

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**VORTEKS TÜPÜN OPTİMİZASYONU VE
MODELLENMESİ**

MUSTAFA VELİOĞLU

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
ISI PROSES PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. SABİHA YILDIZ**

İSTANBUL, 2012

ÖNSÖZ

Bu çalışmada, vorteks tüplerin çeşitleri, çalışma prensibi ve vorteks tüp içerisinde gerçekleşen olaylara yer verilmiştir. Vorteks tüpte akışkan olarak hava ve karbondioksit gibi akışkanlar kullanılarak soğuk kütle oranına bağlı olarak sıcak ve soğuk çıkış basınç ve sıcaklık değerleri hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) sayesinde belirlenmiştir.

Bu çalışmaya esas oluşturan işlemlerin gerçekleştirilmesi sürecinde de HAD'nin sunduğu olanaklardan mümkün olduğunca yararlanılmaya çalışılmış, ele alınan vorteks tüp modeli için değerler tamamıyla sayısal çözüm sonuçlarına dayanılarak elde edilmiştir. 3000 iterasyon sonucunda elde edilen değerler sayesinde karşılaştırmalı olarak çeşitli grafikler çizilmiştir.

Burada incelenmiş olan vorteks tüp basit yapısı ve ekonomikliği sayesinde çeşitli ısıtma ve soğutma uygulamasında ve çeşitli proseslerde kullanılabilir.

Başta bu tez çalışmasını yürütürken bilgi birikiminden faydalandığım, bütün bu süre içerisinde yönlendirmeleriyle ve desteğiyle bana yardımcı olan saygıdeğer hocam Sayın Doç. Dr. Sabiha YILDIZ' a; maddi ve manevi olarak her zaman bana destek olan ve bu çalışmanın tamamlanmasında büyük payı olan aileme teşekkürlerimi sunarım.

Mart, 2012

Mustafa VELİOĞLU

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ.....	vii
KISALTMA LİSTESİ.....	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	x
ÖZET.....	xi
ABSTRACT	xii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	2
1.2 Tezin Amacı	4
1.3 Hipotez	4
BÖLÜM 2	
.VORTEKS TÜPLERİN ÇALIŞMA PRENSİPLERİ.....	5
BÖLÜM 3	
VORTEKS TÜPLERİN ÇESİTLERİ ve KULLANILAN AKIŞKANLAR	7
3.1 Karşıt Akışlı Vorteks Tüpler	7
3.2 Paralel Akışlı Vorteks Tüpler.....	8
3.3 Adyabatik Vorteks Tüpler	9
3.4 Adyabatik Olmayan Vorteks Tüpler	9
3.5 Vorteks Tüplerde Kullanılan Akışkanlar	9
3.6 Vorteks Tüplerin Konstrüksiyonu.....	10
3.6.1 Gövde	10
3.6.2 Giriş Lüleleri	11
3.6.3 Soğuk Uç Orifisi.....	11
3.6.4 Sıcak Çıkış Valfi	11

BÖLÜM 4

VORTEKS TÜPLERİN KULLANIM ALANLARI	12
4.1 Isıtma ve Soğutma Uygulamaları	12
4.2 Gazların Sıvılaştırılması	13
4.3 Gaz Karışımlarının Ayırıştırılması	13
4.4 Düşük Sıcaklıklı Uygulamalar	13
4.5 Diğer Uygulama Alanları	14

BÖLÜM 5

SAYISAL YÖNTEMLER	15
5.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)	15
5.1.1 Çözüm Adımları	17
5.1.2 Yönetici Denklemler	18
5.1.3 Türbülans Modelleri	19
5.1.3.1 Standart k- ϵ Modeli	21
5.1.4 Ayırıklaştırma	22
5.1.5 Cebirsel Denklemlerin Sayısal Çözümü	24

BÖLÜM 6

VORTEKS TÜPE BİR SAYISAL ÇÖZÜM UYGULAMASI.....	25
6.1 Giriş	25
6.2 Vorteks Tüpteki Basınç Dağılımının İncelenmesi.....	30
6.3 Vorteks Tüpteki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi.....	38
6.4 Vorteks Tüpteki Giriş Basınç Etkisini İncelenmesi.....	47
6.5 Vorteks Tüplerin Termodinamiğin 1. Yasasına Göre Analizi.....	51

BÖLÜM 7

SONUÇLAR VE ÖNERİLER.....	56
KAYNAKLAR	57
ÖZGEÇMİŞ	59

SİMGE LİSTESİ

L	Vorteks tüp uzunluğu
D	Vorteks tüpün çapı
(D')	Durgunluk noktası
d_{tapa}	Tapa çapı
d	Orifis çapı
c_{S1}, c_{S2}, c_{μ}	k - ε türbülans modeli sabitleri
k	Türbülans kinetik enerjisi
\bar{k}	Zaman ortalaması alınmış türbülans kinetik enerjisi
Re	Reynolds sayısı
$u_{i,j,k}$	Hızın i, j, k bileşenleri
x, y, z	Üç boyutlu kartezyen koordinat sistemi eksenleri
δ_{ij}	Kronecker delta
μ_t	Türbülans viskozitesi
ν	Kinematik viskozite
ρ	Yoğunluk
τ	Kayma gerilmesi
h_g	Giriş entalpisi
h_c	Soğuk akışkanın entalpisi
h_h	Sıcak akışkanın entalpisi
T	Giriş sıcaklığı
P	Giriş basıncı
T_c	Soğuk çıkış sıcaklığı
T_h	Sıcak çıkış sıcaklığı
y_c	Soğuk kütle oranları
c_p	Özgül ısı
θ	Tapanın koniklik açısı
m_t	Toplam akışkan kütlesi
$m_{\text{soğuk}}$	Soğuk akışkan kütlesi

KISALTMA LİSTESİ

SAD	Student Academic Development
HAD	Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği
CNC	Computer Numerical Control
3ddp	3-dimensions double precision
DES	Detached Eddy Simulation
DNS	Direct Numerical Simuli
LES	Large Eddy Simulation
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes
RSM	Reynolds Stress Model
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2. 1 Akışın vorteks tüpe teğetsel olarak girmesi	5
Şekil 2. 2 Karşıt akışlı vorteks tüpün yapısı.....	6
Şekil 3. 1 Vorteks tüplerin çalışma karakterstşklerşne göre sınıflandırılması.....	7
Şekil 3. 2 Karşıt akışlı bir vorteks tüpteki akış	8
Şekil 3. 3 Paralel akışlı bir vorteks tüp.....	9
Şekil 6. 1 Vorteks tüpünde meydana gelen akış hareketleri (axisymmetric swirl)	27
Şekil 6. 2 Vorteks tüpünde meydana gelen akış hareketleri (axisymmetric)	27
Şekil 6. 3 Hız vektörleri	28
Şekil 6. 4 Çözümlemenin yapıldığı vorteks tüp (L/D = 10, tapa açısı 60°)	28
Şekil 6. 5 Çözümlemenin yapıldığı 3 boyutlu vorteks tüp (L/D = 10, tapa açısı 60°). 29	
Şekil 6. 6 Çözümlemenin yapıldığı 3 boyutlu vorteks tüpün kesiti (L/D = 10, tapa açısı 60°).....	29
Şekil 6. 7 Soğuk çıkış basınç değerine bağlı hava için soğuk kütle oranı.....	30
Şekil 6. 8 Soğuk çıkış basınç değerine bağlı karbondioksit için soğuk kütle oranı	31
Şekil 6. 9 Soğuk çıkış basınç değerine bağlı hava ve karbondioksit için soğuk kütle oranı	32
Şekil 6. 10 Sıcak çıkış basınç değerine bağlı hava için soğuk kütle oranı	34
Şekil 6. 11 Sıcak çıkış basınç değerine bağlı karbondioksit için soğuk kütle oranı	35
Şekil 6. 12 Sıcak çıkış basınç değerine bağlı hava ve karbondioksit için soğuk kütle oranı	36
Şekil 6. 13 Soğuk kütle oranına bağlı hava için soğuk çıkış sıcaklık değişimi (L/D = 10)	38
Şekil 6. 14 Soğuk kütle oranına bağlı hava için soğuk çıkış sıcaklık değişimi (L/D = 20)	39
Şekil 6. 15 Soğuk kütle oranına bağlı hava için soğuk çıkış sıcaklık değişimi (L/D = 10) (L/D = 20)	40
Şekil 6. 16 Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcak çıkış sıcaklık değişimi (L/D = 10)	42
Şekil 6. 17 Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcak çıkış sıcaklık değişimi (L/D = 20)	43
Şekil 6. 18 Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcak çıkış sıcaklık değişimi (L/D = 10) (L/D = 20).....	44
Şekil 6. 19 Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcaklık farkı değişimi (L/D =10).....	46
Şekil 6. 20 Giriş basıncına bağlı hava için sıcak çıkış sıcaklık değişimi	47

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 5. 1 Bazı türbülans modelleri	20
Çizelge 6. 1 Soğuk çıkış basınç değerleri.....	33
Çizelge 6. 2 Sıcak çıkış basınç değerleri	37
Çizelge 6. 3 Soğuk çıkış sıcaklık değerleri	41
Çizelge 6. 4 Sıcak çıkış sıcaklık değerleri	45
Çizelge 6. 5 Giriş basıncı değişimi ile soğuk çıkış sıcaklık değerleri	48
Çizelge 6. 6 Giriş basıncı değişimi ile sıcak çıkış sıcaklık değerleri	50
Çizelge 6. 7 Hesaplanan ve kanul edilen giriş sıcaklığı değerlerinin karşılaştırılması (kinetik enerji ihmal edildiğinde)	53
Çizelge 6. 8 Hesaplanan ve kabul edilen giriş sıcaklığı değerlerinin karşılaştırılması (kinetik enerji ihmal edilmediğinde)	55

VORTEKS TÜPÜN OPTİMİZASYONU VE MODELLENMESİ

Mustafa VELİOĞLU

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Sabiha YILDIZ

1933 yılında Ranque tarafından keşfedilen, genellikle Ranque-Hilsch Vorteks Tüp olarak bilinen tüpler günümüzde birçok alanda kullanılmaktadır.

Kullanılan Fluent kodlu paket programda Standart k-epsilon türbülans modeli seçilmiştir. Çalışmada, sıcak çıkış tarafındaki tapa açısının, L/D oranının vorteks tüpünde soğuk ve sıcak çıkış basınç ve sıcaklık değerlerine etkisi incelenmiştir. Hava ve karbondioksit gazları kullanılmıştır.

Giriş basıncı 300 kPa ve 294 K sıcaklık değeri seçilmiş, akışkan kütlesi 0.02 kg/s olarak belirlenmiştir. Soğuk kütle oranları 0.3, 0.5, 0.6, 0.7 ve 0.8 alınarak bu değerler sabit tutulup iterasyonlar sonucu soğuk ve sıcak çıkış sıcaklık ve basınç değerleri elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Vorteks Tüp, Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği

ABSTRACT

VORTEX TUBE OPTIMIZATION AND MODELIZATION

Mustafa VELİOĞLU

Department of Mechanical Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Sabiha YILDIZ

It was discovered by Ranque at 1933, these tubes, which are widely known as "Ranque-Hilsch Vortex Tube, using lots of the places nowadays.

In the Fluent coded packet program, the Standard k-epsilon turbulence model is selected.

In this study, the effect of plu angle at the hot outlet section, the length to diameter (L/D) ratios and the inlet pressure of a vortex tube, hot and cold exit pressure and temperature values examined. Air and carbon dioxide gases are used.

The inlet pressure and temperature selected as 300 kPa pressure and 294 K temperature and the mass flow rate is selected as 0.02 kg/s. The cold mass fractions are selected as 0.3, 0.5, 0.6, 0.7 and 0.8 values are fixed, the result of the iterations the cold and hot exits pressure and temperature values are obtained.

Keywords: Vortex Tube, Computational Fluid Dynamics

**YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY
GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE**

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Tornado gibi bir eksen etrafında dönen akışkan vorteks olarak adlandırılmaktadır. Vorteks tüpleri, sadece basınçlı gaz ile çalışan, kontrol vanası hariç hiçbir hareketli parçası olmayan basit bir mekanik cihazdır. Bu basit mekanik cihaz, tüpe teğetsel olarak giren yüksek basınçlı gaz akımını biri giriş gazından daha sıcak diğeri giriş gazından daha soğuk düşük basınçlı iki akıma ayırmaktadır.

Vorteks tüplerin avantajları şu şekilde sıralanabilir;

1. Basit geometriye sahiptirler ve imalatları kolaydır.
2. Ebatları küçük ve hafiftir.
3. Hareketli mekanik elemanları yoktur ve sızdırmazlık elemanı kullanılmasını gerektirmezler.
4. Hareketli elemanları olmadığından minimum aşınma ve erozyon oluşur.
5. Kullanılması emniyetli ve portatiftir.
6. İlk yatırım ve bakım maliyetleri düşüktür.
7. Rejime gecikmesiz olarak ulaşırlar.
8. Fanlar, ısı değıştiriciler, soğutkan, sızıntı oluşturabilen borular veya tesisat malzemeleri gerektirmezler ve defrost işlemine gereksinim duymazlar.
9. Ekolojik açıdan zararsızdırlar.
10. Elektriksel ve kimyasal güç gerektirmezler.

Vorteks tüplerin dezavantajları şu şekilde sıralanabilir;

1. Düşük ısı verime sahiptir.
2. Gürültü seviyeleri yüksektir.
3. Hazır basınçlı gaz kaynağı gerektirir [1].

1.1 Literatür Özeti

Vorteks etkisini ilk keşfeden ve bu konuda ilk çalışmayı gerçekleştiren, bir metalurjist ve fizikçi olan Fransız bilim adamı G.Ranque, çalışmasını 1933 yılında yayınlamış ve vorteks etkisi üzerine çalışan “Vortec” adındaki ilk ticari firmayı kurmuştur. Fakat bilim ve mühendislik toplulukları Ranque’ nin çalışmasına ilgisiz ve şüpheli yaklaşmışlardır [2], [3].

Vorteks tüpü ile ilgili diğer bir çalışma, 1946 yılında Alman mühendis Rudolf Hilsch tarafından vorteks soğutma olayı incelendiğinde gerçek ilgiye ve başarıya ulaşılmıştır. Hilsch tüpün soğuk çıkışı üzerine bir diyafram yerleştirmiş ve cihazın verimliliğini arttırmaya yönelmiştir. Ayrıca bir hidrojen sıvılaştırma tesisinde vorteks tüple soğutma olayını başarılı bir şekilde uygulandığını belirtmiştir [2], [4].

Vorteks tüpler ilk olarak Ranque tarafından bulunduğu ve detayları ile Hilsch tarafından geliştirildiği için literatürde “Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü” olarak isimlendirilir.

Vorteks tüpün ürettiği sıcak akışın verimliliğini arttırmaya çalışan Borisenko ve Gulyaev ayrı ayrı yaptıkları çalışmalarda sıcak vorteks tüpün gövdesi içinde 3° derecelik bir konik açının cihazın performansında optimum değeri sağladığını savunmuşlardır [2].

Deneysel verilerden yararlanılarak karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüpü sıcak çıkış tarafındaki tapa uç açısının performansa etkisi yapay sinir ağı ile modellenmiştir. Giriş ve çıkış akımlarının hız ve sıcaklık ölçümleri kullanılarak vorteks tüpün sıcak çıkış tarafındaki tapa uç açısının 60° olduğu zaman en iyi performans elde edilmiştir. Tapa uç açısının azalmasıyla vorteks tüpün performansı artmıştır [5].

Karşıt akışlı bir vorteks tüpte enerji ayrışma mekanizması ve akış olayını incelemek için SAD modelini kullanmışlardır. Modelden elde edilen sonuçlar oda sıcaklığındaki basınçlı hava ile çalışan vorteks tüpünden elde edilen sonuçlarla karşılaştırılmıştır [6].

Bugüne kadar vorteks tüpteki sıcaklık dağılımı ile ilgili birçok teori vardır. Gutsol sıcaklık dağılımının türbülans etkisiyle olduğunu ileri sürmüştür. Sıcaklık dağılımının teğetsel

hızlardan meydana geldiğini söylemiştir. Bazı araştırmacılar ise tüp uzunluğunun, giriş sıcaklık ve basıncının, soğuk çıkış orifisinin çapının sıcaklık dağılımı ve soğutma veriminde etkili olduğunu söylemişlerdir. Sıcaklık dağılımı ile ilgili AMS ve k-epsilon modellerinde yapılan çalışmalarda tüp boyunca sıcaklık dağılımının benzer olduğu fakat girişte sıcaklık dağılımında farklılıklar olduğu belirlenmiştir [7].

Zin, Hansske ve Ziegler “Energy Research Journal” da yayınlanan makalelerinde Fluent programı ile vorteks tüpte L/D oranının karşıt akışlı vorteks tüplerinde etkisi incelenmiştir. Vorteks tüp içerisindeki akışkan enerji transferinden sonra bir durma noktasından itibaren ters yönde hareket ederek soğuk çıkış tarafından çıkmaktadır. Tüp içerisindeki hız ve basınç değişimleri gözlenmiştir. Durma noktasının tüp uzunluğu ile ilgili olmadığını belirtmişlerdir [8].

SAD modeli kullanarak buldukları performans sonuçlarını ticari olarak mevcut bir vorteks tüpünde yaptıkları deney sonuçları ile karşılaştırmışlardır. SAD modeli olarak, standart ve k-epsilon türbülans modellerine dayanan iki boyutlu, sürekli aksel simetrik bir model kullanmıştır. Model ile enerji ayrışması hesaplanmış ve soğuk kütleli akış oranına göre maksimum enerji ayrışması çalışma noktası belirlenmiştir. SAD yöntemlerinin vorteks tüp dizaynında ve vorteks tüplerin yeni uygulamalarda kullanılmasının belirlenmesinde başarılı bir şekilde kullanılabileceği gösterilmiştir [2].

Deneysel verilerden yararlanılarak karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüpü sıcak çıkış tarafındaki tapanın hareketinin performansa etkisi yapay sinir ağı ile modellenmiştir. En iyi performans değerleri tapanın hareketinin tam sıcak çıkış konumunda olduğu deneysel olarak belirlenmiştir [9].

Adyabatik olmayan vorteks tüpler ile ilgili araştırmalar yapan Azarov, adyabatik vorteks tüplerin adyabatik olmayan vorteks tüplere nazaran daha verimli olduklarını belirtmektedir [10], [2].

Vorteks tüpündeki ısı transfer karakteristiklerini soğuk ve sıcak akımların kütleli debisi, giriş lülelerinin alanı, soğuk orifis alanı, sıcak çıkış alanı ve L/D oranına bağlı olarak incelemiştir [11]

1.2 Tezin Amacı

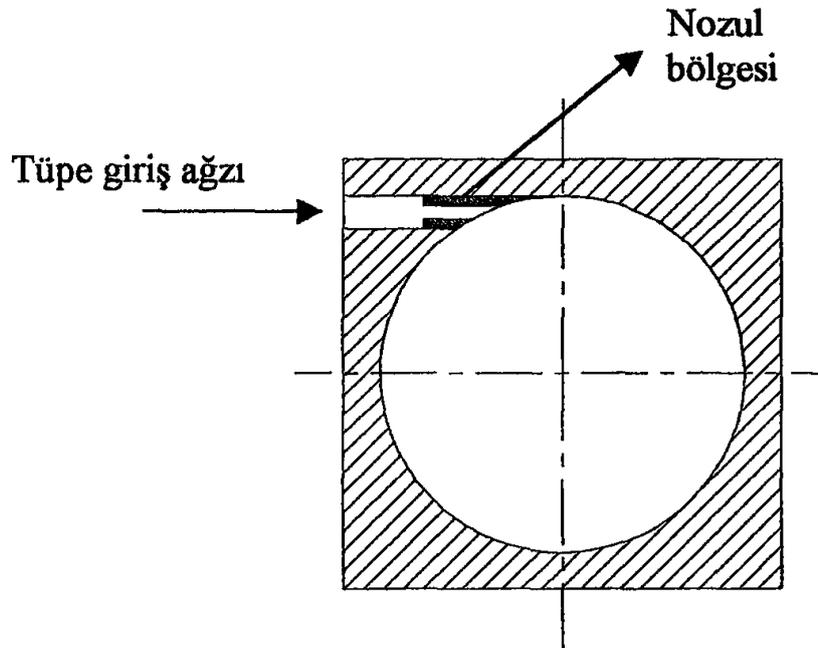
Bu çalışmada vorteks tüpü içerisinde meydana gelen ısı transferi ve akış sayısal yöntemlerle incelenmiştir. Sayısal çözüm sonuçlarından faydalanarak vorteks tüplerinde optimizasyon yapılması amaçlanmaktadır. Soğutma durumu için soğuk kütle oranı yüksek ve soğuk çıkış sıcaklığı düşük, ısıtma durumu için ise sıcak çıkış sıcaklığı yüksek olan vorteks tüpü modeli araştırılmıştır. Sayısal modelde parametreler giriş basıncı ile sıcak çıkış ve soğuk çıkıştaki basınç ve sıcaklık değerleri olarak alınmıştır. Akışkan olarak hava ile karbondioksit incelenmiştir.

1.3 Hipotez

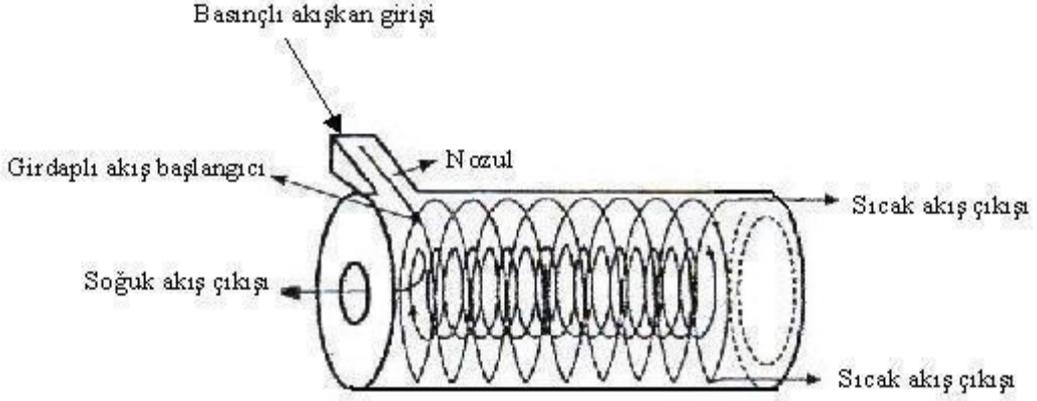
Vorteks tüpünde farklı sıcaklıklarda soğuk ve sıcak olmak üzere iki farklı akışkan elde edilir. Soğuk ve sıcak akışkanın sıcaklığını etkileyen birçok parametre vardır. Vorteks tüpün boyu, boyunun çapına oranı, nozul sayısı, akışkanın vorteks tüpe girişteki hızı, giriş açısı ve giriş basıncı bunlardan bazılarıdır. Bu çalışmadaki, sayısal çözümlemede giriş basıncının sabitlenerek soğuk ve sıcak basınçların aynı anda artırılması sonucunda vorteks tüpünün çalışma performansı irdelenmiştir. Sistemde enerji ayrışımı olduğundan sistemin performansı sıcak akışkan ile soğuk akışkan arasındaki sıcaklık farkına bağlıdır. Vorteks tüpünün sayısal çözümlenmesinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılmıştır.

VORTEKS TÜPLERİN ÇALIŞMA PRENSİPLERİ

Vorteks tüpü ile iki farklı sıcaklıkta akışkan elde edilmesinin temel prensibi, iki farklı açısız hızlarda dönen akışlar arasında, gerçekleşen mekanik enerji transferidir. Basıncı bir akışkan vorteks tüpüne, tüpün giriş ağzında yer alan nozuldan geçerek Şekil 2.1’de görüldüğü gibi vorteks tüpüne teğetsel olarak girer. Tüp girişinde nozul kullanılmasının sebebi, basıncın düşürülerek hızın artmasını sağlamaktır. Nozul sonrası hız, tüpe giren basınçlı akışkana bağımlı olarak tüpün silindirik yapısından dolayı dönmeye başlar. Çok yüksek açısız hızlarda dönen akış merkezkaç kuvvetin etkisi ile tüp yüzeyine doğru açılmaya zorlanır. Bu etki neticesinde tüp merkezindeki akışkan ile tüp yüzeyinde akışkan arasındaki basınç farkı oluşur.



Şekil 2. 1 Akışın vorteks tüpe teğetsel olarak girmesi [2], [12].



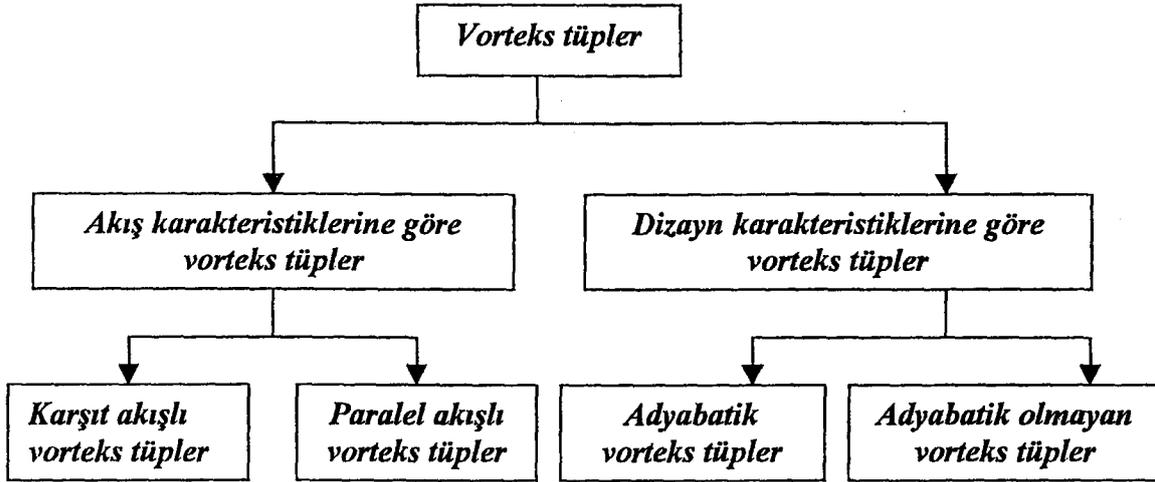
Şekil 2. 2 Karşıt akışlı vorteks tüpün yapısı [2], [12].

Tüp yüzeyi ile tüp merkezi arasında oluşan basınç farkı nedeni ile akış radyal yönde merkeze doğru genişler. Merkeze gelen akışın açısal hızı, açısal momentumun korunumu ilkesi gereğince tüp yüzeyindeki akışın açısal hızından daha yüksek değerlere ulaşır. Bu sebepten dolayı tüp içerisinde iki farklı hızda dönen iki akış oluşur. Merkezdeki akış daha yüksek hıza sahip olduğundan yüzeydeki akışı ivmelendirmeye çalışır. Bu durumda merkezdeki akış yüzeydeki akışa mekanik enerji transferi gerçekleştirir. Mekanik enerjisinde azalma olan merkezdeki akış soğuk akış, tüp cidardaki sürtünme etkisi ve merkezdeki akıştan aldığı mekanik enerjiden dolayı tüp yüzeyindeki akış sıcak akıştır.

Karşıt akışlı vorteks tüp, soğuk akış sıcak akışın çıktığı uca yerleştirilmiş olan vananın etkisi ile bir durgunluk noktasından sonra akış geriye doğru yönelir. Bu sayede tüpün bir ucundan sıcak akış diğer ucundan ise soğuk akış elde edilir.

Akışkanların birbirlerine göre ters istikametlerde tüpü terk etme nedeni ile bu tür tüpler “karşıt akışlı vorteks tüpler” olarak isimlendirilir. Bundan farklı olarak birde “paralel akışlı vorteks tüpler” vardır. Bu cihazlarda tüpün ucu tamamen kapatılmıştır. Açık bırakılan diğer uçtan hem sıcak hem de soğuk akış alınır. Bu iki akışı birbirinden ayırmak için tüp çıkışına bir aparat yerleştirilmiştir.

VORTEKS TÜPLERİN ÇEŞİTLERİ ve KULLANILAN AKIŞKANLAR

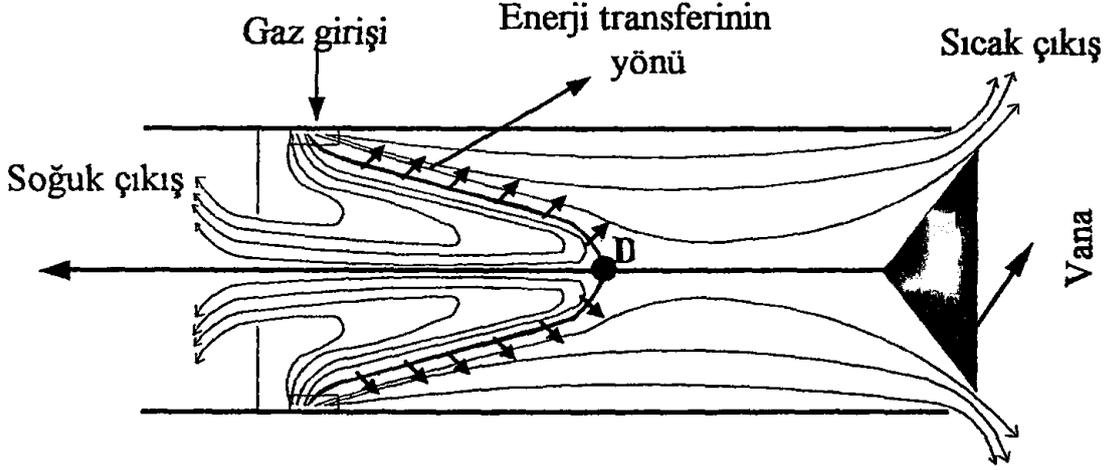


Şekil 3. 1 Vorteks tüplerin çalışma karakteristiklerine göre sınıflandırılması [2], [10].

3.1 Karşıt Akışlı Vorteks Tüpler

Karşıt akışlı vorteks tüplerde, yüksek basınçlı gaz silindirik boru şeklinde olan vorteks tüpünün bir ucunun yakınından bir veya daha fazla teğetsel lüleden tüpe teğetsel olarak girmektedir. Bu giren gaza vorteks hareketi kazandırır. Tüpün lüleden uzakta olan bölümünde bir valf bulunur. Bu valf genellikle ekseni tüp eksenine aynı olan konik bir tıkaçtır. Bu uç, tüpün sıcak ucu olarak adlandırılır. Borunun lüle bulunan ucunda bir dairesel orifis bulunur. Orifisin çapı borunun çapından küçüktür. Borunun bu ucuna soğuk uç adı verilir.

Tüpe teğetsel olarak giren yüksek basınçlı gaz bir durma noktasından itibaren iki kısma ayrılarak soğuk gaz soğuk uçtan, sıcak gaz sıcak uçtan çıkar.

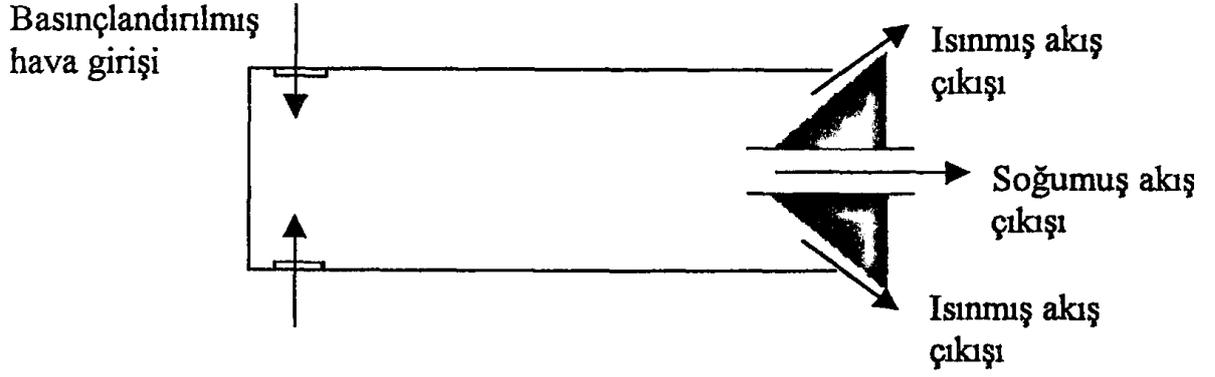


Şekil 3. 2 Karşıt akışlı bir vorteks tüpteki akış [2], [13].

Karşıt akışlı vorteks tüpler endüstride en çok kullanılan vorteks tüpüdür. Tüpe teğetsel olarak giren bir basınçlı akış, bir durgunluk noktasından (D') itibaren iki kısma ayrılarak tüpü farklı uçlardan terk eder. Durgunluk noktası olarak tarif edilen izafi noktanın yerinin tam olarak belirlenmesi zor bir durum olarak nitelendirilebilir. Çünkü tüpe uygulanan akışın basınç değerinin ve tüp geometrisinin değişmesi gibi birçok parametrenin değişmesi bu noktanın yerini değiştirir. Tüpün sağ ve sol ucunun atmosfere açık olması ve tüp cidarındaki akışın basıncının, tüpün merkezine radyal yönde ilerleyen merkez akışın basıncından yüksek olması bir noktadan itibaren akışın geri yönelmesini sağlayan faktörlerdir [2].

3.2 Paralel Akışlı Vorteks Tüpler

Paralel akışlı vorteks tüpler tek bir çıkış açıklığına sahiptir ve lülenin bulunduğu uç tamamen kapalıdır. Tüm akış lülenin uzağında bulunan diğer uçtan tüpü terk eder. Soğuk akışkan tüpün ortasındaki delikten, sıcak akışkan ise çevresel yoldan tüpü terk etmektedir. Paralel akışlı vorteks tüplerde soğuk akışın bir durgunluk noktasından sonra geri yönelmesi söz konusu değildir. Bu tüplerde çıkış da kullanılan aparatın ileri geri hareket ettirilmesiyle tüpün sıcak ve soğuk akış sıcaklıklarının değişmesi sağlanır.



Şekil 3. 3 Paralel akışlı bir vorteks tüp [2], [12].

Paralel akışlı vorteks tüpler akışlar içinde oluşabilecek dağılımlar sebebi ile sıcak ve soğuk akışın birbirine belli oranlarda karışması ve akışkanların sıcaklıklarının olumsuz yönde etkilenmesi muhtemel olduğundan genellikle tercih edilmez.

3.3 Adyabatik Vorteks Tüpler

Gövdesi üzerinden çevre atmosfere ısı transferinin ihmal edildiği vorteks tüplere adyabatik vorteks tüpler denir.

3.4 Adyabatik Olmayan Vorteks Tüpler

Gövdesi üzerinden çevre atmosfere ısı transferinin olduğu vorteks tüplere adyabatik olmayan vorteks tüpler denir.

3.5 Vorteks Tüplerde Kullanılan Akışkanlar

Vorteks tüplerinde basınçlı akışkan olarak genellikle hava kullanılmakta ve oldukça düşük sıcaklıklar elde edilebilmektedir. Bunun yanında, buhar, hidrokarbonlar ve diğer gazların kullanıldığı çalışmalar da mevcuttur. Genel olarak, vorteks tüpün veriminin ıslaklık oranının artmasıyla azaldığı ve buhar ile hidrokarbonlar kullanıldığında elde edilen sonuçların havaninkine büyük oranda benzediği ifade edilebilir.

Buharın performansı hava kullanıldığı zamanki performansa çok benzerdir ve sıcak ve soğuk akımlar arasında esaslı bir ayrışma için havadan daha büyük bir giriş depo basıncı gereklidir.

Metanın performansı hava kullanıldığı zamanki performansa çok benzerdir. Vorteks tüpler, doğalgaz içerisindeki nemin ve diğer maddelerin yoğunlaştırularak alınması amacıyla kullanılabilir.

Oksijen kullanıldığında ise, soğuk akışkanın sıcaklık performansı havaya göre daha yüksek olmaktadır. Havanın içinde bulunan oksijen gazı miktarı artırılırsa, vorteks tüplerindeki soğutma performansları daha da artabilir.

Helyum kullanıldığında ise, soğuk gazın gerçek sıcaklık düşümünün maksimum sıcaklık düşümüne oranı çalışma koşullarından ve tüpte kullanılan akışkan tipinden bağımsızdır.

Su ise, dikkate değer bir sıcaklık ayrışma olayının gerçekleşmesi için çok yüksek giriş basınçları gereklidir. Net soğutma olmamasına rağmen, enerji ayrışması viskoz etkilerden kaynaklanıyor görünmektedir [14].

3.6 Vorteks Tüplerin Konstrüksiyonu

Vorteks tüplerin temel elemanları gövde, giriş lüleleri, soğuk uç orifisi ve sıcak uç kontrol valfidir.

3.6.1 Gövde

Silindirik şekle sahip olan vorteks tüpünün gövdesi çeşitli malzemelerden imal edilmektedir. Bu malzemeler çelik, alüminyum, pirinç, perspeks gibi malzemeler kullanılmaktadır.

Çelik, ticari vorteks tüplerin gövdesi mukavemeti ve esnekliği nedeniyle genellikle çelikten imal edilmektedir. İyi bir ısı iletkeni olduğu için tüpün verimi azalmaktadır.

Pirinç, ısı iletim katsayısı yüksektir. Bu yüzden çevreye yüksek ısı kaybına neden olur ve tüpün verimini azaltır.

Perspeks, şeffaf olması, yüksek basınca dayanabilecek mukavemette olası ve ısı iletim katsayısı düşük olduğundan dolayı çok fazla kullanılan bir malzemedir.

Yapılan araştırmalar sonucu vorteks tüp malzemesinin pürüzsüz olması gerektiği, ısı iletim katsayısı düşük malzemelerin kullanılması vorteks tüpün yalıtılması ve basınca dayanıklı malzemeler kullanılmalıdır [14].

3.6.2 Giriş Lüleleri

Vorteks tüpüne, basınçlı akışkan giriş lülelerinden geçerek teğetsel olarak girer. Lülelerin fonksiyonu, basınçlı akışkanın tüpe girişini sağlamak ve giriş hızını artırmaktır. Lüle şekli, sayısı ve çapı performansa önemli ölçüde etki yapmaktadır [14].

Maksimum performans için akışkan lüleler sayesinde vorteks tüpüne tamamen teğetsel girmeli, lüle çapı arttıkça performansın arttığını, optimum lüle sayısı bulunduğunu ve bu sayının tüpün geometrisine, çalışma koşullarına bağlıdır.

3.6.3 Soğuk Uç Orifisi

Vorteks çapından daha küçük çapa sahiptir ve dairesel bir orifisdir. Optimum orifis çapı $0,4 < d/D < 0,6$ aralığında olmaktadır [14].

3.6.4 Sıcak çıkış valfi

Vorteks tüpe giren basınçlı akışkanın bir kısmı sıcak çıkış ucunda bulunan valf vasıtasıyla tüpten çıkmaktadır. Valfin ayarlanması ile sıcak çıkış debisi artırılıp azaltılmakta ve bu sayede soğuk uçtan çıkan akışkanın debisi ve sıcaklığı ayarlanabilmektedir.

VORTEKS TÜPLERİN KULLANIM ALANLARI

Vorteks tüplerinin giriş kısmında belirtildiği gibi birçok avantajlara sahip olmaları bunları endüstriyel uygulamalar için cazip yapmaktadır. Kompaktlık, güvenilirlik ve düşük cihaz maliyetlerinin temel faktörler olduğu alanlarda vorteks tüpleri, birçok uygulama alanı bulmaktadır.

4.1 Isıtma ve Soğutma Uygulamaları

Oluşturdukları ısıl ayrışma, vorteks tüplerin ısıtma ve soğutma gereksinimi gösteren uygulamalarda geniş bir kullanım alanı bulmasını sağlamaktadır. Şüphesiz ki uygulama alanı, tüpten elde edilebilecek ısıtma ve soğutma kapasitesine son derece bağlıdır. Vorteks tüplerin verimi, geleneksel soğutma cihazlarına göre oldukça küçük olmasına rağmen, düşük ilk yatırım maliyetleri bu dezavantajı giderebilmektedir. Eğer, hazır bir basınçlı gaz ikmal kaynağı var ise gerekli olan ısıtma ve soğutma hemen hemen maliyetsiz olarak sağlanabilir. Vorteks tüpler, çeşitli ısıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır.

- Yüksek sıcaklıklı reaktörlerin soğutulmasında.
- Uçaklar, uzay araçları ve madenlerin soğutulmasında.
- Elektronik devrelerin ve kontrol elemanlarının soğutulmasında.
- Kimyasal analizlerde numunelerin soğutulmasında.
- İtfaiyeci elbiselerinin soğutulmasında.
- Çiğ noktası ölçüm cihazlarında soğutma kaynağı olarak.
- Roketlerin tepki kuvvetinde sıcaklığı artırmak için ısı kaynağı olarak.
- Lokal ısınmanın olduğu alanlarda soğutma (spot soğutma).

Spot soğutma uygulamalarına örnek olarak, kesici takım ve taşlama taşlarının soğutulması, sürekli kaynak yapan ve ısınan punto kaynak cihazlarının uçlarının soğutulması, bilgisayar ünitelerinin ve CNC cihazlarının devrelerinin soğutulması, termal kameraların merceklelerinin soğutulması verilebilir.

4.2 Gazların Sıvılaştırılması

Bilimsel araştırma ve mühendislikle ilgili birçok işlem, kriyojenik sıcaklıklarda (-100 °C' nin altında) gerçekleşir ve sıvılaştırılmış gazların kullanılmasına dayanır. Bu nedenle, gazların sıvılaştırılması soğutma uygulamalarının her zaman önemli bir bölümünü oluşturmuştur. Tüm gaz sıvılaştırma problemlerinin yöntemlerinde temel ilke, gazı, doyma bölgesinde termodinamik bir hale getirmektir. Yüksek kaynama noktalarına sahip gazların (hidrokarbonların alkali serisi gibi) sıvılaştırılmasında kaskat geleneksel soğutma sistemleri kullanılır. Vorteks tüpleri düşük performansları nedeniyle gazların sıvılaştırılması prosesinde geleneksel soğutucu olarak kullanılmazlar. Bunun yerine, kriyojenik sistem tasarımlarında genleşme motoru olarak kullanılırlar.

4.3 Gaz Karışımlarının Ayrıştırılması

Vorteks tüpler, birçok gaz karışımlarının ayrıştırılması işlemlerinde kullanılmaktadır.

- Doğalgazdan ağır hidrokarbonların ayrıştırılmasında.
- Doğalgazdan ve baca gazından karbondioksit ayrıştırılmasında.
- Havanın ayrıştırılmasında.
- Uranyum izotoplarının ayrıştırılmasında.

4.4 Düşük Sıcaklıklı Uygulamalar

Vorteks tüplerin kademeli olarak kullanılmasıyla çok düşük sıcaklıklara erişebilmek mümkün olmaktadır. Kaskat sistemler olarak adlandırılan bu sistemlerde bir tüpten çıkan soğuk akış diğer tüpün giriş ağzına bağlanmakta ve böylece çok düşük sıcaklıklar elde edilebilmektedir.

Vorteks tüplerin düşük sıcaklıklı uygulamalarda kullanılmasına ait bazı örnekler şunlardır

- Gıda maddelerinin soğutulması ve dondurulması.

- Yapay kar üretimi için tohum olarak işlev gören buz kristallerinin üretimi.
- Gazların nemini giderme işlemi.
- Elektronik kontrol kabinlerinin soğutulması.
- Sıcaklık sensörlerinin test edilmesi.

4.5 Diğer Uygulama Alanları

Vorteks tüpler yukarıda anlatılan uygulama alanları dışında şu alanlarda da kullanılmaktadır.
(i) Gaz endüstrisinde kurutma amacıyla kullanılması (ii) Kar Üretimi [14].

SAYISAL YÖNTEMLER

5.1 Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD)

Akışkanlar dinamiği ve ısı transferinde kullanılan temel denklemler kısmi türevler içeren, lineer olmadığından analitik çözümü genellikle henüz mümkün olmayan denklemlerdir. Belirli şartlar altındaki bir akışkanın davranışının öngörülebilmesi için bu temel denklemler üzerinde birtakım basitleştirici ön kabuller yaparak teorik çözüm bulunabilir. Fakat tahmin edilebileceği gibi bu, gerçek durumla birebir örtüşmez. Bu durumda akışkanlar mekaniği uygulamalarında karşılaşılan problemlerin analiz edilebilmesi için eşzamanlı olarak iki yol izlenmekteydi: Deneysel ve teorik.

Deneysel akışkanlar dinamiğinin temeli 17. yüzyılda Fransa ve İngiltere' de atılmıştır. 18. ve 19. yüzyıllarda da akışkanlar dinamiği teorisinde ilerlemeler kaydedildi. Sonuç olarak akışkanlar dinamiği uygulamaları üzerinde yapılan çalışmalar bir yanda salt teori, diğer yanda da deneysel sonuçların karşılaştırılmasından oluşuyordu. 1960'lara kadar, araştırma çalışmaları bu iki ayrı esas üzerinden yürütülmekteydi. Fakat deneysel çalışmaların maliyetinin yüksek olması ve kurulumunun zaman alması gibi olumsuzlukların yanında, deney düzeneğinde bazı ortam şartlarının sağlanması da imkansızdı (örneğin çok yüksek sıcaklık veya yüksek Mach sayısı gibi şartlar altında bir rüzgar tüneli) [15].

Bugün, yüksek işlem hızı ve kapasitesine sahip bilgisayarların ve aynı zamanda fizik problemlerinin çözümünde daha doğru sonuç veren sayısal algoritmaların ortaya çıkması, akışkanlar mekaniğinin çeşitli uygulamalarının incelenme yönteminde yeni bir çığır açmıştır. Böylece akışkanlar mekaniği, matematik ve bilgisayar programlama bilimlerinin sunduğu olanaklarla; hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD), herhangi bir akışkanın hareketiyle ilgili problemlerin çözümüyle ilgilenen ve bunu yaparken de çeşitli sayısal yöntem ve algoritmalar kullanan, akışkanlar mekaniği içinde bir disiplin olarak ortaya çıkmıştır.

Bu da akışkanlar mekaniği alanında yapılan çalışmalarda deneysel ve teorik metottan sonra üçüncü bir yaklaşımın izlenmesine olanak vermiştir.

Başlangıçta HAD büyük oranda sadece havacılık ve uzay bilimleri alanındaki araştırma-geliştirme çalışmalarında yer bulurken, günümüzde neredeyse bütün mühendislik alanlarında Karmaşık problemlerin çözümünde güçlü bir araç olarak kullanılmaktadır. HAD'nin kullanıldığı alanlar arasında otomotiv, imalat, inşaat, çevre ve gemi mühendisliği uygulamaları sayılabilir.

Genel olarak fen bilimlerinde sayısal çözüm tekniklerinin gelişimi, yönetici denklemlerin kurulumu ve çözümü ile bu çözümlere getirilen çeşitli yaklaşımların gelişimine bağlıdır. HAD ile birlikte yönetici denklemlerdeki bazı özel terimlerin üzerinde daha ayrıntılı bir analiz yapabilmek mümkün olmuştur. HAD; gerçek akışkan hareketinin benzetimi yoluyla hem deneysel, hem teorik yöntemleri bünyesinde toplayarak akışkanlar mekaniğinde alternatif bir unsur olmuştur. Analitik yaklaşımların mümkün olmadığı karmaşık akış problemlerinin çözümü, deneysel yöntemlere nazaran daha kısa zamanda ve daha düşük maliyetli araştırma-geliştirme çalışmaları yapılabilmesi, ayrıca deneysel testlerde gerçekleştirilmesi veya tekrarlanabilmesi mümkün olmayan senaryoların (örneğin nükleer kazalar, deprem, tsunami vb.) analiz edilmesi olanaklı hale gelmiştir.

Fakat HAD'nin alışlagelmiş deneysel yöntemlerin yerini aldığı henüz söylenemez [15]. Örneğin rüzgar tünelleri, gerçek akış tiplerinin küçük ölçekte benzetimi yapılarak çok doğru sonuçların alındığı bir ekipman olarak hala kullanılmaktadır. Çok fazlı akış, kaynama, yoğunlaşma vb gibi HAD'nin henüz yetersiz kaldığı uygulamalarda deneysel yöntemler hala birincil önemini korumaktadır. Diğer yandan, hesaplama hataları nedeniyle gerçek durum ile bilgisayarlı benzetim sonuçları arasında farklar olmaktadır. Sayısal sonuçlar, görsel olarak incelenirken, çok doğru olmamasına rağmen gerçek duruma uygun oldukları izlenimini verebilir. Bu nedenle verilerin doğruluğu onaylanmadan önce derinlemesine incelenmesi gerekmektedir.

5.1.1 Çözüm Adımları

Bir akış ve ısı transferi probleminin sayısal olarak çözümü aşağıdaki adımlardan oluşur:

1- İlk olarak, söz konusu akışkan hareketini ve ısı transfer mekanizmasını matematiksel olarak ifade eden yönetici denklemler belirlenir. Buradan genellikle bir kısmi diferansiyel denklemler sistemi elde edilir.

2- Sonrasında, sayısal işlemleri gerçekleştirebilmek amacıyla bu denklemler üzerinde “ayrıklaştırma” olarak adlandırılan bir dönüşüm uygulanır.

3- Ayrıklaştırma sonucunda; fiziksel olayın meydana geleceği, sonlu sayıda noktalardan/hacimlerden oluşan bir alan veya hacim oluşturulur. Bu, çözüm ağıdır.

4- Son olarak da, başlangıç ve sınır şartları belirlenerek problemin çözümüne başlanır.

5- Çözüm yeterince ilerletildikten sonra, sonuçlar sayısal veya görsel olarak incelenerek yorumlanır.

Yukarıda sayılan adımlar, bugün piyasada bulunan paket programlar sayesinde hızlı bir şekilde uygulanabilmektedir. Bu programlar, akışkanlar mekaniği ve ısı transferi denklemlerini çeşitli sayısal yöntemlere göre uyarlanmış biçimde ifade eden kodları bir arada içerir ve bu nedenle bu programları kullanan bir kullanıcı çözüme 3. adımdan başlar.

Bu tür programlar üç temel bileşenden oluşur:

Ön işlemci: İncelenmesi söz konusu olan geometrinin oluşturulması veya hali hazırda var olan geometrinin içe aktarılması ve bu geometrinin çevresinde, akış ve ısı transfer olaylarının meydana geleceği bir çözüm ağı yaratılması ön işlemcide gerçekleştirilir. Sınır şartları da belirlenerek problem çözülmeye hazır hale getirilir.

Çözücü: Ön işlemcide oluşturulan çözüm ağı çözücüye aktarılır ve yönetici denklemlerin bir ifadesi olan sayısal kodlar bu ağ üzerinde çalıştırılır. Öncesinde, çözümün hangi akış ve ısı transfer modeliyle çözüleceği tespit edilir ve başlangıç şartları girilir.

Son işlemci: Son işlemcide, çözümün sonuçları sayısal veya görsel olarak incelenir.

5.1.2 Yönetici Denklemler

Akışkanlar mekaniğinde ve ısı transferinde, akışkanın davranışını matematiksel olarak ifade eden yönetici denklemlerin temeli şu üç yasaya dayanır [15], [16], [17]:

- Akışkan içerisinde ele alınan çok küçük bir kontrol hacminin yüzeylerinden geçen toplam kütle akısı, o hacim içerisindeki kütle zamana göre değişimine eşittir. Bu yasa “kütle korunumu yasası” olarak bilinir.

- Aynı hacim elemanı için; yüzeylerden geçen toplam momentum akısı, hacim içerisindeki momentumun zamanla değişimine eşittir. Bu aynı zamanda söz konusu hacme uygulanan net kuvvete eşittir. Bu, “momentumun korunumu” yasasıdır.

- Hacim elemanının toplam enerjisindeki değişim, ısı transferi miktarındaki ve hacim elemanı üzerinde yapılan işteki değişimin toplamına eşittir. Bu da “enerjinin korunumu” yasasıdır.

Bu üç ilkeyi en genel haliyle; sıkışabilir, zamana bağlı, viskoz akış için ifade eden denklemler Navier-Stokes denklemleridir. Bu çalışmada da iki boyutlu sıkışabilir viskoz; viskozite, özgül ısı ve ısı iletim katsayısının sabit olduğu daimi akış uygulamaları söz konusu edileceğinden; yönetici denklemler iki boyutlu Navier-Stokes denklemlerinden zamana göre kısmi türevler ile özgül ısı, ısı iletim katsayısı ve viskozite gibi özelliklerin kısmi türevlerini içeren terimlerin ayıklanmasıyla elde edilir:

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \left(u \frac{\partial \rho}{\partial x} + v \frac{\partial \rho}{\partial y} \right) = 0 \quad (5.1)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \lambda \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \mu \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \quad (5.2.a)$$

$$\rho \left(u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} \right) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \lambda \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + \mu \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] \quad (5.2.b)$$

$$\rho c \left(u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} \right) = -p \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) + k \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} \right) \quad (5.3)$$

Yukarıdaki (5.1) denklemi “kütlenin korunumu” veya “süreklilik”; (5.2.a-b) denklemleri sırasıyla x ve y yönünde yazılmış “momentumun korunumu” denklemleri; (5.3) denklemi ise “enerjinin korunumu” denklemi olarak bilinir. Burada ρ yoğunluk (kg/m^3); u ve v hızlar (m/s); μ ve λ sırasıyla dinamik ve ikinci viskozite ($kg/m.s$), p basınç (Pa), c özgül ısı ($kJ/kg.K$), k ısı iletim katsayısı (W/mK) ve T sıcaklıktır (K).

Enerjinin korunumu denkleminin en genel ifadesinde viskoz kuvvetlerin akışkan üzerinde yaptığı işin ısı enerjisiye dönüşmesini ifade eden sönümlenme fonksiyonu çoğunlukla ihmal edilir ve bu çalışmadaki sayısal çözümlerde de bu bileşen dikkate alınmamıştır.

5.1.3 Türbülans Modelleri

Mühendislik problemlerinde karşılaşılan akışların çoğu türbülanslı bir davranış gösterir. Küçük Reynolds sayılarında atalet kuvvetleri viskoz kuvvetlerden daha küçük olduğundan akışın herhangi bir noktasında meydana gelen bir karışma sönümlenir ve akış laminar olarak kalır. Fakat büyük Reynolds sayılarında atalet kuvvetleri akışta meydana gelen karışmanın şiddetini daha da artırabilecek kadar büyük olur ve akış türbülanslı hale geçer. Bu durumda hız ve basınç gibi parametreler kararsız ve kaotik bir hal alır.

Navier-Stokes denklemlerindeki hız ve basınç değerleri anlıktır. Türbülanslı akışta anlık hızlar zaman ortalaması alınmış hız ile çalkantı hızının toplamına eşittir:

$$\left. \begin{aligned} u &= \bar{u} + u' \\ v &= \bar{v} + v' \\ w &= \bar{w} + w' \end{aligned} \right\} \quad (5.4)$$

Burada u , v , w anlık hızlar; \bar{u} , \bar{v} , \bar{w} zaman ortalaması alınmış hızlar; u' , v' , w' ise çalkantı hızlarıdır. Navier-Stokes denklemlerinin zaman ortalaması alınmış hız ve basınç terimlerine göre düzenlenmiş şekli “Reynolds ortalamalı Navier-Stokes” (RANS-*Reynolds Averaged Navier-Stokes*) denklemleri olarak adlandırılır [15], [17].

Fakat RANS denklemleri kapalı bir denklem sistemi oluşturmak için yetersizdir. Çünkü türbülanslı akış için yapılan düzenlemelerle, denklemlere altı yeni bilinmeyen eklenir. Bunlar Reynolds gerilme terimleridir. Bu nedenle, eksik olan ifadeleri tamamlamak amacıyla çeşitli türbülans modelleri geliştirilmiştir. Bu modellerden bazıları çizelge 5.1’de görülmektedir.

Çizelge 5. 1 Bazı türbülans modelleri

RANS temelli modeller	- Spalart-Allmaras modeli - $k-\varepsilon$ modeli - $k-\omega$ modeli - Reynolds gerilme modeli (RSM)
-----------------------	---

DNS (<i>Direct Numerical Simulation</i>) modeli
LES (<i>Large Eddy Simulation</i>) modeli
DES (<i>Detached Eddy Simulation</i>) modeli

RANS temelli modellerden Spalart-Allmaras, $k-\varepsilon$ ve $k-\omega$ modellerinde Reynolds gerilmeleri Boussinesq yaklaşımıyla elde edilirken, RSM modelinde gerilme denklemleri doğrudan çözülür. RSM modeli Navier-Stokes denklemlerine nazaran yedi ek denklem içerir ve bu nedenle daha fazla bilgisayar kaynağı gerektirir. DNS modeli ise türbülanslı akışların en doğru şekilde çözüldüğü modeldir. Bu model hiçbir türbülans modeli kullanmadan, doğrudan Navier-Stokes denklemlerini çözer. Fakat oldukça yüksek işlemci kapasitesine ihtiyaç duyar. Çözüm zamanı $Re^{3/4}$ ile doğru orantılı olarak artar. LES modelinde ise büyük girdaplar çözülürken, görece daha küçük girdaplar modellenir. Genellikle RANS temelli modellere göre daha ince bir çözüm ağı oluşturulmasını gerektirir. Fakat bu model de yüksek kapasitede bilgisayar kaynağı gerektirdiğinden henüz uygulama alanı fazla değildir. DES modeli ise RANS ve LES modellerinin bir kombinasyonu olan karma bir modeldir. Bu modelde; duvar yakınındaki bölgeler RANS benzeri bir yaklaşımla, geri kalan serbest akış bölgesi de LES yaklaşımıyla çözülür.

$k-\varepsilon$ modeli en çok kullanılan türbülans modellerindendir. Biri türbülans kinetik enerjisi k , diğeri türbülans sönmeme katsayısı ε için olmak üzere iki adet transport denklemi içerir. $k-\varepsilon$ modelinin *Standart*, *Realizable*, ve *RNG* olmak üzere çeşitli formülasyonları vardır. Bu model serbest akış bölgesi kayma tabakalarında (örn. jet akımları), duvar yakını bölgesi (sınır tabaka), ve arka bölge (*wake structure*) akışlarında iyi sonuçlar vermektedir. Bu çalışmada da standart $k-\varepsilon$ türbülans modeli kullanılmıştır.

5.1.3.1 Standart k-ε Modeli

k - ε modeli türbülans kinetik enerjisini etkileyen mekanizmalar üzerine odaklanır ve viskoz gerilmeler ile Reynolds gerilmeleri arasında bir benzeşim olduğu ön kabulünü yapar.

Türbülanslı bir akışta anlık toplam kinetik enerji, ortalama kinetik enerji ve türbülans kinetik enerjisinin toplamına eşittir [17]:

$$K(t) = \bar{k} + k \quad (5.5)$$

$$\bar{k} = \frac{1}{2}(\overline{u^2} + \overline{v^2} + \overline{w^2}) \quad (5.6)$$

$$k = \frac{1}{2}(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (5.7)$$

Bousinessq hipotezi Reynolds gerilmeleri ile ortalama deformasyon oranı arasında bir ilişki kurmuştur:

$$\tau_{ij} = -\rho \overline{u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (5.8)$$

τ_{ij} Reynolds gerilmeleri, μ_t türbülans dinamik viskozitesi, k türbülans kinetik enerjisi, δ_{ij} ise Kronecker deltasıdır. i ve j indislerinin aldığı 1, 2, ve 3 değerleri kartezyen koordinat sisteminde sırasıyla x , y ve z ' yi belirtir. $(\bar{\quad})$ simgesi terimlerin zaman ortalamasının alındığını gösterir.

Türbülans dinamik viskozitesi de türbülans kinetik enerjisi ve türbülans sönümlenme katsayısının bir fonksiyonu olarak ifade edilir:

$$\mu_t = \rho c_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (5.9)$$

Burada c_μ boyutsuz model katsayısı ve ε türbülans sönümlenme katsayısıdır.

k ve ε için yazılan türbülans transport denklemleri şu şekildedir:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \tau_{ij} S_{ij} - \rho \varepsilon \quad (5.10)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \varepsilon - \left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right) = c_{\varepsilon 1} \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} S_{ij} - c_{\varepsilon 2} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (5.11)$$

S_{ij} zaman ortalaması alınmış hızlara göre hesaplanan deformasyon hızı tansörüdür :

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (5.12)$$

c_μ , σ_k , σ_ε , $c_{\varepsilon 1}$ ve $c_{\varepsilon 2}$ karakteristik model sabitleri olup,

$$\left. \begin{array}{l} c_\mu = 0.09 \\ \sigma_k = 1.0 \\ \sigma_\varepsilon = 1.3 \\ c_{\varepsilon 1} = 1.44 \\ c_{\varepsilon 2} = 1.92 \end{array} \right\} \text{değerlerini alırlar [17].}$$

5.1.4 Ayrıklaştırma

Kısmi diferansiyel denklemler veya integral denklemler gibi kapalı formdaki matematiksel ifadelerin analitik çözümleri, denklemlerin etki alanı boyunca sonsuz süreklilik gösteren bağımlı değişkenler içerir. Yalnızca kısmi türevli diferansiyel denklemleri göz önüne aldığımızda ayrıklaştırma; kısmi türev içeren terimlerin, denklemin etki alanı içerisinde değişkenlerin sadece sonlu sayıda nokta veya bölge üzerinde tanımlandığı cebirsel ifadelere dönüştürülmesi işlemidir. Sayısal çözüm yapabilmek için; sonsuz süreklilik gösteren değişkenlerin, etki alanı içerisinde sonlu sayıda oluşturulmuş ayırık noktalara atanması gerekir. Bütün bu noktalar birlikte çözüm ağını oluşturur.

Çeşitli ayırıklaştırma yöntemleri vardır. Bunlar sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sonlu hacimler metodudur [16]. Sonlu farklar metodunda; kısmi türevli terimler Taylor serisine açılarak değişkenlerin türevleri, uzay veya zamanda oluşturulmuş değişik noktalardaki değişken değerleri arasındaki farklar olarak ifade edilir. Sonlu elemanlar metodunda, göz önüne alınan akışın etki alanı her biri “eleman” olarak adlandırılan sonlu sayıda alt bölgeye ayrılır ve her alt bölgeye, bu bölgeler içindeki değişkenlerin değişimini ifade eden fonksiyonlar atanır. Bütün alt bölgelerdeki değişimlerin toplamı, tüm akış alanının tanımlanması için kullanılır.

Sonlu hacimler metodu, HAD içerisinde en çok kullanılan yöntemdir. Buna göre, çözüm alanı sonlu sayıda hacme bölünür ve her hacim için ayrı ayrı korunum denklemleri uygulanır. Değişken değerleri her kontrol hacminin merkezinde hesaplanır. Kontrol hacmi yüzeylerindeki değerlerin merkezdeki değerler cinsinden bulunması ise interpolasyonla yapılır. Her kontrol hacmi için, komşu düğüm noktalarındaki değerleri veren cebirsel denklemler elde edilir.

Sonlu hacimler metodunda noktalar yerine kontrol hacimleri kullanıldığı için çözüm ağını oluşturan hacimlerin geometrisi serbestçe seçilebilir. Her kontrol hacminin konumunun ve şeklinin düzenli dikdörtgenler prizması olduğu yapısal ağ (*structured grid*) yerine, hacimlerin geometri ve konumları için daha fazla seçenek sunan yapısal olmayan ağ (*unstructured grid*) kullanılabilir. Sonlu elemanlar metodunda kullanılan ağ tipi, sonlu hacimlerde de kullanılabilir. Böylece iki boyutlu çözümler için üçgenler ve dörtgenlerin, üç boyutlu durumda ise dörtyüzlü ve altıyüzlü hacimlerin karmasından oluşan bir çözüm ağı oluşturulabilir. Bu şekilde oluşturulan yapısal olmayan bir çözüm ağı, karmaşık geometriler içeren problemlerde büyük kolaylık sağlar. Bu yöntemin bir diğer üstünlüğü de fonksiyonları cisme uydurulmuş koordinat sistemine taşıyan dönüşüm denklemlerine ihtiyaç duyulmamasıdır.

Bu çalışmada kullanılan FLUENT programı da sonlu hacimler yöntemiyle ayırıklaştırma yapmaktadır.

5.1.5 Cebirsel Denklemlerin Sayısal Çözümü

Yönetici denklemlerin ayrıklaştırılması sonrasında lineer veya lineer olmayan bir cebirsel denklemler sistemi elde edilir. Bu denklem sisteminin çözümü için uygulanabilecek iki ayrı sayısal yöntem vardır: *direkt yöntemler* ve *iteratif yöntemler*.

Gauss eliminasyon metodu, Cramer kuralı ve Thomas algoritması gibi yöntemler direkt yöntemler arasındadır. Bu yöntemlerde çözüme sonlu sayıda adım sonrasında ulaşılır.

İteratif yöntemler ise verilen başlangıç değerlerinden çözüme başlayarak, belirlenen bir yakınsama kriterine ulaşılan kadar sürekli tekrarlanan algoritmalarla oluşur. Direkt yöntemlerin tersine, atılan sonlu sayıda adım sonrasında sonuca ulaşılmaz. İlk sonuçlar tahmini değerlerdir, bu değerler kullanılarak algoritma tekrar tekrar çalıştırılır ve asimptotik bir şekilde daima çözüme yaklaşılır. Akışkanlar mekaniğinde yönetici denklemler lineer olmadığından ve çok fazla sayıda değişken içerdiklerinden, iteratif yöntemlerle çözümü direkt yöntemlere göre daha kullanışlıdır.

Eğer sayısal çözüm giderek analitik çözüme yaklaşıyorsa çözüm “yakınsak”tır. Ayrıklaştırmadan kaynaklanan hatalar giderek küçülüyor veya sabit kalıyorsa çözümün “kararlı” olduğu söylenebilir.

VORTEKS TÜPE BİR SAYISAL ÇÖZÜM UYGULAMASI

6.1 Giriş

İki boyutlu karşıt akışlı vorteks tüpü için FLUENT programı kullanılarak çözümlenmeler yapılmıştır. İlk olarak GAMBİT programında vorteks tüpler tasarlanıp daha sonra FLUENT programında çözümlenmeye başlanılmıştır. YTÜ Merkez Laboratuvarındaki 29C28EB9FB59 lisans numarasına sahip FLUENT programı kullanılmıştır.

Bu problem için sınır şartları akışkan girişi mass flow inlet, soğuk ve sıcak çıkışlar ise pressure outlet, diğer yüzeyler ise wall olarak axisymmetric swirl bir akış modeli seçilerek çözülmüştür.

Daha sonra ise FLUENT programı 2ddp (iki boyutlu, çift hassasiyet - 2 dimensions, double precision) seçeneğinde çalıştırılır. *Grid* → *Info* → *Size* menüsünden; okutulan dosyadaki hücre, yüzey ve düğümlerin sayısı incelenebilir:

Grid Size

Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions
-------	-------	-------	-------	------------

0	41185	83092	41907	1
---	-------	-------	-------	---

1 cell zone, 9 face zones.

* Çözücü model olarak $k-\epsilon$ Standard türbülans modeli seçilmiştir.

* Materials menüsünden akışkan olarak hava ve karbondioksit seçilmiştir. Havanın ve karbondioksitin yoğunluk ve viskozitesi sabit olarak alınmıştır.

* Sayısal çözümlenmede yakınsama kriteri momentum, süreklilik denklemleri için 10^{-5} ve süreklilik denklemleri için 10^{-8} olarak seçilmiştir.

Vorteks Tüpün Sınır Şartları

- * Vorteks tüpün çapı $D=16$ mm
- * Vorteks tüpün boyu $L=160$ mm ve 320 mm
- * Orifis çapı $d=6$ mm
- * Giriş ve sıcak çıkış çapı $d=3$ mm
- * Tüpün boyunun çapına oranı (L/ D) 10 ve 20
- * Kütle girişi 0.02 kg/s
- * Giriş basıncı $P=300$ kPa
- * Giriş sıcaklığı $T=294$ K
- * Sıcak çıkış tarafındaki tapanın koniklik açıları (θ) 60° 90° ve 120°
- * Sıcak çıkış sıcaklığı $T_h=325$ K
- * Soğuk çıkış sıcaklığı $T_c=284$ K
- * Soğuk kütle oranları (y_c) 0.3 , 0.5 , 0.6 , 0.7 ve 0.8 olarak kabul edilmiştir.

$$y_c = m_{\text{soğuk}} / m_t \quad (6.1)$$

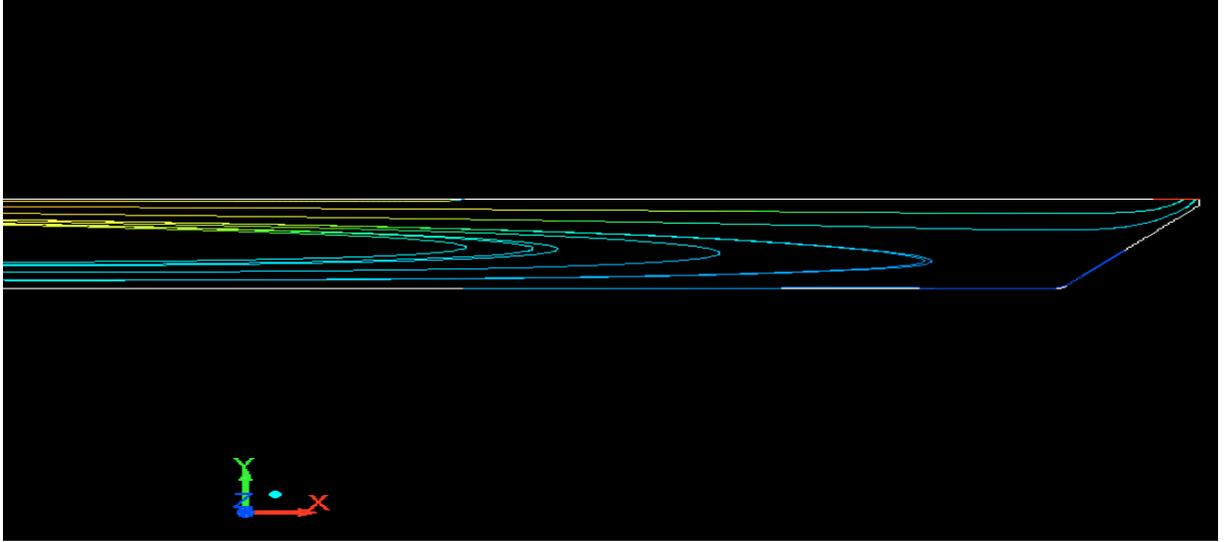
Giriş sıcak ve soğuk basınçlarını elde etmek için soğuk kütle oranları sabit tutularak iterasyonlar sonucu giriş sıcak ve soğuk basınçları elde edilmiştir. Bu değerler giriş basınç değerleri olarak girilip $2500 - 3000$ arasında gerçekleşen iterasyonlar sonucu basınç ve sıcaklık değerleri bulunmuştur.

Koniklik açıları 60° 90° ve 120° olan vorteks tüplerin soğuk ve sıcak çıkış sıcaklık değerleri L/ D oranları 10 ve 20 için grafiklerde karşılaştırılmıştır.

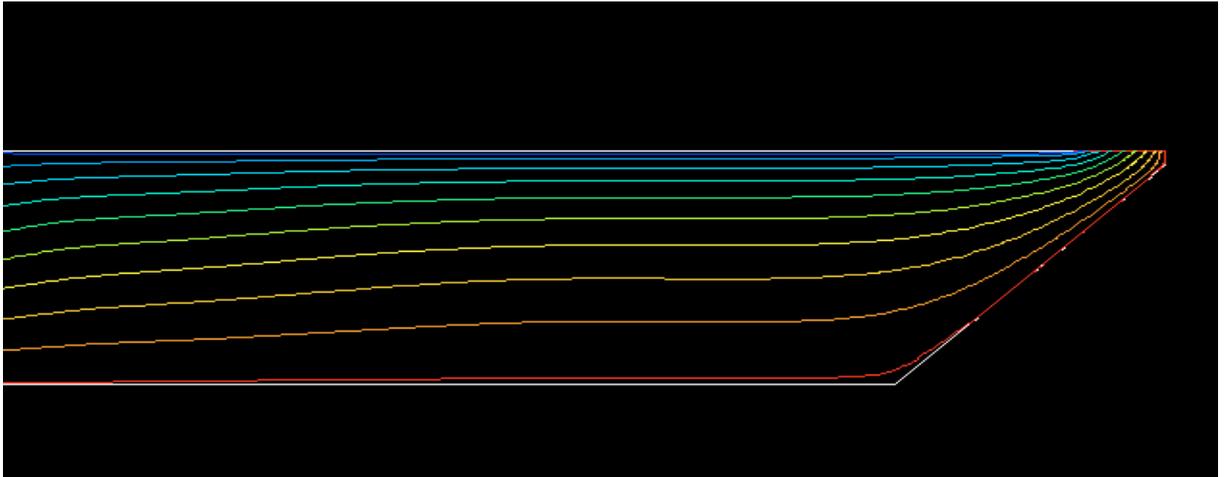
Soğuk ve sıcak çıkış basınç değerleri ise $L/D=10$ alınarak akışkan olarak hava ve karbondioksit göre grafiklerde karşılaştırılmıştır.

Belirtilen giriş şartları kabul edilerek axisymmetric swirl bir akış modeli seçilerek çözümlenmiştir. Axisymmetric swirl bir akış modeli seçilmesinin sebebi, tüpün içindeki vorteks hareketinin gerçekleşmesi içindir. Axisymmetric bir akış modeli seçildiğinde ise, giren akışkan vorteks hareketi gerçekleşmeden sıcak ve soğuk çıkışlardan çıktığı görülmüştür.

Şekil 6.1’de görüldüğü gibi vorteks hareketinin meydana geldiği ve soğuk akışkanların durma noktasından itibaren ters yönde hareketi aşağıdaki şekilde görülmektedir.

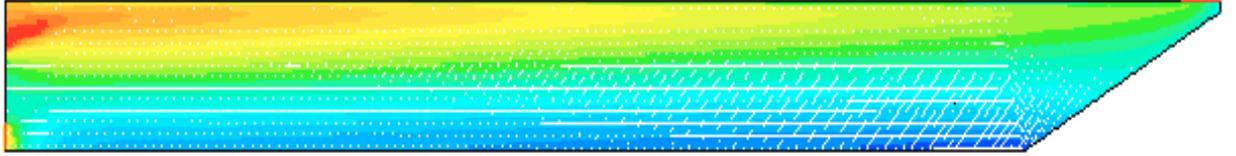


Şekil 6. 1 Vorteks tüpünde meydana gelen akış hareketleri (axisymmetric swirl)



Şekil 6. 2 Vorteks tüpünde meydana gelen akış hareketleri (axisymmetric)

Şekil 6.2’de axisymmetric çözümde giren akışkanın vorteks hareketi meydana gelmeden sıcak çıkış tarafından çıktığı görülmektedir. Bu yüzden çözümler axisymmetric swirl seçilerek k-epsilon türbülans modelinde yapılmıştır.

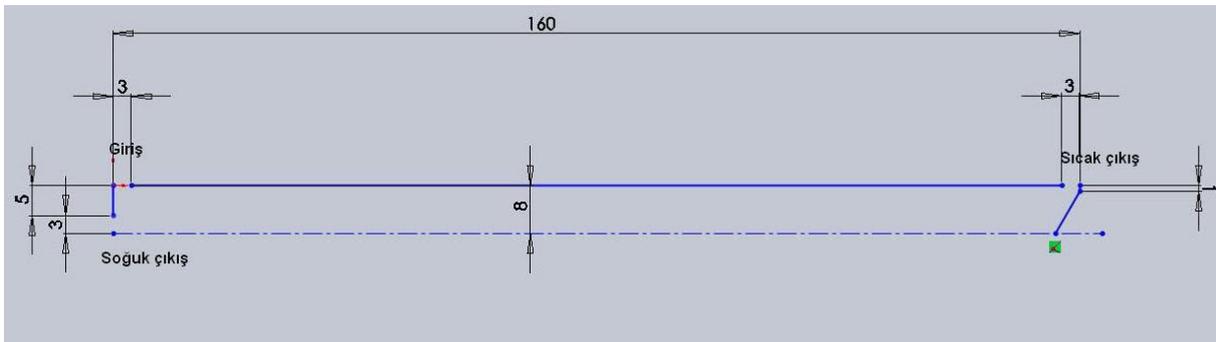


Şekil 6. 3 Hız vektörleri

FLUENT programında yapılan çözümde vorteks tüpteki hız vektörlerinin görünümü yukarıdaki şekilde gösterilmiştir.

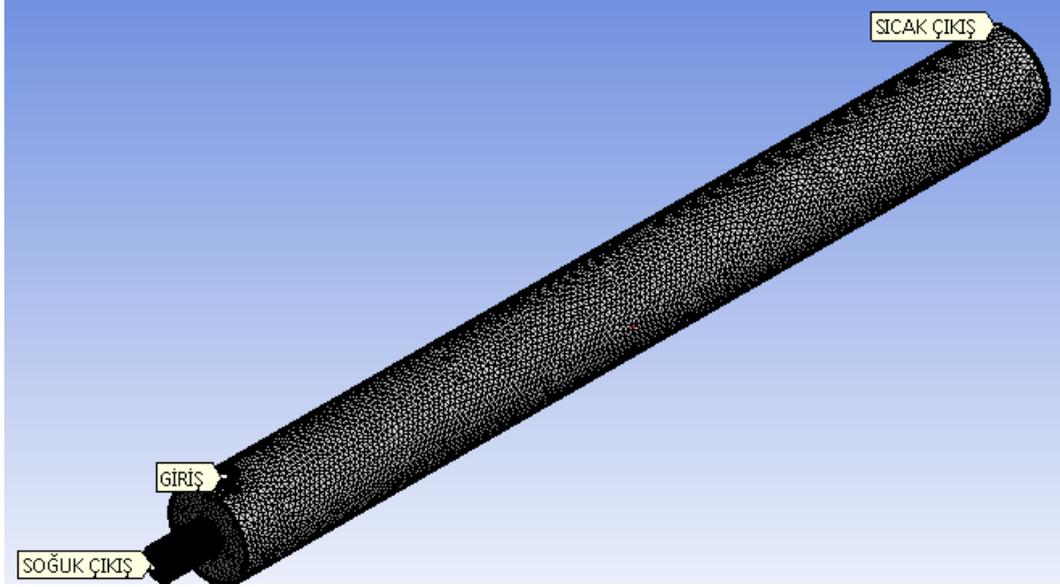
Giriş şartları kütle girişi 0.02 kg/s, giriş sıcaklığı 294 K, giriş basıncı 300 kPa ve açıl değer 75° olarak sabitlenip iterasyonlar yapılmıştır. Vorteks tüpün çevre ile ısı alışverişi yapmadığı yani adyabatik olduğu kabul edilmiştir.

Standart k- epsilon türbülans modeli seçilmiştir. Bu modelde diğer giriş sınır şartları ise; aksiyal hız 0, radyal hız – 0.25, teğetsel hız 0.97, türbülans yoğunluğu % 5 ve türbülans teknik özellikler metodu ise; yoğunluk ve değişken çap olarak kabul edilmiştir.

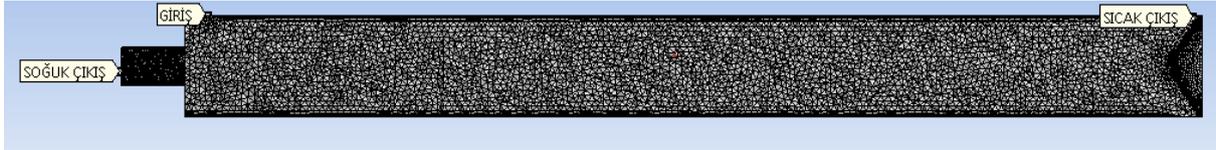


Şekil 6. 4 Çözümlemenin yapıldığı vorteks tüp (L/D =10, Tapa açısı 60°)

FLUENT programında 2ddp axisymmetric swirlde yapılan çözümler aynı şartlar kabul edilerek 3 boyutlu çözümlere yapılarak 2 boyutlu çözümün doğruluğu karşılaştırılmıştır. 3 boyutlu çözümlerin yapıldığı vorteks tüpün meshlenmiş şekli ve kesitleri aşağıdaki şekillerde gösterilmiştir.



Şekil 6. 5 Çözümlemenin yapıldığı 3 boyutlu vorteks tüp ($L/D = 10$, Tapa açısı 60°)



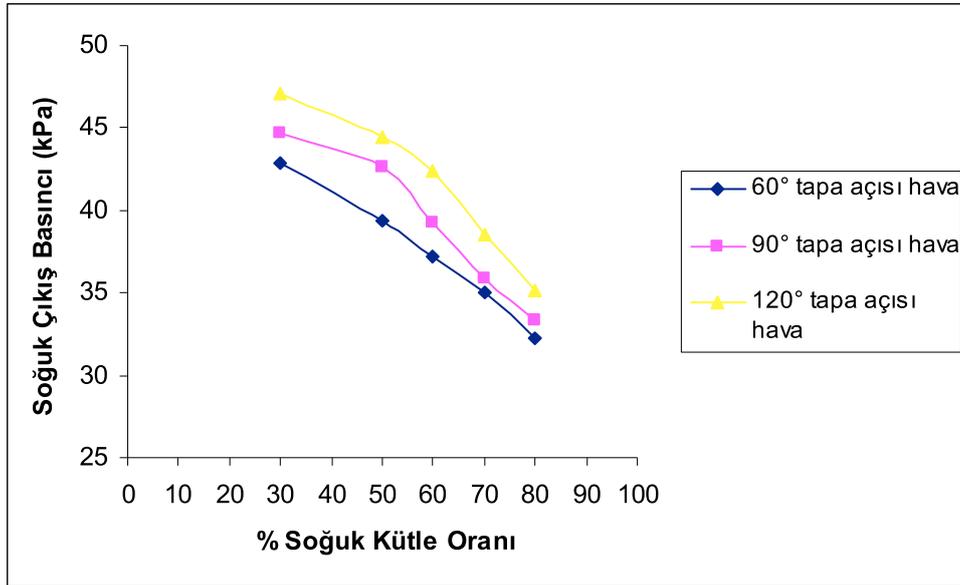
Şekil 6. 6 Çözümlemenin yapıldığı 3 boyutlu vorteks tüpün kesiti ($L/D = 10$, Tapa açısı 60°)

Bu iki çözümlere karşılaştırıldığında elde edilen sonuçların birbirleriyle hemen hemen aynı olduğu görülmüştür. $L/D=10$, tapa açısı 60° , soğuk kütle oranı 0.3 hava için soğuk çıkış basıncı 2 boyutlu çözümde 42.864 kPa iken, 3 boyutlu çözümde soğuk çıkış basıncı 42.472 kPa olarak elde edilmiştir. $L/D=10$, tapa açısı 60° , soğuk kütle oranı 0.7 hava için sıcak çıkış sıcaklığı 2 boyutlu çözümde 317.864 K iken, 3 boyutlu çözümde sıcak çıkış sıcaklığı 317.279 K olarak elde edilmiştir. Elde edilen değerler birbirine çok yakın olduğu için 2 ddp axisymmetric swirl çözüm tercih edilmiştir ve karşılaştırma sayesinde bu çözümün doğruluğu görülmüştür.

6.2 Vorteks Tüpteki Basınç Dağılımının İncelenmesi

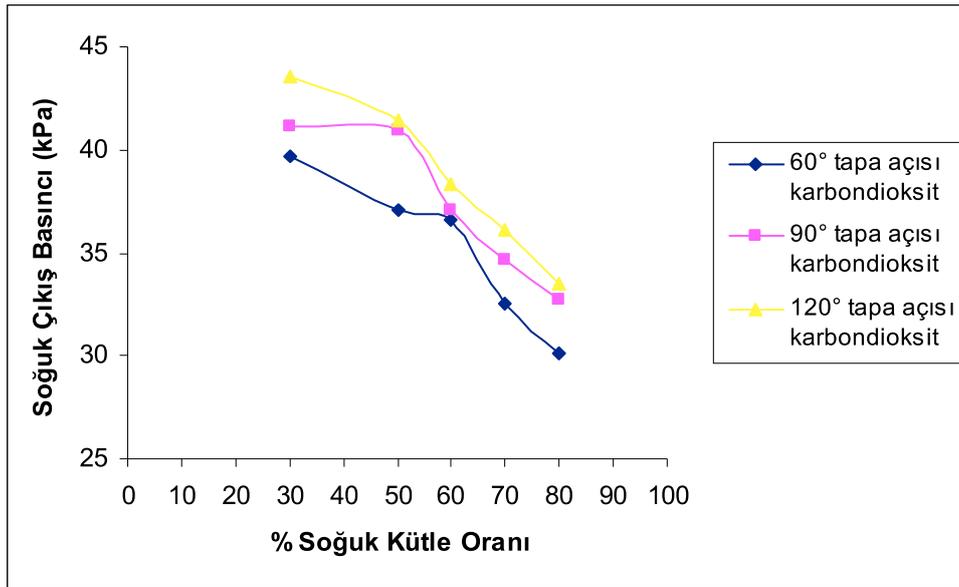
Vorteks tüpün performansını etkileyen faktörlerden birisi olan $L/D=10$ için tapa koniklik açısının ve akışkan olarak hava ve karbondioksit kullanılarak sıcak ve soğuk çıkış basınç değerlerine etkisi FLUENT de çözümlenerek incelenmiştir.

Giriş sınır şartlarının belirlenip ve aynı şartlarda Standart k-epsilon türbülans modeli kullanılarak basınç değişim değerlerinin koniklik açısına ve kullanılan akışkana bağlı olarak nasıl değiştiği irdelenmiştir. Standart k-epsilon türbülans model giriş şartlarında soğuk kütle oranına bağlı hava için soğuk çıkış basınç değerleri Şekil 6.7’de gösterilmiştir. Soğuk çıkış basınç değerleri soğuk kütle oranı arttıkça basınç değerleri azalmıştır. Aynı soğuk kütle oranında koniklik açısı 120° olan vorteks tüpün basınç değerleri diğer tapa koniklik açısına sahip vorteks tüplere göre daha fazladır. Soğuk kütle oranı 0.3 değerinde koniklik açısı 120° vorteks tüpün soğuk çıkış basınç 47.128 kPa iken, koniklik açısı 90° vorteks tüpün soğuk çıkış basınç değeri 44.634 kPa, koniklik açısı 60° vorteks tüpün soğuk çıkış basınç değeri 42.864 kPa olarak bulunmuştur.



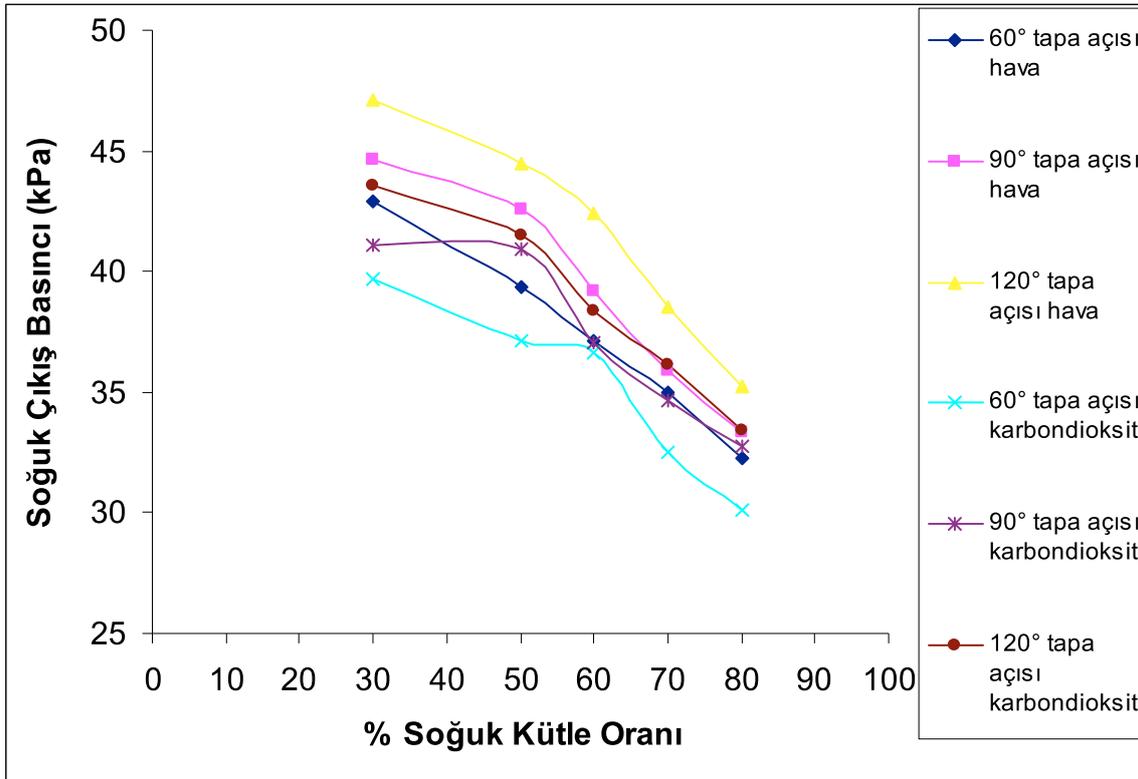
Şekil 6. 7 Soğuk çıkış basınç değişimine bağlı hava için soğuk kütle oranı

Aynı şartlarda Standart k-epsilon türbülans modeli kullanılarak basınç değişim değerlerinin koniklik açısına ve kullanılan akışkana bağlı olarak nasıl değiştiği irdelenmiştir. Soğuk kütle oranına bağlı karbondioksit için soğuk çıkış basınç değerleri Şekil 6.8’de gösterilmiştir. Aynı soğuk kütle oranında koniklik açısı 120° olan vorteks tüpün basınç değerleri diğer tapa koniklik açısına sahip vorteks tüplere göre daha fazladır. Soğuk kütle oranı 0.3 değerinde koniklik açısı 120° vorteks tüpün soğuk çıkış basınç değeri 43.531 kPa iken, konik açısı 90° vorteks tüpün soğuk çıkış basınç değeri 41.128 kPa, koniklik açısı 60° vorteks tüpün soğuk çıkış basınç değeri 39.679 kPa olarak bulunmuştur. Bu iki şekil karşılaştırıldığında soğuk kütle oranı arttıkça soğuk çıkış basınç değerleri azalmaktadır. Koniklik açısı 60° soğuk kütle oranı 0.5 olan hava için soğuk çıkış basınç değeri 39.326 kPa iken, akışkan olarak karbondioksit kullanıldığında basınç değeri 37.121 kPa’dır. Tapa koniklik açısı arttıkça soğuk çıkış basınç değerleri artmaktadır.



Şekil 6. 8 Soğuk çıkış basınç değişimine bağlı karbondioksit için soğuk kütle oranı

Akışkana ve tapa koniklik açısına bağlı olarak soğuk çıkış basınç değerleri Şekil 6.9'da karşılaştırılmıştır. Tapa koniklik açısı arttıkça soğuk çıkış basınç değerleri artmaktadır. Soğuk kütle oranı arttıkça basınç değerleri ise azalmaktadır. Koniklik açısı 60°, soğuk kütle oranı 0.5, akışkan olarak hava kullanıldığında soğuk çıkış basınç değeri 39.326 kPa iken, akışkan olarak karbondioksit kullanıldığında basınç değeri 37.121 kPa olarak elde edilmiştir. Bu değerler karşılaştırıldığında, akışkan olarak hava kullanıldığında elde edilen soğuk çıkış basınç değeri karbondioksit kullanıldığında soğuk çıkış basınç değerinden daha fazladır.

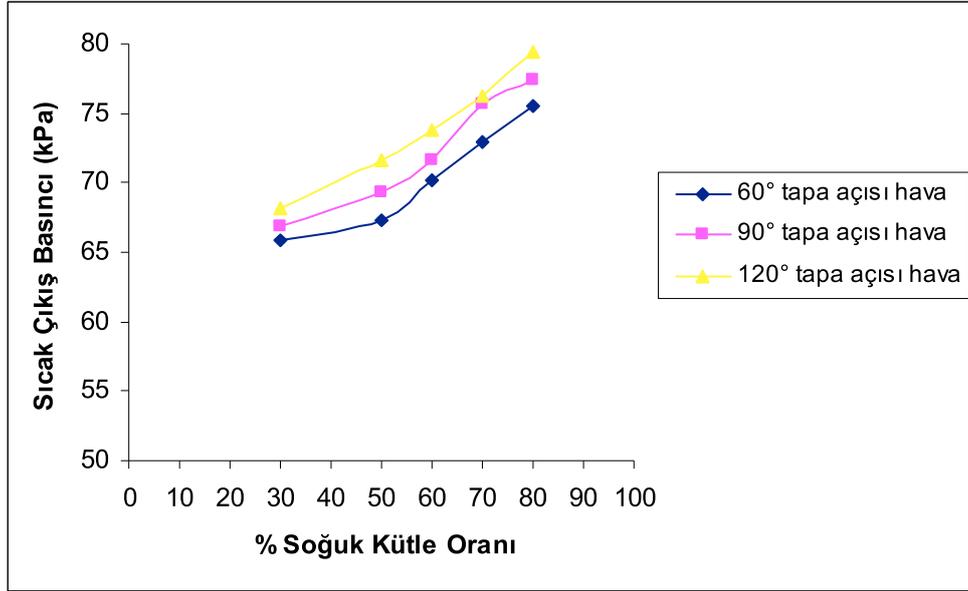


Şekil 6. 9 Soğuk çıkış basınç değişimine bağlı hava ve karbondioksit için soğuk kütle oranı

Çizelge 6. 1 Soğuk çıkış basıncı değerleri

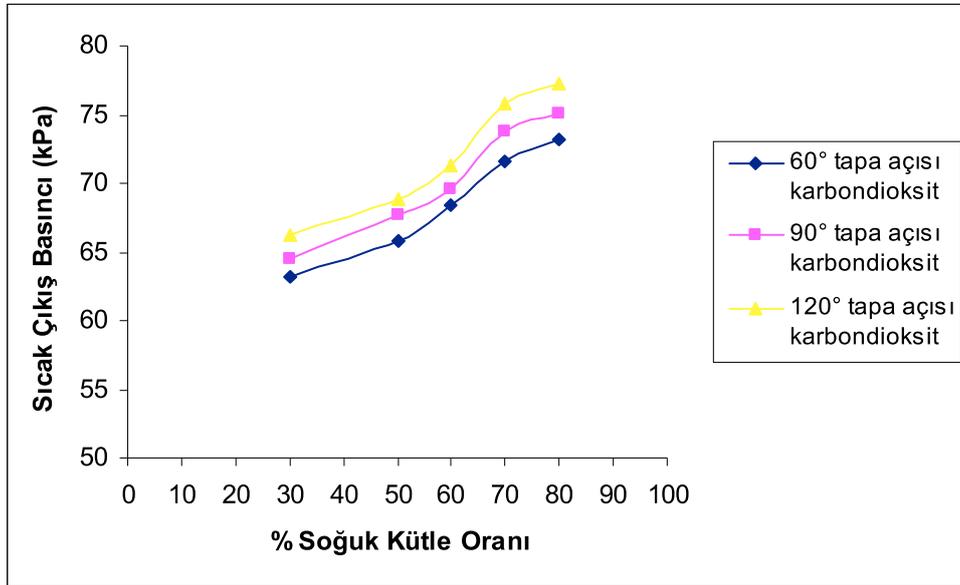
Tüpün boyunun çapına oranı (L/D)	Tapanın koniklik açısı (θ)	Soğuk kütle oranı (y_c)	Soğuk çıkış basıncı (Pc) (Hava)	Soğuk çıkış basıncı (Pc) (Karbondioksit)
10	60°	0,3	42,864	39,679
10	60°	0,5	39,326	37,121
10	60°	0,6	37,145	36,637
10	60°	0,7	34,973	32,518
10	60°	0,8	32,291	30,211
10	90°	0,3	44,634	41,128
10	90°	0,5	42,586	40,935
10	90°	0,6	39,193	37,059
10	90°	0,7	35,893	34,671
10	90°	0,8	33,357	32,748
10	120°	0,3	47,128	43,531
10	120°	0,5	44,469	41,471
10	120°	0,6	42,389	38,358
10	120°	0,7	38,567	36,139
10	120°	0,8	35,197	33,457

Standart k-epsilon türbülans model giriş şartlarında tapa koniklik açısına ve kullanılan akışkana bağlı olarak basınç değerleri elde edilmiştir. Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcak çıkış basınç değerleri Şekil 6.10'da gösterilmiştir. Sıcak çıkış basınç değerleri soğuk kütle oranı arttıkça basınç değerleri artmıştır. Soğuk çıkış basıncı ise soğuk kütle oranı arttıkça azalmaktadır. Soğuk kütle oranını artırmak için sıcak çıkış basıncı değerini artırmak yeterlidir. Aynı soğuk kütle oranında koniklik açısı 120° olan vorteks tüpün basınç değerleri, diğer tapa koniklik açısına sahip vorteks tüplere göre daha fazladır. Soğuk kütle oranı 0.7 değerinde koniklik açısı 120° vorteks tüpün sıcak çıkış basıncı 76.234 kPa iken, koniklik açısı 90° vorteks tüpün sıcak çıkış basınç değeri 75.627 kPa, koniklik açısı 60° vorteks tüpün sıcak çıkış basınç değeri 72.918 kPa olarak elde edilmiştir.



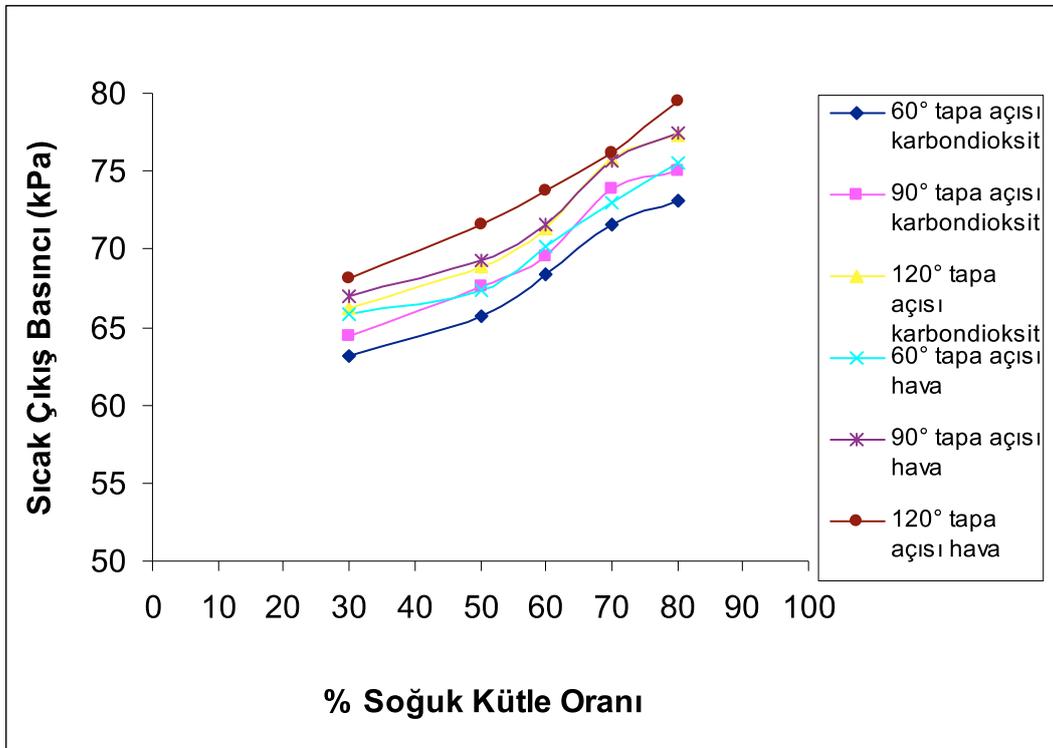
Şekil 6. 10 Sıcak çıkış basınç değişimine bağlı hava için soğuk kütle oranı

Soğuk kütle oranına bağlı karbondioksit için sıcak çıkış basınç değerleri Şekil 6.11’de gösterilmiştir. Aynı soğuk kütle oranında koniklik açısı 120° olan vorteks tüpün basınç değerleri, diğer tapa koniklik açısına sahip vorteks tüplere göre daha fazladır. Soğuk kütle oranı 0.7 değerinde koniklik açısı 120° vorteks tüpün sıcak çıkış basınç değeri 75.726 kPa iken, koniklik açısı 90° vorteks tüpün sıcak çıkış basınç değeri 73.821 kPa, koniklik açısı 60° vorteks tüpün sıcak çıkış basınç değeri 71.582 kPa olarak bulunmuştur. Soğuk kütle oranı arttıkça sıcak çıkış basınç değerleri artması karbondioksit içinde geçerli olduğu görülmektedir. Koniklik açısı 60° soğuk kütle oranı 0.3 olan hava için sıcak çıkış basınç değeri 65.864 kPa iken, akışkan olarak karbondioksit kullanıldığında basınç değeri 63.181 kPa elde edilmiştir.



Şekil 6.11 Sıcak çıkış basınç değişimine bağlı karbondioksit için soğuk kütle oranı

Akışkana ve tapa koniklik açısına bağlı olarak sıcak çıkış basınç değerleri Şekil 6.12’de karşılaştırılmıştır. Tapa koniklik açısı arttıkça sıcak çıkış basınç değerleri artmaktadır. Soğuk kütle oranı arttıkça sıcak çıkış basınç değerleri artmaktadır. Koniklik açısı 60° soğuk kütle oranı 0.5, akışkan olarak hava kullanıldığında sıcak çıkış basınç değeri 67.339 kPa iken, akışkan olarak karbondioksit kullanıldığında basınç değeri 65.761 kPa’dır. Bu değerler karşılaştırıldığında akışkan olarak hava kullanıldığında elde edilen sıcak çıkış basınç değeri karbondioksit kullanıldığında sıcak çıkış basınç değerinden daha fazladır. Hava için soğuk çıkış basınç değerleri karbondioksitle karşılaştırıldığında daha fazla çıkmıştır. Sıcak çıkış basınç değerini artırmak için soğuk kütle oranını, tapa koniklik derecesini artırmak yeterlidir.



Şekil 6. 12 Sıcak çıkış basınç değişimine bağlı hava ve karbondioksit için soğuk kütle oranı

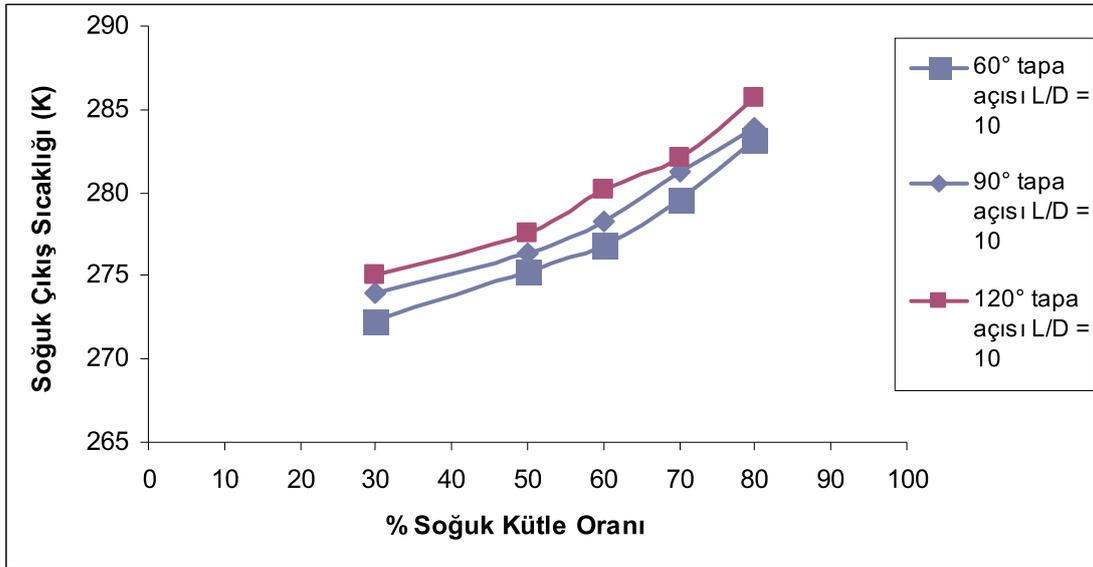
Çizelge 6. 2 Sıcak çıkış basıncı değerleri

Tüpün boyunun çapına oranı (L/D)	Tapanın koniklik açısı (θ)	Soğuk kütle oranı (y_c)	Sıcak çıkış basıncı (Pc) (Hava)	Sıcak çıkış basıncı (Pc) (Karbondioksit)
10	60°	0,3	65,864	63.181
10	60°	0,5	67,339	65.761
10	60°	0,6	70,164	68.367
10	60°	0,7	72,918	71.582
10	60°	0,8	75,583	73.154
10	90°	0,3	66.916	64.479
10	90°	0,5	69.263	67.637
10	90°	0,6	71.581	69.513
10	90°	0,7	75.627	73.821
10	90°	0,8	77.394	75.069
10	120°	0,3	68.139	66.199
10	120°	0,5	71.567	68.854
10	120°	0,6	73.767	71.289
10	120°	0,7	76.234	75.726
10	120°	0,8	79.493	77.307

6.3 Vorteks Tüpteki Sıcaklık Dağılımının İncelenmesi

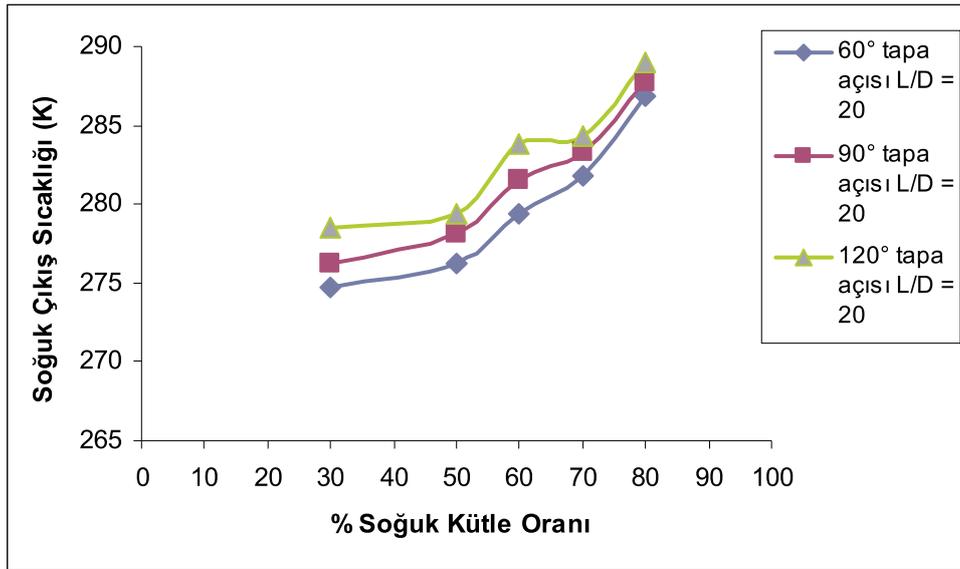
Vorteks tüpün performansını etkileyen faktörlerden biri olan L/D oranının ve tapa koniklik açısının sıcak ve soğuk çıkış değerlerine etkisi FLUENT de çözümlenerek incelenmiştir.

Giriş sınır şartlarının belirlenip ve aynı şartlarda Standart k-epsilon türbülans modeli kullanılarak sıcaklık değişim değerlerinin, koniklik açısına ve $L/D = 10$ oranına bağlı olarak nasıl değiştiği irdelenmiştir. Standart k-epsilon türbülans model giriş şartlarında soğuk kütle oranına bağlı hava için soğuk çıkış sıcaklık değerleri Şekil 6.13’de gösterilmiştir. Soğuk çıkış sıcaklık değerleri soğuk kütle oranı arttıkça sıcaklık değerleri de artmıştır. Aynı soğuk kütle oranında koniklik açısı 120° olan vorteks tüpün sıcaklık değerleri, diğer vorteks tüplere göre daha fazladır. Soğuk kütle oranı 0.3 değerinde koniklik açısı 120° vorteks tüpün soğuk çıkış sıcaklık değeri 275.021 K iken, koniklik açısı 90° vorteks tüpün soğuk çıkış sıcaklık değeri 273.93 K, koniklik açısı 60° vorteks tüpün soğuk çıkış sıcaklık değeri 272.34 K olarak bulunmuştur.



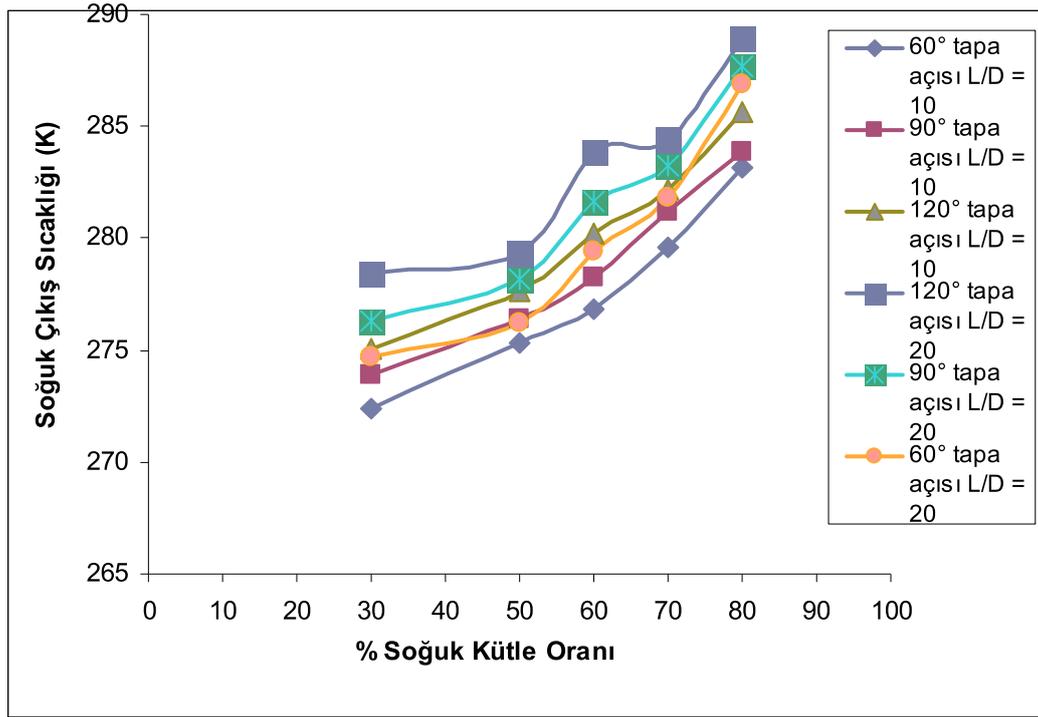
Şekil 6. 13 Soğuk kütle oranına bağlı hava için soğuk çıkış sıcaklık değişimi ($L/D = 10$).

Aynı şartlarda Standart k-epsilon türbülans modeli kullanılarak sıcaklık değişim değerlerinin koniklik açısına ve $L/D = 20$ oranına bağlı olarak nasıl değiştiği irdelenmiştir. Soğuk kütle oranına bağlı hava için soğuk çıkış sıcaklık değerleri Şekil 6.14’de gösterilmiştir. Soğuk çıkış sıcaklık değerleri $L/D = 10$ değerinde olduğu gibi soğuk kütle oranı arttıkça artmıştır. Aynı soğuk kütle oranında koniklik açısı 120° olan vorteks tüpün sıcaklık değerleri, diğer vorteks tüplere göre daha fazladır. Soğuk kütle oranı 0.3 değerinde koniklik açısı 120° vorteks tüpün soğuk çıkış sıcaklık değeri 278.471 K iken, koniklik açısı 90° vorteks tüpün soğuk çıkış sıcaklık değeri 276.263 K, koniklik açısı 60° vorteks tüpün soğuk çıkış sıcaklık değeri 274.73 K olarak bulunmuştur. Bu iki şekil karşılaştırıldığında ise L/D oranı arttıkça soğuk çıkış değerleri artmaktadır. Koniklik açısı 60° soğuk kütle oranı 0.5 ve $L/D = 10$ olduğunda soğuk çıkış sıcaklık değeri 275.291 K iken, $L/D = 20$ olduğunda sıcaklık değeri 276.183 K olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6. 14 Soğuk kütle oranına bağlı hava için soğuk çıkış sıcaklık değişimi ($L/D = 20$).

L/D oranlarına bağılı soğuk çıkış sıcaklık değerleri Şekil 6.15’de karşılaştırılmıştır. L/D oranı arttıkça soğuk çıkış değerleri artmaktadır. Koniklik açısı 60° soğuk kütle oranı 0.5 ve L/D = 10 olduğunda soğuk çıkış sıcaklık değeri 275.291 K iken, L/D = 20 olduğunda sıcaklık değeri 276.183 K’ dir. Eğer soğutma proseslerinde vorteks tüp kullanmak için seçtiğimiz tüpün L/D oranı ve koniklik açısı küçüldükçe soğuk çıkış sıcaklıkları azalmaktadır. Bu değerler L/D = 10 olan tüpün L/D = 20 olan tüpten daha iyi bir performans sağladığını göstermektedir.

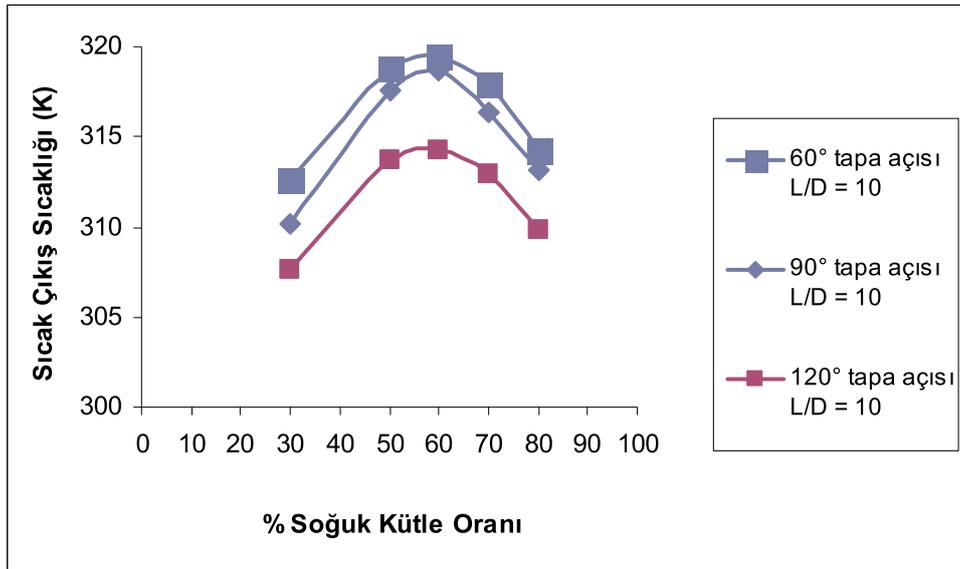


Şekil 6. 15 Soğuk kütle oranına bağılı hava için soğuk çıkış sıcaklık değışımi (L/D =10)
(L/D =20).

Çizelge 6. 3 Soğuk çıkış sıcaklık değerleri

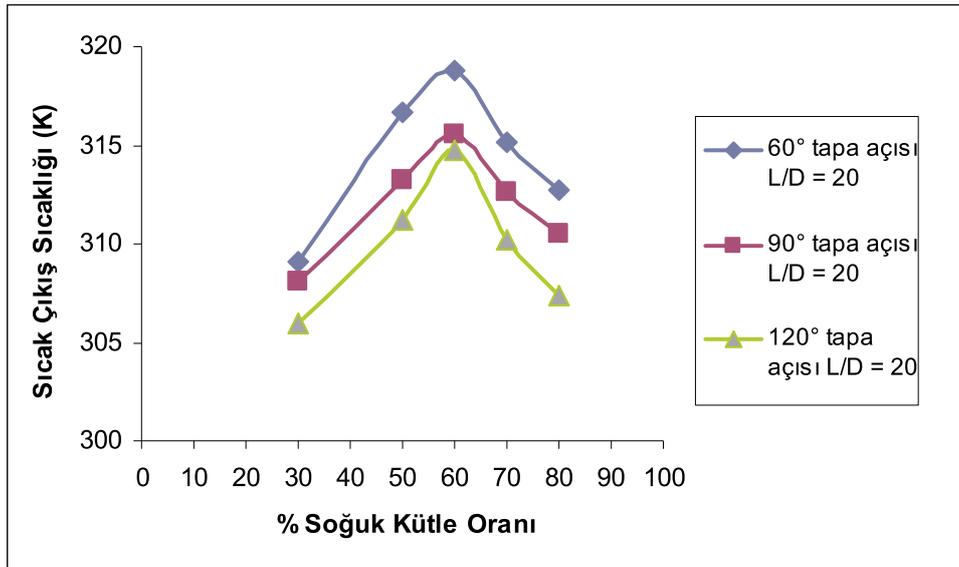
Tüpün boyunun çapına oranı (L/D)	Tapanın koniklik açısı (θ)	Soğuk kütle oranı (y_c)	Soğuk çıkış sıcaklığı (T_c) (Hava)	Tüpün boyunun çapına oranı (L/D)	Tapanın koniklik açısı (θ)	Soğuk kütle oranı (y_c)	Soğuk çıkış sıcaklığı (T_c) (Hava)
10	60°	0,3	272,34	20	60°	0,3	274,73
10	60°	0,5	275,291	20	60°	0,5	276,183
10	60°	0,6	278,864	20	60°	0,6	279,457
10	60°	0,7	279,632	20	60°	0,7	281,841
10	60°	0,8	283,191	20	60°	0,8	286,873
10	90°	0,3	273,93	20	90°	0,3	276,263
10	90°	0,5	276,349	20	90°	0,5	278,139
10	90°	0,6	278,231	20	90°	0,6	281,597
10	90°	0,7	281,23	20	90°	0,7	283,249
10	90°	0,8	283,853	20	90°	0,8	287,693
10	120°	0,3	275,021	20	120°	0,3	278,471
10	120°	0,5	277,612	20	120°	0,5	279,358
10	120°	0,6	280,249	20	120°	0,6	283,862
10	120°	0,7	282,163	20	120°	0,7	284,351
10	120°	0,8	285,638	20	120°	0,8	288,963

Aynı şartlarda Standart k-epsilon türbülans modeli kullanılarak sıcaklık değişim değerlerinin koniklik açısına ve $L/D = 10$ oranına bağlı olarak nasıl değiştiği irdelenmiştir. Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcak çıkış sıcaklık değerleri Şekil 6.16'da gösterilmiştir. Sıcak çıkış sıcaklık değerleri soğuk kütle oranının belli bir değerine kadar artmakta belli bir değerde maksimum olduktan sonra azalmaya başlamaktadır. Literatürlerde ve bu çalışmadaki değerler incelendiğinde sıcak çıkış sıcaklık değerinin maksimum olduğu soğuk kütle oranı 0.5- 0.6 değerleri arasındadır. Aynı sıcak kütle oranında koniklik açısı 60° olan vorteks tüpün sıcaklık değerleri diğer vorteks tüplere göre daha fazladır. Soğuk kütle oranı 0.6 değerinde koniklik açısı 60° olan vorteks tüpün sıcak çıkış sıcaklık değeri 319.498 K iken, koniklik açısı 90° vorteks tüpün sıcak çıkış sıcaklık değeri 318.681 K, koniklik açısı 120° vorteks tüpün sıcak çıkış sıcaklık değeri 314.237 K olarak bulunmuştur.



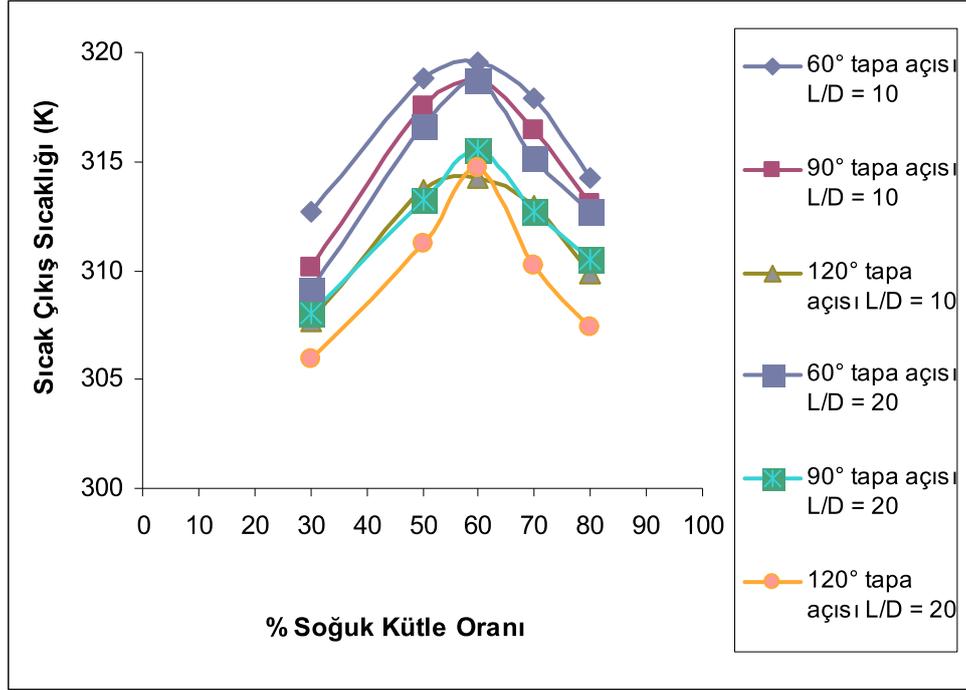
Şekil 6. 16 Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcak çıkış sıcaklık değişimi ($L/D = 10$).

Aynı şartlarda Standart k-epsilon türbülans modeli kullanılarak sıcaklık değişim değerlerinin koniklik açısına ve $L/D = 20$ oranına bağlı olarak nasıl değiştiği irdelenmiştir. Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcak çıkış sıcaklık değerleri Şekil 6.17’de gösterilmiştir. Sıcak çıkış sıcaklık değerleri $L/D = 10$ değerinde olduğu gibi soğuk kütle oranı belli bir değere kadar artmıştır daha sonra 0.5-0.6 değerinden itibaren azalmaya başlamıştır. Aynı soğuk kütle oranında koniklik açısı 60° olan vorteks tüpün sıcaklık değerleri, diğer vorteks tüplere göre daha fazladır. Soğuk kütle oranı 0.6 değerinde koniklik açısı 60° vorteks tüpün sıcak çıkış sıcaklık değeri 318.761 K iken, koniklik açısı 90° vorteks tüpün sıcak çıkış sıcaklık değeri 315.516 K, koniklik açısı 120° vorteks tüpün sıcak çıkış sıcaklık değeri 314.748 K olarak bulunmuştur. Bu iki şekil karşılaştırıldığında ise L/D oranı arttıkça sıcak çıkış değerleri azalmaktadır. Koniklik açısı 60° , soğuk kütle oranı 0.3 ve $L/D = 10$ olduğunda sıcak çıkış sıcaklık değeri 312.64 K iken, $L/D = 20$ olduğunda sıcaklık değeri 309.128 K olarak hesaplanmıştır.



Şekil 6.17 Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcak çıkış sıcaklık değişimi ($L/D = 20$).

L/D oranlarına bağılı sıcak çıkış sıcaklık değerleri Şekil 6.18’de karşılaştırılmıştır. L/D oranı arttıkça sıcak çıkış değerleri azalmaktadır. Koniklik açısı 60° soğuk kütle oranı 0.6 ve L/D = 10 olduğunda sıcak çıkış sıcaklık değeri 319.498 K maksimum sıcaklığı elde edilirken, L/D = 20 olduğunda sıcaklık değeri 318.761 K’ dir. Sıcak çıkış sıcaklık değerleri incelendiğinde L/D = 10 olan tüpün, L/D = 20 olan tüpten daha iyi bir performans sağladığını göstermektedir.

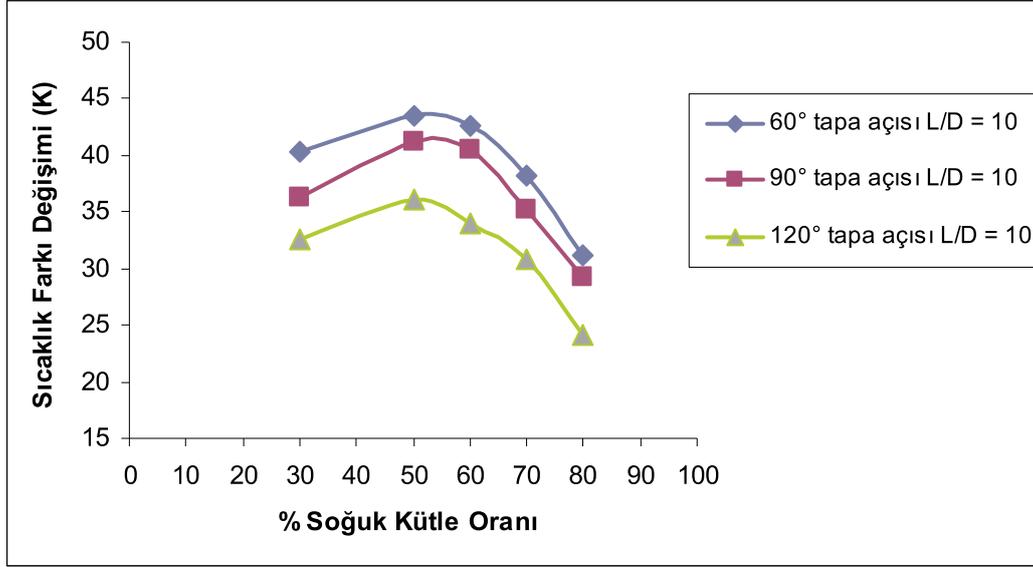


Şekil 6. 18 Soğuk kütle oranına bağılı hava için sıcak çıkış sıcaklık değişimi (L/D =10) (L/D=20).

Çizelge 6. 4 Sıcak çıkış sıcaklık değerleri

Tüpün boyunun çapına oranı (L/D)	Tapanın koniklik açısı (θ)	Soğuk kütle oranı (y_c)	Sıcak çıkış sıcaklığı (T_h) (Hava)	Tüpün boyunun çapına oranı (L/D)	Tapanın koniklik açısı (θ)	Soğuk kütle oranı (y_c)	Sıcak çıkış sıcaklığı (T_h) (Hava)
10	60°	0,3	312,649	20	60°	0,3	309,128
10	60°	0,5	318,831	20	60°	0,5	316,637
10	60°	0,6	319,498	20	60°	0,6	318,761
10	60°	0,7	317,864	20	60°	0,7	315,121
10	60°	0,8	314,287	20	60°	0,8	312,679
10	90°	0,3	310,163	20	90°	0,3	308,059
10	90°	0,5	317,567	20	90°	0,5	313,278
10	90°	0,6	318,681	20	90°	0,6	315,516
10	90°	0,7	316,403	20	90°	0,7	312,671
10	90°	0,8	313,097	20	90°	0,8	310,531
10	120°	0,3	307,664	20	120°	0,3	305,935
10	120°	0,5	313,709	20	120°	0,5	311,197
10	120°	0,6	314,237	20	120°	0,6	314,748
10	120°	0,7	312,938	20	120°	0,7	310,211
10	120°	0,8	309,826	20	120°	0,8	307,366

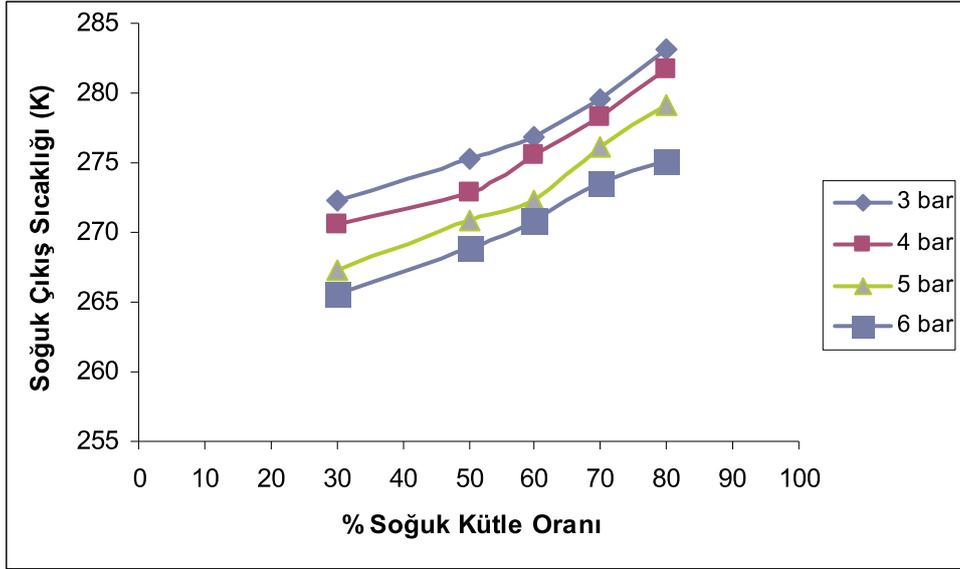
Vorteks tüplerde tapa koniklik açısının performansa etkisini sıcak akımın sıcaklığı ile soğuk akımın sıcaklığı arasındaki fark olarak belirlenmiştir. En iyi performans değeri tapa açısı 60° olduğunda elde edilmektedir (Şekil 6.19). Bu değerler soğuk kütle oranı 0.5 için 60° için 43.54 K, 90° için 41.218 K ve 120° için 36.097 K olarak bulunmuştur. Tapa açısı değeri arttıkça performans değeri vorteks tüpler için azalmaktadır.



Şekil 6. 19 Soğuk kütle oranına bağlı hava için sıcaklık farkı değişimi (L/D =10).

6.4 Vorteks Tüpteki Giriş Basıncı Etkisinin İncelenmesi

Soğuk ve sıcak çıkış sıcaklıklarını etkileyen faktörlerden biriside giriş basınç değeridir. Giriş basıncı tüp içerisindeki dönme hızının artmasını sağlar. Giriş basıncının soğuk ve sıcak çıkış sıcaklıklarına etkisi Şekil 6.20 ve 6.21’de gösterilmiştir.

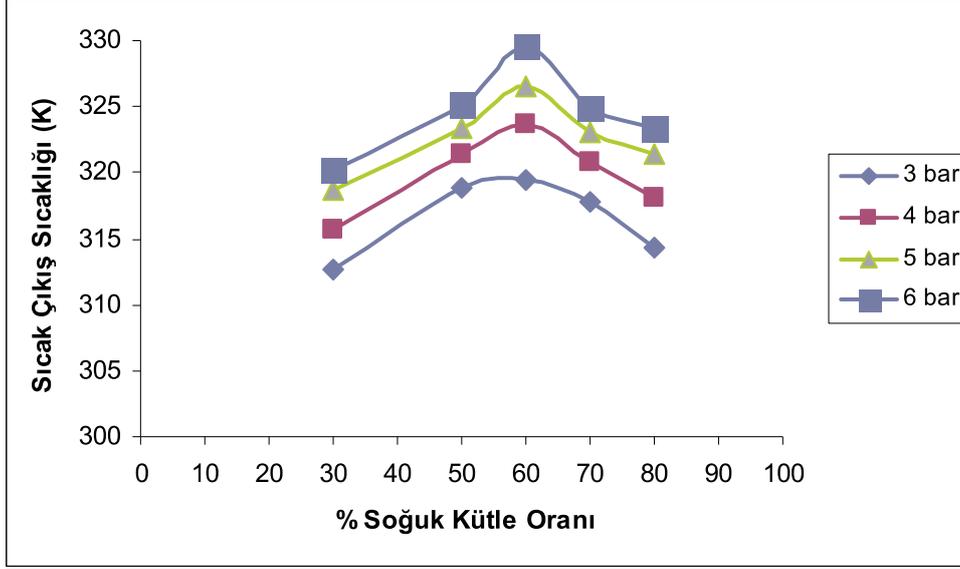


Şekil 6. 20 Giriş basıncına bağlı hava için soğuk çıkış sıcaklık değişimi.

Giriş basınç değerleri 3, 4, 5, 6 bar ve soğuk kütle oranları 0.3, 0.5, 0.6, 0.7 ve 0.8 seçilerek soğuk çıkış sıcaklıkları FLUENT programından iterasyonlar sonucu hesaplanmıştır. Vorteks tüpün L/D oranı 10, tapa koniklik açısı 60° olarak Gambit programında tasarım yapılmıştır. Şekilden de anlaşıldığı gibi giriş basıncı arttıkça soğuk çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Giriş basınç değeri ile soğuk çıkış sıcaklık değeri ters orantılıdır.

Çizelge 6. 5 Giriş basıncı değişimi ile soğuk çıkış sıcaklık değerleri

Tüpün boyunun çapına oranı (L/D)	Tapanın koniklik açısı (θ)	Soğuk kütle oranı (y_c)	Soğuk çıkış sıcaklığı (T_c) (Hava)	Giriş basıncı (P_{gir})
10	60°	0,3	272,34	3
10	60°	0,5	275,291	3
10	60°	0,6	276,864	3
10	60°	0,7	279,632	3
10	60°	0,8	283,191	3
10	60°	0,3	270,632	4
10	60°	0,5	272,816	4
10	60°	0,6	275,579	4
10	60°	0,7	278,301	4
10	60°	0,8	281,734	4
10	60°	0,3	267,349	5
10	60°	0,5	270,873	5
10	60°	0,6	272,244	5
10	60°	0,7	276,097	5
10	60°	0,8	279,125	5
10	60°	0,3	265,546	6
10	60°	0,5	268,831	6
10	60°	0,6	270,854	6
10	60°	0,7	273,637	6
10	60°	0,8	275,173	6



Şekil 6. 21 Giriş basıncına bağlı hava için sıcak çıkış sıcaklık değişimi

Sıcak çıkış sıcaklık değerleri de aynı giriş basınç değerleri ve soğuk kütle oranlarına bağlı olarak FLUENT programı ile hesaplanmıştır. Sıcak çıkış sıcaklık değeri giriş basınç değeri arttıkça artmaktadır. Sıcak çıkış sıcaklık değeri belli bir soğuk kütle oranından sonra azalmaktadır. Giriş basıncı arttıkça vorteks tüpten elde edilen sıcak ve soğuk çıkış sıcaklık farkının arttığı belirlenmiştir.

Çizelge 6. 6 Giriş basıncı değişimi ile sıcak çıkış sıcaklık değerleri

Tüpün boyunun çapına oranı (L/D)	Tapanın koniklik açısı (θ)	Soğuk kütle oranı (y_c)	Sıcak çıkış sıcaklığı (T_h) (Hava)	Giriş basıncı (P_{gir})
10	60°	0,3	312,649	3
10	60°	0,5	318,831	3
10	60°	0,6	319,498	3
10	60°	0,7	317,864	3
10	60°	0,8	314,287	3
10	60°	0,3	315,612	4
10	60°	0,5	321,436	4
10	60°	0,6	323,597	4
10	60°	0,7	320,807	4
10	60°	0,8	318,064	4
10	60°	0,3	318,691	5
10	60°	0,5	323,369	5
10	60°	0,6	326,458	5
10	60°	0,7	323,016	5
10	60°	0,8	321,397	5
10	60°	0,3	320,173	6
10	60°	0,5	325,244	6
10	60°	0,6	329,541	6
10	60°	0,7	324,879	6
10	60°	0,8	323,358	6

6.5 Vorteks Tüplerin Termodinamiğin 1. Yasasına Göre Analizi

Termodinamiğin birinci yasası enerjinin değişik biçimleri arasındaki ilişkileri incelemek için bir temel oluşturur. Bu yasanın toplam kütle için kısaca ifadesi aşağıdaki gibidir.

$$Q-W=\Delta E \quad (6.2)$$

Burada, Q sistem sınırlarındaki net ısı geçişi, W değişik biçimleri kapsayan net işi ve ΔE ise sistemdeki toplam enerji değişimini ifade etmektedir. Bilindiği gibi sistemin toplam enerjisi üç parçadan oluşmaktadır. İç enerji (U), kinetik enerji (KE) ve potansiyel enerji (PE). Bu nedenle;

$$Q-W=\Delta U+\Delta KE+\Delta PE \quad (6.3)$$

olarak ifade edilebilir.

Burada;

$$\Delta U= m(u_2 - u_1) \quad (6.4)$$

$$\Delta KE= (m/2) (V_2^2 - V_1^2) \quad (6.5)$$

$$\Delta PE = m.g. (z_2- z_1) \quad (6.6)$$

olmaktadır.

Bu yasayı vorteks tüp için uygularsak, yükseklik değişiminin olmadığı düşünülerek $\Delta PE= 0$ alınacaktır. Vorteks tüp içindeki akışların farklı açısız hızlarda döndüklerinden yüksek hızlı akış nispeten düşük hızlı akışı ivmelendirmeye çalışmaktadır. Bu olay esnasında yüksek hızlı akışın hızında düşüş olmaktadır. Eğer vorteks tüp adyabatik bir sistem olarak kabul edilirse, bu düşüş birinci yasaya göre, akışın hızındaki düşme akışın sahip olduğu toplam enerjisi ve dolayısıyla sıcaklığını da düşüreceği anlamına gelir.

Vorteks tüpün adyabatik bir proses olduğu kabulü ve iç cidar ile dış akış arasındaki sürtünmenin göz ardı edilmesi ile enerjinin korunumu eşitliğinin analizi için aşağıdaki ifadeyi yazmak mümkündür.

$$m_g h_g = m_g y_c h_c + m_g (1- y_c) h_h \quad (6.7)$$

$$y_c = m_c / m_g \quad (6.8)$$

(6.7) nolu eşitlikte yer alan giriş akışının kütle oranı ifadesi her iki tarafından sadeleştirildiğinde (6.9) nolu eşitlik elde edilir.

$$y_c (h_c - h_h) + (h_h - h_g) = 0 \quad (6.9)$$

(6.7.) nolu ifadeden de anlaşılacağı gibi sisteme giren enerji iki kısma ayrılmaktadır. İdeal bir gaz için yukarıdaki ifade (6.10) nolu ifadedeki gibi yazılabilir.

$$c_p T_g = y_c c_p T_c + (1 - y_c) c_p T_h \quad (6.10)$$

(6.10) nolu ifadede yer alan ideal bir gaz için c_p değerinin sabit olduğu göz önüne alınarak eşitliğin her iki tarafından kaldırılması ile (6.11) nolu eşitlik yazılabilir.

$$T_g = y_c T_c + (1 - y_c) T_h \quad (6.11)$$

FLUENT programında $L/D = 10$ ve 20 için, tapa koniklik açısı $60^\circ, 90^\circ$ ve 120° için hesaplanan soğuk ve sıcak çıkış sıcaklık değerleri, (6.11) nolu denklemde çözümlenerek girişte kabul edilen sıcaklık değeri ile karşılaştırılması aşağıdaki çizelgede yapılmıştır.

Çizelgede görüldüğü gibi kabul edilen giriş sıcaklık değeri ile FLUENT programında hesaplanan değerlerin (6.11) nolu denklemde çözümü ile elde edilen giriş sıcaklığı değerleri kabul edilen değere göre farklılıklar göstermektedir. Bazı değerler kabul edilen değere yakın değerlerde iken, bazı değerler ise çok fazla değerlerde olduğu görülmüştür. Bunun nedeni ise kinetik enerjinin ihmal edilmesidir.

Çizelge 6. 7 Hesaplanan ve kabul edilen giriş sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması (kinetik enerji ihmal edildiğinde)

Tüpün boyunun çapına oranı (L/D)	Tapanın koniklik açısı (θ)	Soğuk kütle oranı (y_c)	Soğuk çıkış sıcaklığı (T_c)	Sıcak çıkış sıcaklığı (T_h)	Giriş sıcaklığı (T) Hesaplanan	Giriş sıcaklığı (T)
10	60°	0,3	272,34	312,649	300.55	294
10	60°	0,5	275,291	318,831	296.155	294
10	60°	0,6	276,864	319,498	293.91	294
10	60°	0,7	279,632	317,864	291.099	294
10	60°	0,8	283,191	314,287	289.40	294
10	90°	0,3	273,93	310,163	299.293	294
10	90°	0,5	276,349	317,567	296.958	294
10	90°	0,6	278,231	318,681	294.402	294
10	90°	0,7	281,230	316,403	291.78	294
10	90°	0,8	283,853	313,097	289.70	294
10	120°	0,3	275,021	307,664	297.86	294
10	120°	0,5	277,612	313,709	295.66	294
10	120°	0,6	280,249	314,237	293.83	294
10	120°	0,7	282,163	312,938	291.39	294
10	120°	0,8	285,638	309,826	290.465	294
20	60°	0,3	274,73	309,128	298.80	294
20	60°	0,5	276,183	316,637	296.41	294
20	60°	0,6	279,457	318,761	295.17	294
20	60°	0,7	281,841	315,121	291.816	294
20	60°	0,8	286,873	312,679	292.02	294
20	90°	0,3	276,263	308,059	298.51	294
20	90°	0,5	278,139	313,278	295.708	294
20	90°	0,6	281,579	315,516	295.146	294
20	90°	0,7	283,249	312,671	292.07	294
20	90°	0,8	287,693	310,531	292.261	294
20	120°	0,3	278,471	305,935	297.695	294
20	120°	0,5	279,358	311,197	295.277	294
20	120°	0,6	283,862	314,748	296.216	294
20	120°	0,7	284,351	310,211	292.103	294
20	120°	0,8	288,963	307,360	292.642	294

Daha doğru değerler elde etmek için kinetik enerji ihmal edilmemelidir. Kinetik enerji ihmal edilmediğinde fomüller aşağıdakiler gibi olmaktadır.

$$q-w = \Delta h + \Delta ke + \Delta pe \quad (6.12)$$

Vorteks tüp adyabatik kabul edildiği için $q = 0$, iç olmadığı için $w = 0$ ve yükseklik değişiminin olmadığı kabul edildiğinden dolayı $\Delta pe = 0$ olarak alınmıştır.

$$0 = h_2 - h_1 + (V_2^2 - V_1^2) / 2 \quad (6.13)$$

(6.13) nolu formülde h_2 sıcak çıkış entalpisi, V_2 ise sıcak ıkışdaki hız değeri olarak alınmıştır.

V_1 , giriş havası hız değeri, h_1 ise giriş havasının entalpisi olarak alınmıştır. V_1 ve V_2 değerleri FLUENT progamından elde edilmiştir. h_2 değeri ise sıcak çıkış sıcaklıkları değerleri ile Yunus ENGEL' in Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik kitabındaki Tablo A- 17 (Havanın mükemmel gaz varsayımlarıyla özellikleri)'den sıcaklık değerlerine karşılık h_2 değerleri okunmuştur. Giriş havasının entalpisi h_1 ise (6.13) nolu formülden hesaplanıp, yine aynı tablodan entalpi değerine karşılık gelen sıcaklık değerleri okunarak elde edilmiştir.

Çizelge 6.8'de görüldüğü gibi kinetik enerji ihmal edilmediğinde kabul edilen giriş sıcaklık değerine çok yakın değerler elde edilmiştir. Hız değerleri 275- 145 m/s değerleri arasında programdan elde edilmiştir.

Hesaplanan giriş sıcaklık değerleri kabul edilen 294 K sıcaklık değerinden en fazla 2 K fazla veya az olarak hesaplanmıştır.

Çizelge 6. 8 Hesaplanan ve kabul edilen giriş sıcaklık değerlerinin karşılaştırılması (kinetik enerji ihmal edilmediğinde)

Tüpün boyunun çapına oranı (L/D)	Tapanın koniklik açısı (θ)	Soğuk kütle oranı (y_c)	Soğuk çıkış sıcaklığı (T_c)	Sıcak çıkış sıcaklığı (T_h)	Giriş entalpisi (h_1)	Çıkış entalpisi (h_2)	Giriş sıcaklığı (T) Hesaplanan	Giriş sıcaklığı (T)
10	60°	0,3	272,34	312,649	293.07	312.90	292.90	294
10	60°	0,5	275,291	318,831	296	319.11	295.82	294
10	60°	0,6	276,864	319,498	295.65	319.78	295.47	294
10	60°	0,7	279,632	317,864	295.21	318.14	295.03	294
10	60°	0,8	283,191	314,287	293.778	314.287	293.605	294
10	90°	0,3	273,93	310,163	293.959	310.4	293.867	294
10	90°	0,5	276,349	317,567	295.086	317.84	294.86	294
10	90°	0,6	278,231	318,681	295.163	319.146	294.993	294
10	90°	0,7	281,230	316,403	294.41	316.67	294.24	294
10	90°	0,8	283,853	313,097	293.36	313.355	293.18	294
10	120°	0,3	275,021	307,664	293.18	307.89	293.04	294
10	120°	0,5	277,612	313,709	293.58	313.97	293.41	294
10	120°	0,6	280,249	314,237	294.52	314.502	293.35	294
10	120°	0,7	282,163	312,938	296.48	313.15	296.28	294
10	120°	0,8	285,638	309,826	294.06	310.06	293.943	294
20	60°	0,3	274,73	309,128	293.85	309.364	293.678	294
20	60°	0,5	276,183	316,637	294.37	316.913	294.198	294
20	60°	0,6	279,457	318,761	294.83	319.046	294.672	294
20	60°	0,7	281,841	315,121	294.13	315.27	293.95	294
20	60°	0,8	286,873	312,679	292.84	312.93	292.67	294
20	90°	0,3	276,263	308,059	294.32	308.291	294.148	294
20	90°	0,5	278,139	313,278	293.842	313.53	293.678	294
20	90°	0,6	281,579	315,516	294.53	315.78	294.358	294
20	90°	0,7	283,249	312,671	294.78	312.927	294.60	294
20	90°	0,8	287,693	310,531	294.42	310.774	294.241	294
20	120°	0,3	278,471	305,935	292.443	306.156	292.232	294
20	120°	0,5	279,358	311,197	294.671	311.45	294.50	294
20	120°	0,6	283,862	314,748	295.11	315.016	295.11	294
20	120°	0,7	284,351	310,211	294.67	310.452	294.51	294
20	120°	0,8	288,963	307,360	293.28	307.59	293.09	294

SONUÇ VE ÖNERİLER

FLUENT programı kullanılarak L/D oranının, tapa koniklik açısının ve giriş basınç değerinin sabit soğuk kütle oranları kullanılarak, soğuk ve sıcak çıkış basınç ve sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Değerler sonucunda soğuk kütle oranının, sıcak çıkıştaki basınç ile doğru orantılı, soğuk çıkıştaki basınç değeri ile ters orantılı olduğu elde edilmiştir. Soğuk çıkış bölgesindeki basınç arttıkça soğuk kütle oranı azalmıştır.

Soğuk kütle oranı arttıkça soğuk çıkış sıcaklıklarının arttığı, sıcak çıkış sıcaklığının ise belli bir değerden sonra azaldığı görülmüştür.

Tapa açısı ve L/D oranı küçük olan değerlerde vorteks tüpün performansının daha iyi sonuçlar verdiği görülmüştür.

Hava ile karbondioksit karşılaştırıldığında ise, aynı soğuk kütle oranında havadan elde edilen soğuk çıkış ve sıcak çıkış basınç değerleri karbondioksite göre daha fazla değerdedir.

Giriş basınç değeri arttıkça, soğuk çıkış sıcaklığı azalmaktadır. Sıcak çıkış değeri ise giriş basıncı arttıkça belli bir değere kadar artmaktadır. Belli bir değerden sonra azalmaya başlamaktadır. Giriş basıncı arttıkça vorteks tüpten elde edilen sıcak ve soğuk çıkış sıcaklık farkının arttığı belirlenmiştir.

Bu çalışma FLUENT programı kullanılarak daha da geliştirilebilir, daha farklı akışkanlar ve daha farklı basınç değerlerinde soğuk ve sıcak çıkışlar için basınç ve sıcaklık değerleri elde edilebilir.

KAYNAKLAR

-
- [1] Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M. ve Karslı, S., (2006). “Vorteks Tüpleri: 1 Teknolojik Gelişmeler”, Mühendis ve Makina, 47 (553), 46-54.
- [2] Özgür, A.E., (2001) Vorteks Tüplerin Çalışma Kriterlerine Etki Eden Faktörlerin ve Endüstrideki Kullanım Alanlarının Tespiti, Yüksek Lisans Tezi, Isparta Üniversitesi.
- [3] Ranque, G.J., (1933). “Experinces sur la detente giratoire ave productions simultanes d’un echappement d’air chaud et d’un echappement d’air froid”, J. Phys. Radium 4 (7),112-114.
- [4] Hilsch, R., (1947). “The use of the expansion of gases in a centrifugal field as cooling process”, Rev. Sci. Inst., 18(2), 108-113.
- [5] Dinçer, K., Taşdemir, Ş., Başkaya, Ş., Uysal, Z., (2008). “Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünün Performansına Tapa Açısının Etkisinin Yapay Sinir Ağları Yöntemi ile Modellenmesi”, Isı Bilimi ve Tekniği Dergisi, 28, 2, 1-7.
- [6] Aljuwayhel, N.F., (2003). Internal Study of The Vortex Tube Using A CFD Package. Master Thesis University of Wisconsin-Madison.
- [7] V, G.D., (2010). The Vortex Tube. Italy.
- [8] Zin, K.K., Hannske, A., Ziegler, F., (2010). “Modeling and Optimization of the Vortex Tube with CFD Analysis”, Energy Research Journal 1 (2): 193-196.
- [9] Dinçer, K., Ateş, A., Başkaya, Ş., (2009). “Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünün Performansına Tapa Hareketinin Etkisinin Yapay Sinir Ağları Yöntemi ile Modellenmesi”, 3. Uluslar arası İleri Teknolojiler Sempozyumu.
- [10] Azarov A., (1998). “Quasimetric Method of Comprasion of Refrigerating Systems According to the Totality of Their Technological and Operational Characteristics”, Int Conf. Resources Saving in Food Industry. 143-144.
- [11] Çelik A., (2007). Vorteks Tüplerin Deneysel İncelenmesi ve Termodinamik Analizi, Atatürk Üniversitesi.

- [12] Fröhlingdorf, W. And Unger, H., (1999). “Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the Ranque-Hilsch vortex tube”, Int Heat Mass Transfer 42(3), 415-422.
- [13] Cockerill T., (1995). The Ranque- Hilsch Vortex Tube. Cambridge University Engineering Department, PhD. Thesis, 243 s, Sunderland.
- [14] Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M. ve Karılı, S., (2007) “Vorteks Tüpleri: 2 Enerji Ayrışma Mekanizması ve Performans Karakteristikleri”, Mühendis ve Makina, 47 (554), 42-51.
- [15] Tu, J., Yeoh, G. H., Liu, C., (2008). Computational Fluid Dynamics, Elsevier, Oxford.
- [16] Anderson, J. D., (1995). Computational Fluid Dynamics, McGraw Hill, New York.
- [17] Versteeg, H. K., Malalasekera, W., (1995). An Introduction to Computational Fluid Dynamics, Longman Scientific & Technical, Harlow.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı Mustafa VELİOĞLU
Doğum Tarihi ve Yeri 08.01.1985 / KAYSERİ
Yabancı Dili İngilizce – Almanca
E-posta mstfayldz@hotmail.com

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Makine müh./Isı proses	Yıldız Teknik Üni.	
Lisans	Makine müh./Isı proses	Yıldız Teknik Üni.	2007
Lise	Sayısal	Sema Yazar And. Lis.	2003