol hacimlerine ayrıştırılmasında dikdörtgenler prizması şeklinde ağ yapıları tercih edilmiştir. Katı yüzeylerin yakınında oluşacak viskoz sınır tabakalar nedeniyle meydana gelecek ani hız ve basınç değişimlerini tespit edebilmek için yüzeylere yakın bölgelerde kontrol hacimlerinin sıklığı artırılmıştır. Korunum denklemlerinin yakınsama kriteri tüm korunum denklemleri için  $10^{-5}$  olarak belirlenmiştir.

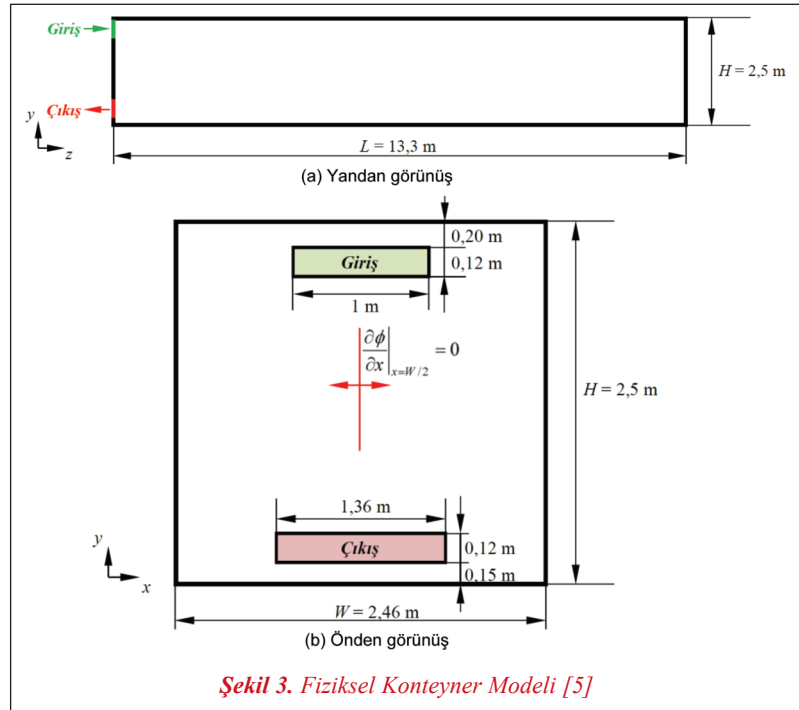
#### 2.4. Sayısal Çözüm Yönteminin Doğrulanması

Akış bölgesine uygulanacak sayısal çözüm yönteminin belirlenmesi amacıyla öncelikle Moureh ve Flick [5] tarafından elde edilen deneysel ve sayısal sonuçlarla karşılaştırmalar yapılmıştır. Bu problemin seçilmesindeki en önemli neden, mevcut çalışmada ele alınan frigorifik test düzeneğine benzer olarak literatürde bulunan tek deneysel çalışma olmasıdır. Frigorifik konteyner içerisindeki hava dolaşımı,  $z = 0$  düzlemi üzerine yerleştirilen üfleme ve emiş menfezleri yardımıyla sağlanmaktadır (Şekil 3). Üfleme ve emiş menfezleri bu düzlem üzerinde ortalanmış olduğundan, konteynerin orta ekseninde akışın simetrik olduğu kabul edilerek konteynerin yarı genişliği dikkate alınmıştır.

Üfleme menfezinden hava üniform olarak  $w = 11$  m/s hız değerinde sisteme gönderilmektedir. Giriş kesitindeki türbülans yoğunluğu ve hidrolik çap değerleri ise sırasıyla  $I_z = \%10$  ve  $D_H = 0,2164$  m olarak belirlenmiştir. Bu hız değerine karşılık gelen hacimsel debi ve Reynolds sayısı sırasıyla  $\dot{V} = 4750$  m<sup>3</sup>/h ve  $Re = 2 \times 10^5$  olarak hesaplanmıştır [5]. Çıkış kesitinde transport değişkenlerinde değişim olmadığı kabul edilerek “outflow” koşulu uygulanmıştır. Simetri yüzeyinde x-yönündeki tüm transport değişkenlerinin değişimleri sıfır ( $\partial\phi/\partial x|_{x=W/2} = 0$ ) olarak tanımlanmıştır. Diğer yandan katı yüzeyler için kaymama sınır koşulu ( $u = v = w = 0$ ) geçerlidir. Yüzeğe yakın bölgelerdeki türbülans sınır tabakanın elde edilmesinde Launder ve Spalding [11] tarafından önerilen “log-law” fonksiyonu kullanılmıştır.

Moureh ve Flick [5] kontrol hacmi sayısının hız dağılımına etkisini incelemek için iki farklı ağ yoğunluğu için analiz gerçekleştirmiştir. Buna göre, 624.000 (50 x 52 x 240) kontrol hacmi kullandıkları durum için elde edilen sonuçlar deneysel ölçümlerle uyum içinde çıkmıştır. Mevcut analizde bu ağ yapısı göz önünde tutularak akış bölgesi 2.650.000 (100 x 106 x 250) kontrol hacmine ayrılmıştır.

Sayısal analiz sonuçları, Moureh ve Flick [5] tarafın-



Şekil 3. Fiziksel Konteyner Modeli [5]

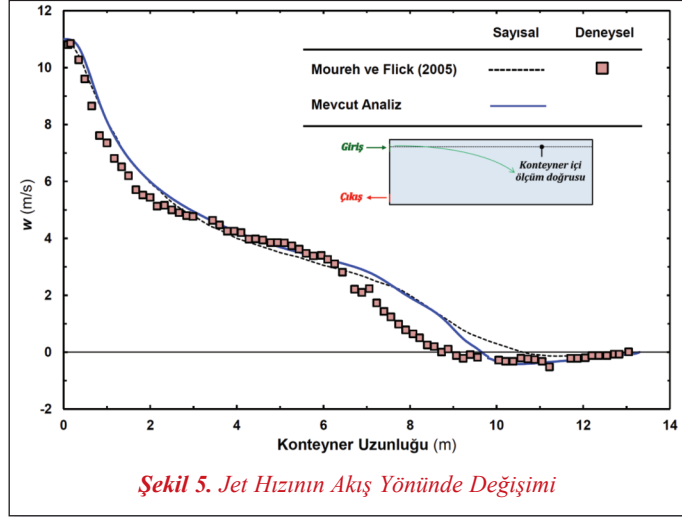
## Makale

dan elde edilen hız dağılımlarıyla karşılaştırılmıştır. Moureh ve Flick [5] deneysel çalışmasında LDA (Laser Doppler Anemometer) sistemiyle 1080 (24 x 45) noktadan hız ölçümü gerçekleştirmiştir. Referans çalışmada öncelikle konteyner içindeki genel akış dağılımları elde edilmiş, sonrasında ise çeşitli kesitlerde konuma bağlı hız değişimleri sunulmuştur.

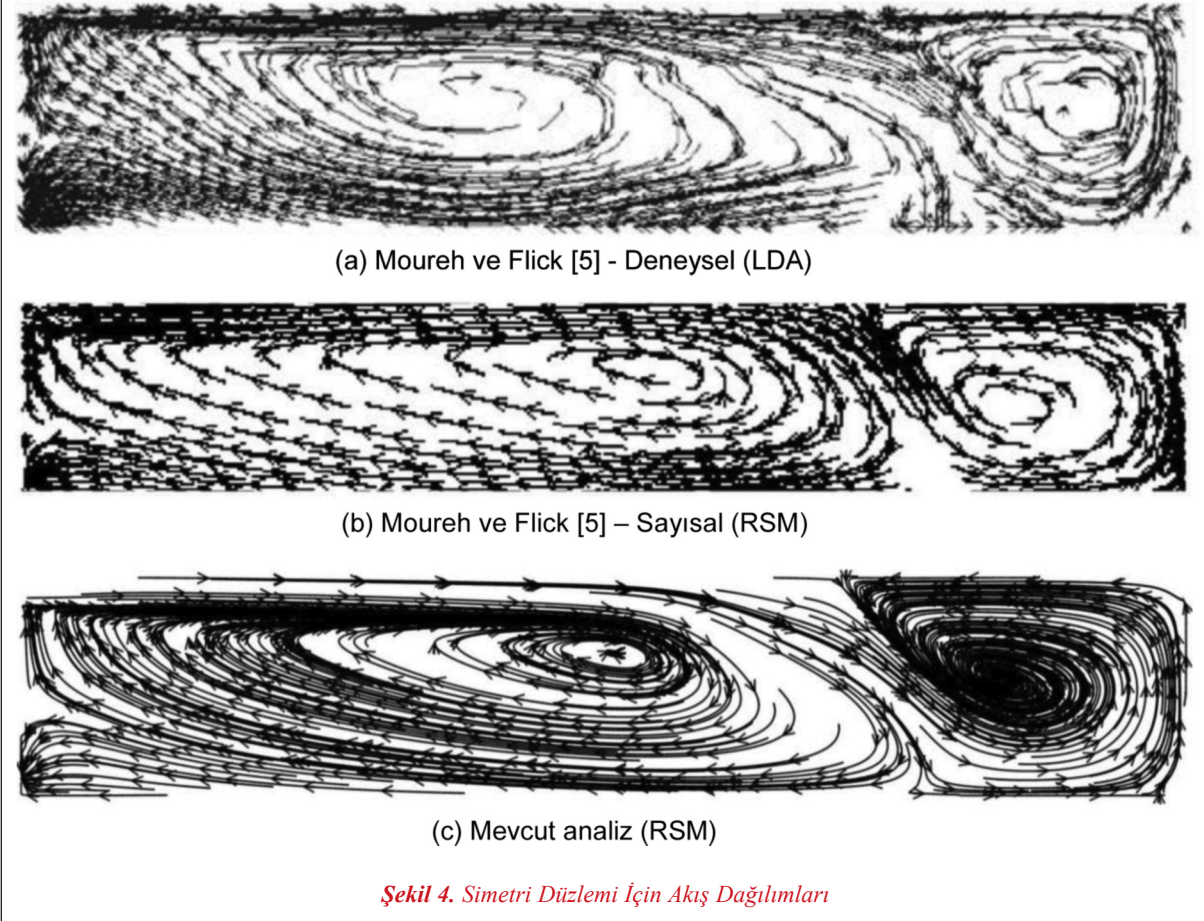
İlk karşılaştırma, konteynerin simetri düzlemi üzerindeki akım çizgileri için gerçekleştirilmiştir. (Şekil 4). Bu dağılıma göre, simetri düzlemi üzerinde iki farklı akış hücresinin olduğu görülmektedir. Üfleme menfezinden çıkan hava, akış yönünde belirli bir mesafeden sonra tavandan ayrılarak konteynerin arka kısmında ikincil hava dolaşım bölgesi oluşturmaktadır. Bu çalışmada elde edilen sayısal sonuç, referans makaleyle genel olarak uyum içindedir. Özellikle mevcut çalışmada elde edilen ikincil hava dolaşım hücre-

si, Moureh ve Flick [5] tarafından elde edilen deneysel sonuçlarla benzerdir.

İkinci karşılaştırma ise, üfleme menfezinin çıkışından itibaren akış yönünde hızın z- bileşeninin (w) değişimi üzerinden gerçekleştirilmiştir. Şekil 5'te



Şekil 5. Jet Hızının Akış Yönünde Değişimi

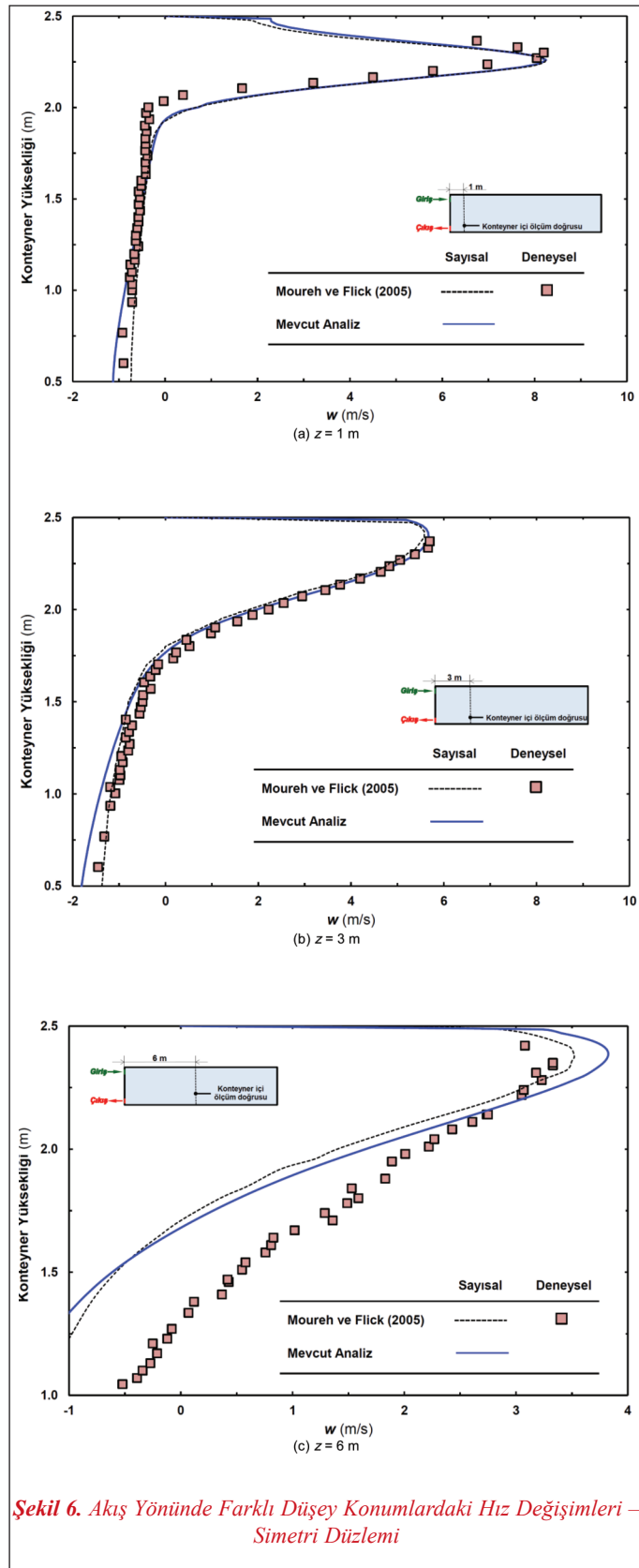


Şekil 4. Simetri Düzlemi İçin Akış Dağılımları

mevcut analiz sonucu referans makalenin sonuçlarıyla bir arada verilmektedir. Bu dağılımdan, ayrılmanın yaklaşık olarak  $z = 9$  m civarında olduğu görülmektedir. Mevcut analiz ayrılmanın başladığı konuma kadar referans makaledeki sayısal çözüm sonucuyla uyum içinde olup, ayrılmanın başladığı noktada mevcut analiz sonuçları deneysel ölçümlere yaklaşmaktadır.

Şekil 6'da ise simetri düzlemi üzerinde belirlenen düşey doğrular ( $z = 1$  m, 3 m ve 6 m) üzerindeki  $w$ -hızı değişimleri referans çalışma sonuçlarıyla beraber verilmiştir.  $z = 1$  m ve  $z = 3$  m konumları için elde edilen dağılımlar referans çalışmayla benzer eğilim göstermektedir.  $z = 6$  m için ise, analiz sonuçları kaynak makaledeki sayısal sonuçlarla benzer olmasına rağmen deneysel ölçümlerden oldukça uzaktır. Bu sapmayı irdelemek için Şekil 4'te verilen hız dağılımları tekrar incelenebilir. Simetri düzleminde oluşan büyük dolaşım hücrelerinin merkezi deneysel çalışmada yaklaşık olarak  $z = 5$  m iken, sayısal hesaplamalarda belirli bir sapmayla yaklaşık olarak  $z = 7$  m konumundadır. Sirkülasyon hücrelerinin  $z = 6$  m'ye yakın olmasından dolayı sirkülasyonun alt ve üst kısımlarında yüksek pozitif ve negatif hız değerleri elde edilmiştir.

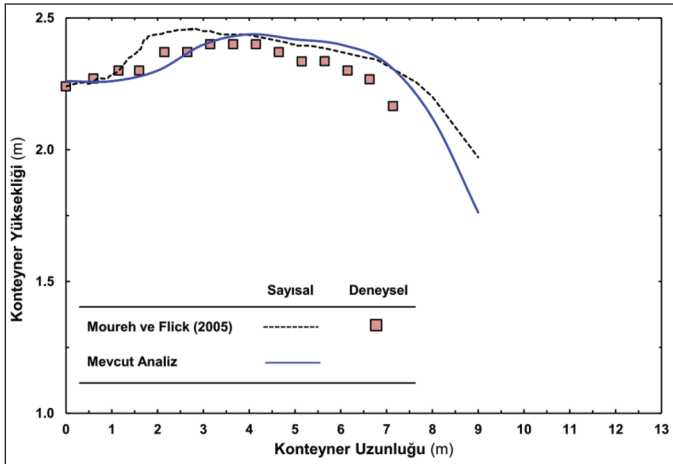
Jet akışı ile yüzey arasında oluşan negatif basınçtan dolayı jet akışının yüzeye yaklaşma eğilimine Coanda etkisi adı verilmektedir. Mevcut sistemde de üfleme menfezinden çıkan hava belirli bir mesafeden sonra yüzeye yapışmakta ve kopmanın başladığı konuma kadar yüzeye yakın bulunmaktadır. Bu etkiyi gözlemlenmek için Şekil 7'de simetri düzlemi üzerinde akış yönünde hızın maksimum olduğu yükseklikler çıkarılmıştır. Sayısal analizden elde edilen bu değerler ayrıca kaynak makaledeki sonuçlarla karşılaştırılmalı gösterilmiştir.



Şekil 6. Akış Yönünde Farklı Düşey Konumlardaki Hız Değişimleri – Simetri Düzlemi



## Makale



Şekil 7. Akış Yönünde Maksimum Hız Konumları – Simetri Düzlemi

Elde edilen sonuçlar seçilen sayısal çözüm yönteminin doğruluğunu açıkça göstermektedir. Bir sonraki bölümde ise, proje ortağı firmaya ait konteyner geometrisinin akış analizine ilişkin parametrik sonuçlar irdelenmektedir.

### 3. SONUÇLAR

#### 3.1. Sayısal Ağ Yapısından Bağımsızlık

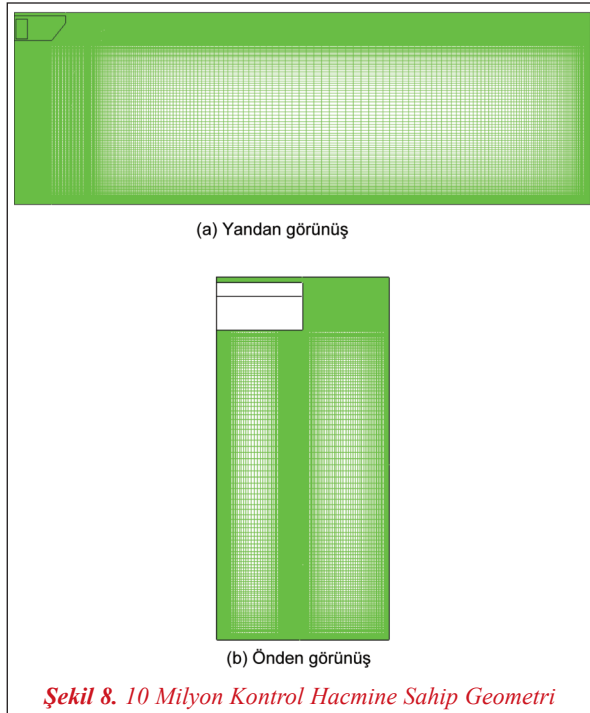
Bilindiği üzere sayısal çözümlerde birincil doğrulama yöntemi mevcut deneysel sonuçlar ile mukayeselerin yapılmasıdır. Bu bağlamda bir önceki kısımda seçilen çözüm yöntemi literatürdeki deneysel ölçümlerle doğrulanmıştır. Ancak çalışma kapsamında esas olarak incelenmek istenen proje ortağı firmaya ait konteyner içi akış yapısının elde edilmesidir. Halihazırda bu sistemle ilgili deneysel ölçümlerin bulunmaması sebebiyle bu sonuçların uygunluğunun tespit edilmesi için sayısal kod içerisindeki iki temel kriter esas alınmıştır. Sayısal ağ yapısının belirli bir büyüklük üzerindeki etkisi incelenmiş ve sonuçların toplam kontrol hacmi sayısından bağımsız olduğu gösterilmiştir. Diğer taraftan her bir analiz için korunum denklemlerinin yakınsama değerlerinin 10-5 değerinin altına inmesi sağlanarak sayısal hata minimize edilmiştir.

Sayısal ağ yapısının sonuç üzerine etkisini incelemek için 2 milyon, 4 milyon ve 10 milyon elemana sahip üç farklı ağ yapısı oluşturulmuştur. Örnek olması açısından, Şekil 8’de 10 milyon elemana sahip ağ yapısı gösterilmektedir. Buradan görüldüğü

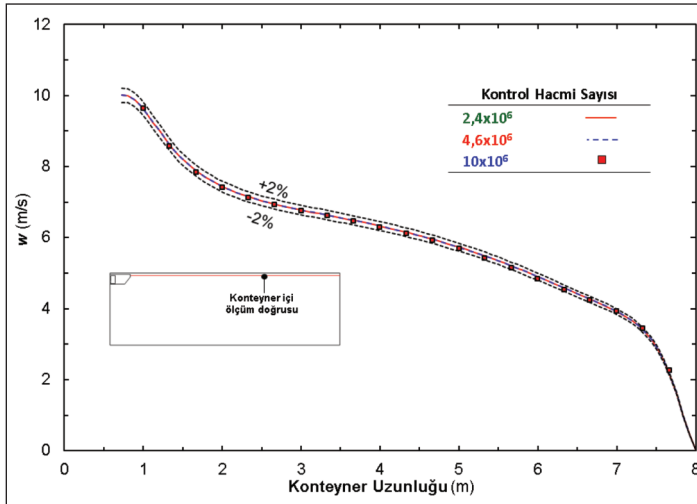
üzere, viskoz sınır tabakayı çözümlenebilmek amacıyla katı yüzeylere yakın bölgelerde kontrol hacmi sayısı yoğunlaştırılmıştır. Toplam kontrol hacmi sayısına bağlı olarak, üfleme menfezinden itibaren konteyner boyunca  $w$  hızındaki değişim Şekil 9’da karşılaştırmalı olarak verilmektedir. Şekil 10’da ise simetri düzlemi üzerinde seçilen dört farklı düşey doğru boyunca  $w$  hızındaki değişimler karşılaştırılmıştır. Bu iki karşılaştırmadan yola çıkarak, toplam kontrol hacmi sayısının 2 milyondan kademeli olarak 4 milyon ve 10 milyona çıkartılmasıyla beraber hız değişiminde kayda değer bir değişimin olmadığı görülmektedir. Sonuç olarak, 2,4 milyon eleman sayısına sahip modelin bu problem için yeterli olduğu söylenebilmektedir.

#### 3.2. Parametrik Sonuçlar

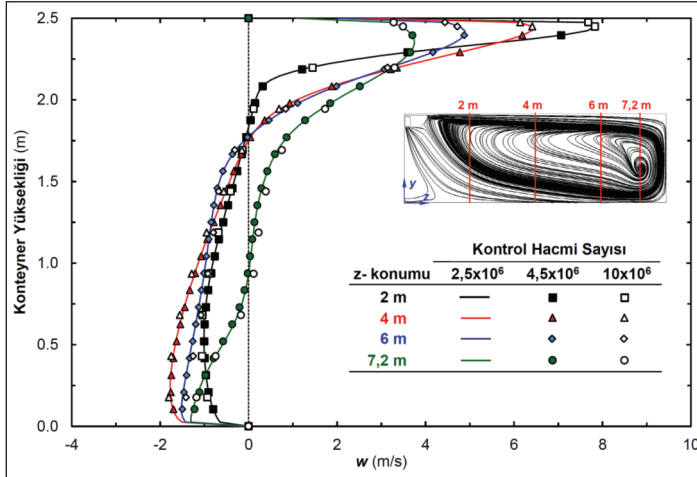
Bu çalışmanın amacı, farklı üfleme hızları ve konteyner uzunlukları için konteyner içinde oluşan hız dağılımlarının elde edilmesidir. Bu etkileri gözlemek için uygulamada tercih edilen tasarım ve çalışma durumlarından yola çıkarak çeşitli parametreler belirlenmiştir. Tablo 2’de incelenen parametreler sunulmaktadır.



Şekil 8. 10 Milyon Kontrol Hacmine Sahip Geometri



Şekil 9. Jet Hızının Akış Yönünde Değişimi – Simetri Düzlemi



Şekil 10. Akış Yönünde Farklı Düşey Konumlardaki Hız Değişimleri – Simetri Düzlemi

Tablo 2. Çalışmada İncelenen Değişkenler ve Büyüklükleri

Değişken	Büyükük veya Senaryo
Üfleme hızı, m/s	1; 5; 10
Konteyner uzunluğu, m	6; 8; 13,3

### 3.2.1. Üfleme Hızının Akış Dağılımına Etkisi

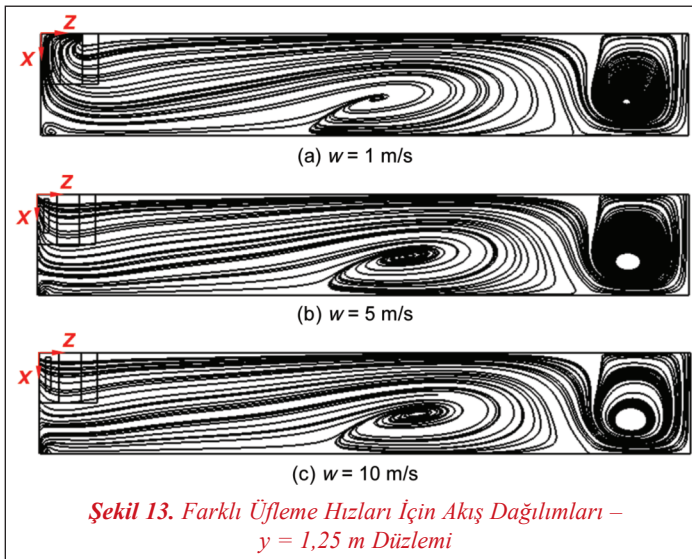
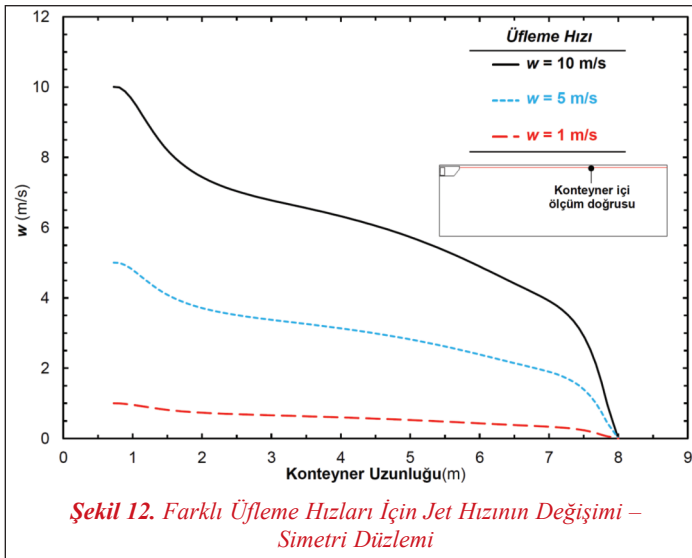
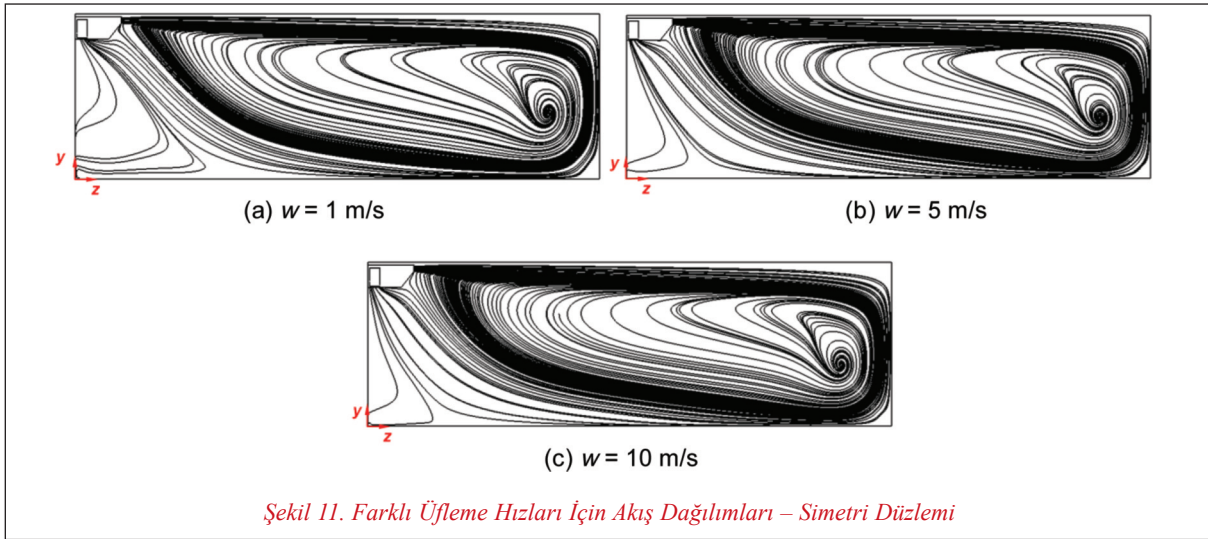
Üfleme hızının 1 m/s, 5 m/s ve 10 m/s olması durumları için konteyner içinde oluşan akış dağılımları ve basınç düşümleri incelenmiştir. Bu analizlerde konteyner uzunluğu 8 m olarak sabit tutulmuştur. Öncelikle, simetri düzlemi üzerinde oluşan akım çizgileri Şekil 11'de karşılaştırılmıştır. Şekil 11'den, simetri düzlemindeki akış dağılımının hız büyüklüğünden az miktarda etkilendiği söylenebilir. Akış, üfleme

menfezinden ayrıldıktan sonra konteyner tavanına doğru yönelmekte (Coanda etkisi) ve daha sonra konteyner uzunluğu boyunca saat yönünde tek bir sirkülasyon hücresi oluşturmaktadır. Hızın 1 m/s'den 10 m/s'ye yükseltilmesiyle simetri düzleminde oluşan en belirgin değişim, emişe yakın kısımda oluşan düşük hız bölgesinin daralmasıdır. Bu nedenle yüksek akış hızlarında özellikle evaporatörün alt kısımlarına yerleştirilecek ürünlerin daha iyi soğutulabileceği sonucuna varılabilir. Simetri düzlemi üzerinde üfleme yönünde akışta ayrılma olup olmadığını daha detaylı incelemek için üfleme menfezinin orta yüksekliğinden geçen sanal bir doğru boyunca hızdaki değişim Şekil 12'de oluşturulmuştur. Buna göre bu düzlemde akış tek bir sirkülasyon hücresi meydana getirmektedir ve y-z düzleminde akışta ayrılma oluşmamaktadır.

Konteyner içinde oluşan akış dağılımına üfleme hızının etkisini daha detaylı yorumlayabilmek amacıyla, x-z düzlemi için de karşılaştırmalar yapılmıştır. Şekil 13 ve 14'te konteynerin yarı yüksekliğinden ( $y = 1,25$  m) ve üfleme menfezinin ortasından ( $y = 2,41164$  m) geçen sanal düzlemler üzerindeki akım çizgileri sunulmaktadır. Buradan görüldüğü üzere, tüm üfleme hızları için, x-z düzlemi üzerinde y konumuna bağlı olarak sirkülasyon yapısı değişmektedir.  $y = 2,41164$  m düzlemi için tek bir sirkülasyon hücresi bulunmaktayken, konteynerin orta yüksekliğindeki düzlemde ikincil bir sirkülasyon hücresinin bulunduğu

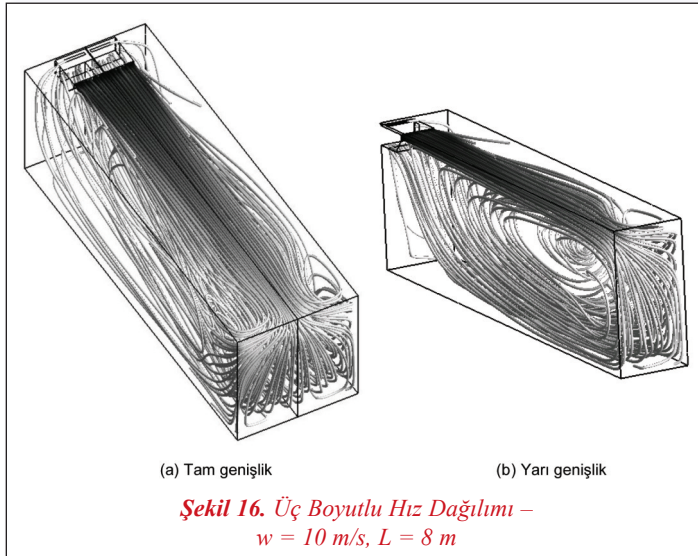
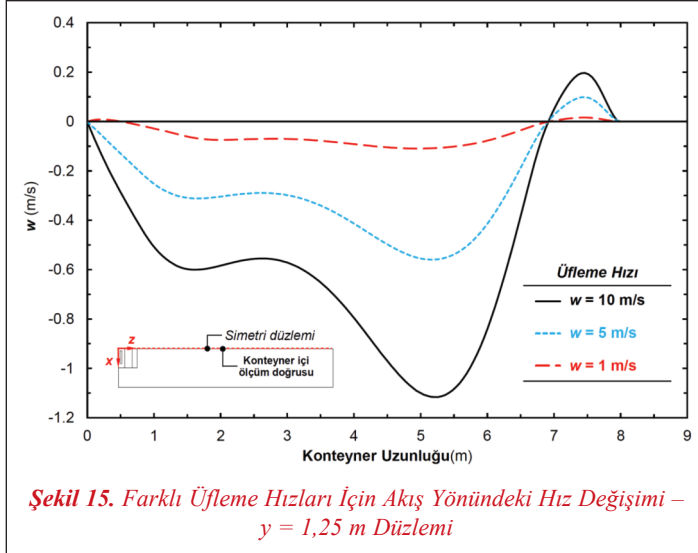
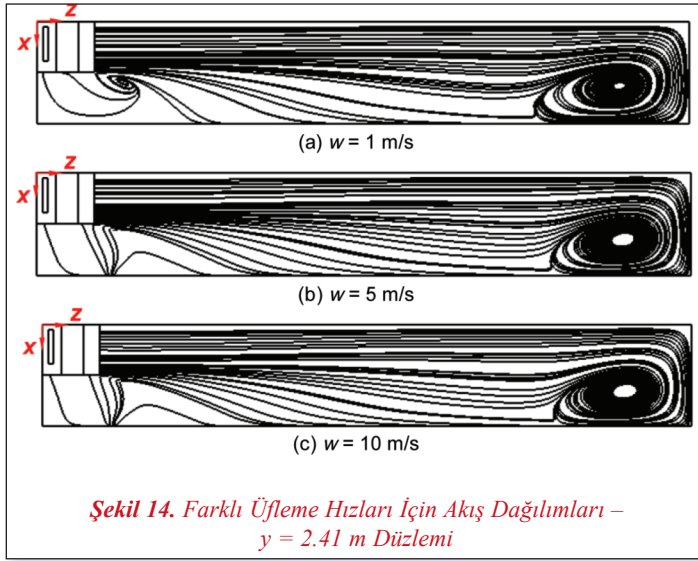
görülmektedir. Konteynerin orta yüksekliğindeki düzlem üzerinde meydana gelen ayrılma bölgesinin konumunu ve sirkülasyon yönlerini saptayabilmek amacıyla, bu düzlem üzerindeki hız değişimi konteyner uzunluğu boyunca Şekil 15'te çizdirilmiştir. Buna göre, ayrılma yaklaşık olarak  $z = 7$  m'de olmaktadır. Ayrıca sol taraftaki büyük sirkülasyon hücresi saatin tersi yönünde dönerken, sağ kısımda kalan küçük sirkülasyon saat yönündedir

## Makale



Üç ayrı düzlem için verilen sonuçlara göre, akış farklı düzlemlerde çeşitli sirkülasyonlar oluşturmuştur. Bu sirkülasyon yapılarını gözlemleyebilmek amacıyla tek bir hız için ( $w = 10 \text{ m/s}$ ) üç boyutlu akım çizgileri Şekil 16'da sunulmuştur. Akış yapısının daha iyi gözlemlenebilmesi amacıyla, Şekil 16(a) ve 16(b)'de sırasıyla konteyner genişliğinin tam ve yarı ölçüde olması durumları gösterilmektedir. Konteyneri tam genişlikte düşünecek olursak, konteyner içerisinde üç büyük sirkülasyon hücresinin oluştuğu söylenebilir. Bunlardan ikisi konteyner arka köşelerine yakın bölgede oluşan düşey sirkülasyon hücreleridir. Bir diğer sirkülasyon hücresi ise y-z düzlemi üzerinden x yönünde büyüyen yapıdır.

Bu iki karşılaştırmaya göre, üfleme hızının değişimi sirkülasyonun etkili olduğu bölgelerin büyüklüğünü değiştirmektedir. Üfleme hızı arttıkça, sirkülasyon şiddeti artmaktadır. Buna bağlı olarak, artan üfleme hızı taşınım katsayısını da artırarak ve içerideki ısı transfer hızını olumlu yönde etkileyecektir. Ancak diğer taraftan hız değerini arttırabilmek için sistemde kullanılacak fan kapasitesinin de buna uygun olarak belirlenmesi gerekmektedir. Hızdaki artışın toplam basınç düşümü üzerine etkisini gös-



terebilmek amacıyla basınç kaybı değerleri Tablo 3'te sunulmuştur.

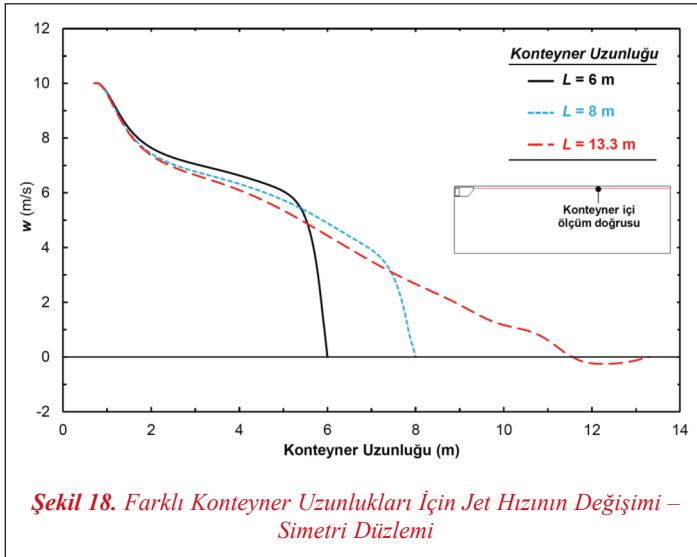
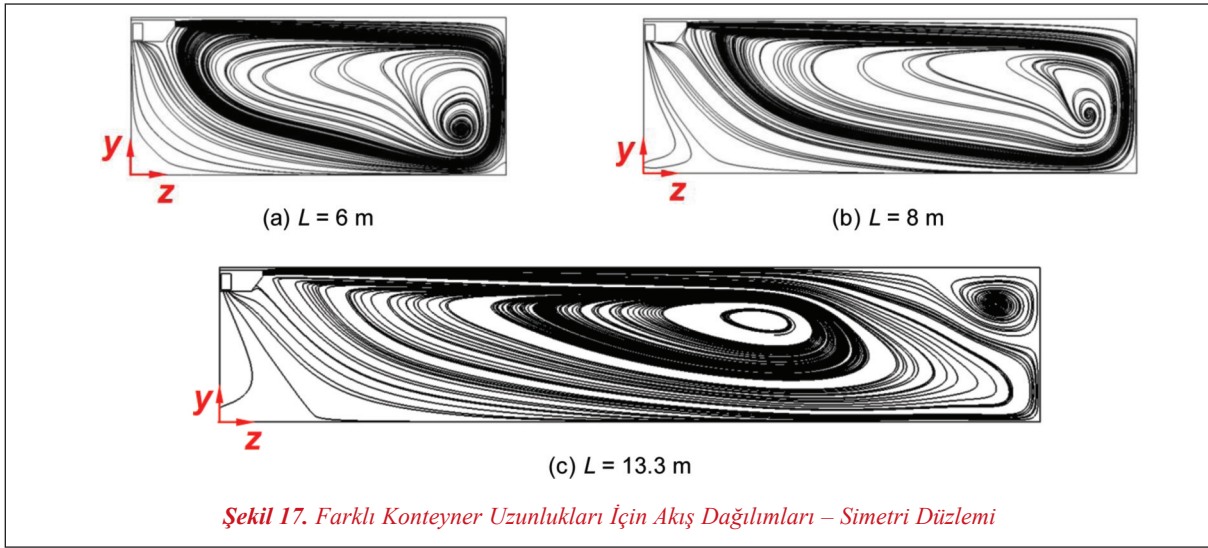
**Tablo 3. Üfleme Hızının Toplam Basınç Düşümüne Etkisi Büyüklükleri**

	Üfleme Hızı		
	1 m/s	5 m/s	10 m/s
Toplam basınç düşümü, Pa	0,68	17,05	68,15

### 3.2.2. Konteyner Uzunluğunun Akış Dağılımına Etkisi

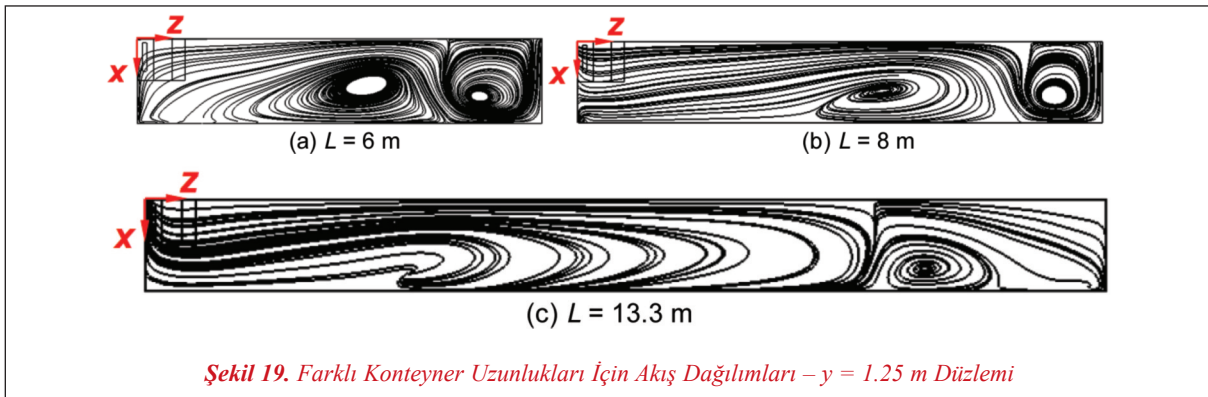
Üfleme hızının yanı sıra, konteyner uzunluğunun 6 m, 8 m ve 13,3 m olması durumları için de konteyner içinde oluşan akış dağılımları ve basınç düşümleri incelenmiştir. Bu analizlerde üfleme hızı  $w = 10 \text{ m/s}$  olarak sabit tutulmuştur. Öncelikli olarak, değişen konteyner uzunlukları için simetri düzlemi üzerinde oluşan akım çizgileri Şekil 17'de karşılaştırılmıştır. Şekilden, simetri düzlemindeki akış dağılımının konteyner uzunluğuna göre farklılaştığı söylenebilir.  $L = 6 \text{ m}$  ve  $8 \text{ m}$  durumları için akış üfleme menfezinden ayrıldıktan sonra konteyner tavanına doğru yönelmekte (Coanda etkisi) ve daha sonra konteyner uzunluğu boyunca saat yönünde tek bir sirkülasyon hücresi oluşturmaktadır. Ancak diğer taraftan,  $L = 13.3 \text{ m}$  durumu için akışın belirli bir uzunluktan sonra tavadan ayrıldığı ve arka kısımda ters bir sirkülasyon hücresi oluşturduğu görülmektedir. Ayrıca, uzunluğun  $6 \text{ m}$ 'den  $8 \text{ m}$  ve  $13.3 \text{ m}$ 'ye arttırılmasıyla, evaporatör altında oluşan düşük hız bölgesi de genişlemektedir. Bir önceki kısımda yapılan çıkarıma benzer şekilde, konteyner uzunluğunun düşürülmesiyle emişe yakın kısma yerleştirilecek ürünlerin daha iyi soğutulabileceği söylenebilir. Simetri düzlemi üzerinde üfleme yönünde akışta meydana gelen değişimleri daha detaylı incelemek için üfleme menfezinin orta yüksekliğinden geçen sanal bir doğru boyunca hızdaki değişim Şekil 18'de oluşturulmuştur. Buna göre,  $6 \text{ m}$  ve  $8 \text{ m}$  uzun-

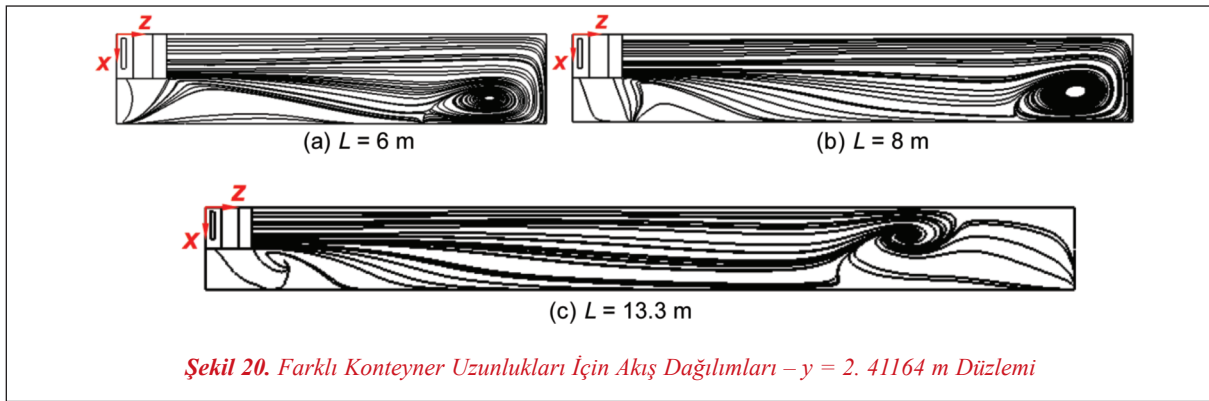
## Makale



luktaki konteynerler için bu düzlemde akış tek bir sirkülasyon hücresi meydana getirmektedir ve y-z düzleminde akışta ayrılma oluşmamaktadır. Ancak 13.3 m uzunlukta-ki konteyner için yaklaşık  $z = 11.5$  m'de ayrılma meydana gelmekte ve konteynerin arka kısmında saatin tersi yönünde sirkülasyon bölgesi oluşmaktadır.

Konteyner içinde oluşan akış dağılımına konteyner uzunluğunun etkisini detaylı incelemek amacıyla, x-z düzlemi için de karşılaştırmalı sonuçlar elde edilmiştir. Şekil 19 ve 20'de konteynerin yarı yüksekliğinden ( $y = 1.25$  m) ve üfleme menfezinin ortasından ( $y = 2.41164$  m) geçen sanal

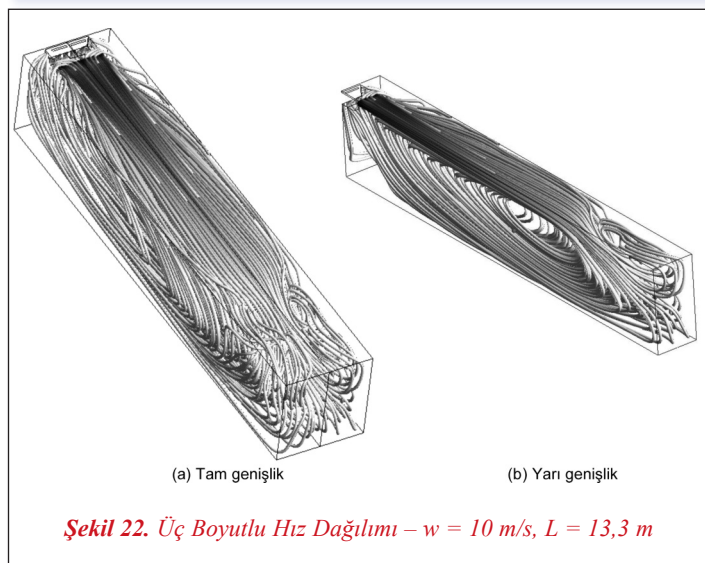
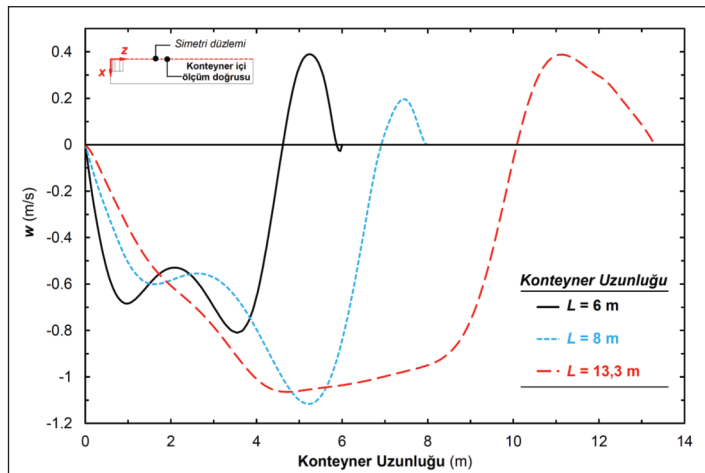




düzlemler üzerindeki akım çizgileri verilmektedir. Buna göre, x-z düzlemi üzerinde oluşan sirkülasyon yapıları hem konteyner uzunluğuna, hem de y konumuna bağlı olarak değişmektedir.  $y = 2.41164$  m düzlemi için 6 m ve 8 m uzunluklardaki konteynerler için tek bir sirkülasyon görülürken, uzunluğun 13,3 m'ye çıkmasıyla birlikte evaporatöre yakın bölgede ikincil bir sirkülasyon hücrelerinin bulunduğu gözlenmiştir. Bunun yanında, konteynerin orta yüksekliğinde tüm uzunluklar için iki sirkülasyon bölgesi oluşmakta, fakat sirkülasyonun etkin olduğu boyutlar büyük oranda değişiklik göstermektedir. Bu düzlem üzerinde oluşan yapıları göstermek için  $x = 0$ 'daki hız değişimi konteyner uzunluğu boyunca Şekil 21'de sunulmuştur. Buna göre, 6 m, 8 m ve 13,3 m uzunluğundaki konteynerler için akış ayrılması yaklaşık olarak  $z = 4$  m, 6 m ve 10 m'de gözlenmektedir. Ayrıca bu şekil yardımıyla sol taraftaki büyük sirkülasyon hücrelerinin saatin tersi yönünde dönerken, sağ kısımda kalan küçük sirkülasyonların saat yönünde olduğu anlaşılmaktadır.

Yukarıda değinilen sonuçlardan yola çıkarak konteyner uzunluğuna bağlı olarak akış yapısında önemli değişimler olduğu söylenebilir. Özellikle konteyner uzunluğunun 13,3 m olması durumunda akış yönünde de oluşan ayrılma hücresi sebebiyle dağılım oldukça karmaşık bir yapıdadır. Bu durumu gözlemek amacıyla Şekil 22'de üç boyutlu akım çizgileri tam ve yarım genişlikteki

konteyner durumları için gösterilmiştir. Konteynerin ön ve arka kısımlarında oluşan sirkülasyon hücrelerinin olarak farklı yönlerde değiştiği söylenebilir.



**Makale**

Bu iki karşılaştırma ele alındığında, konteyner uzunluğunun değişimi sirkülasyonun etkili olduğu bölgelerin konumunu, sirkülasyonun boyutunu ve de oluşan sirkülasyon bölgesinin sayısını etkilemektedir. Konteyner uzunluğu arttıkça, sirkülasyonun şiddeti azalmaktadır. Buna bağlı olarak konteyner uzunluğunun artması taşınım katsayısını azaltarak içerdeki ısı transfer hızını olumsuz yönde etkileyecektir. Konteyner uzunluğundaki değişimin toplam basınç düşümü üzerine etkisini gösterebilmek amacıyla basınç kaybı değeri Tablo 4'te sunulmuştur.

**Tablo 4. Konteyner Uzunluğunun Toplam Basınç Düşümüne Etkisi**

	Konteyner Uzunluğu		
	6 m	8 m	13,3 m
Toplam basınç düşümü, Pa	67,955	68,152	68,181

**4. DEĞERLENDİRME**

Yüksüz bir konteyner içerisindeki akış dağılımı farklı geometriler ve farklı üfleme hızlarında sayılar olarak incelenmiş yüksüz frigorifik kasanın akış dağılımları saptanmıştır. Elde edilen başlıca bulgular şu şekildedir:

- Farklı üfleme hızlarının tamamında konteynerin üfleme menfezinden belirli bir uzaklıkta akışın farklı düzlemlerde sirkülasyon yarattığı ve bu sirkülasyonların akışı bozduğu saptanmıştır,
- Oluşan sirkülasyonun konumunun akış hızına bağlı olarak değişmediği, ancak şiddetinin akış hızına bağlı arttığı saptanmıştır,
- Konteyner uzunluğu arttıkça, düşey düzlemde akışın üfleme noktasından  $z = 11,5$  m uzaklıkta konteyner üst yüzeyinden ayrıldığı ve bu ayrılmanın ikinci bir sirkülasyon yarattığı gözlenmiştir,
- Frigorifik kasa içerisindeki akışın düzgün olmasını sağlamak için oluşan sirkülasyonları giderici önlemlerin alınması gerçeği ortaya çıkmaktadır.

**KAYNAKLAR**

- [1] SMALE NJ, MOUREH J, CORTELLA G, "A Review of Numerical Models of Airflow in Refrigerated Food Applications", International Journal of Refrigeration, 29, 911-930, 2006.
- [2] CHEN Q, "Comparison of Different k-ε Models For Indoor Air Flow Computations", An International Journal of Computation and Methodology, 28, 353-369, 1995.
- [3] CHEN Q, "Prediction of Room Air Motion by Reynolds-Stress Models, Building and Environment", 31, 233-244, 1996.
- [4] HOANG ML, VERBOVEN P, BAERDEMAEKER J.De, NIKOLAI BM, "Analysis of the Air Flow in a Cold Store by Means of Computational Fluid Dynamics", International Journal of Refrigeration, 23, 127-140, 2000.
- [5] MOUREH J, MENIA N, FLICK D, "Numerical and Experimental Study of Airflow in a Typical Refrigerated Truck Configuration Loaded With Pallets", Computers and Electronics in Agriculture, 34, 25-42, 2002.
- [6] MOUREH J, FLICK D, "Wall Air-jet Characteristics and Airflow Patterns Within a Slot Ventilated Enclosure", International Journal of Thermal Sciences, 42, 703-711, 2003.
- [7] MOUREH J, FLICK D, "Airflow Pattern and Temperature Distribution in a Typical Refrigerated Truck Configuration Loaded with Pallets", International Journal of Refrigeration, 27, 464-474, 2004.
- [8] MOUREH J, FLICK D, "Airflow Characteristics Within a Slot-Ventilated Enclosure", International Journal of Heat and Fluid Flow, 26, 12-24, 2005.
- [9] MOUREH J, TAPSOBA S, DERENS E, "Air Velocity Characteristics Within Vented Pallets Loaded in a Refrigerated Vehicle With and Without Air Ducts", International Journal of Refrigeration, 32, 220-234, 2009.
- [10] JAMES SJ, JAMES C, EVANS JA, "Modelling of Food Transportation Systems – a review", International Journal of Refrigeration, 29, 947-957, 2006.
- [11] LEONARD BP, "A stable and accurate convective modelling procedure based on quadratic upstream interpolation", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 19, 59-98, 1979.
- [12] PATANKAR SV.1980, "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow", Taylor & Francis, New York.
- [13] LAUNDER BE, SPALDING DB, "Numerical computation of turbulent flows", Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering, 3, 269-289, 1974.