

**KARŞIT AKIŞLI RANQUE-HİLSCH VORTEKS TÜPÜNDE HAVA VE OKSİJEN
AKIŞKANLARININ FARKLI NOZULLARDA ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİNİN
DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

İsmail CEBECİ

Bartın Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalında

Yüksek Lisans Tezi

Olarak Hazırlanmıştır.

BARTIN

Temmuz 2013

KABUL :

İsmail CEBECİ tarafından hazırlanan “Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Hava ve Oksijen Akışkanlarının Farklı Nozullarda Enerji-Ekserji Analizlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi” başlıklı bu çalışma jürimiz tarafından değerlendirilerek, Bartın Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalında Yüksek Lisans Tezi olarak oybirliğiyle kabul edilmiştir. 08/07/2013

Başkan: Prof.Dr. Fikret KOCABAŞ BÜ

Üye : Yrd.Doç.Dr. Volkan KIRMACI BÜ

Üye : Yrd.Doç.Dr. Serkan ATEŞ BÜ

ONAY :

Yukarıdaki imzaların, adı geçen öğretim üyelerine ait olduğunu onaylarım. 01../08/2013

Doç. Dr. Selma ÇELIKYAY
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

“Bu tezdeki tüm bilgilerin akademik kurallara ve etik ilkelere uygun olarak elde edildiğini ve sunulduğunu; ayrıca bu kuralların ve ilkelerin gerektirdiği şekilde, bu çalışmadan kaynaklanmayan bütün atıfları yaptığımı beyan ederim.”

İsmail CEBECİ

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KARŞIT AKIŞLI RANQUE-HİLSCH VORTEKS TÜPÜNDE HAVA VE OKSİJEN AKIŞKANLARININ FARKLI NOZULLARDA ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

İsmail CEBECİ

Bartın Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Yrd.Doç.Dr. Volkan KIRMACI

Temmuz 2013, 64 sayfa

Bu çalışmada, iç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan karşıt akışlı bir vorteks tüpte, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ve oksijenin kullanıldığı, 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, soğutma – ısıtma performansları deneysel olarak incelenerek, ekserji analizi ile sistemdeki kayıp iş ve verim hesaplanmış ve vorteks tüpünde yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler değerlendirilerek, performansın artırılmasına yönelik önerilerde bulunulmuştur.

Anahtar Sözcükler: Ranque-Hilsch vorteks tüpü, ısıtma, soğutma, ekserji analizi.

Bilim Kodu : 625.04.01

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION ON ENERGY-EXERGY ANALYSIS OF AIR AND OXYGEN IN COUNTERFLOW RANQUE-HILSCH VORTEX TUBE WITH DIFFERENT NOZZLES

İsmail CEBECİ

Bartın University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Thesis Advisor: Asist.Prof.Dr. Volkan KIRMACI

July 2013, 64 pages

In this study, in a counterflow vortex tube having an inside diameter of 10 mm, a body length of 100 mm, with 2, 3, 4, 5, 6 nozzle numbers, where air and oxygen are used as the pressured fluid, in a range from 150 kPa to 700 kPa with 50 kPa increments, cooling and heating performances are experimentally investigated, with exergy analysis the lost work and efficiency were calculated, and evaluating the data obtained via the experiments in the vortex tube suggestions were made to increase the performance.

Key Words: Ranque-Hilsch vortex tube, heating, cooling, exergy analysis.

Science Code: 625.04.01

TEŞEKKÜR

Çalıőmalarım boyunca değerli yardım ve katkılarıyla beni yönlendiren tez danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Volkan KIRMACI' ya, çalıőmalarımda kullandığım parçaların tasarımlarında büyük emeği olan değerli dostum Mehmet Yavuz BALALI' ya, çalıőmalarımı yapabilmem için bana yer tahsisinde bulunan Őenol GÜNER' e ve Muharrem ER' e, çalıőmalarım boyunca manevi desteklerini hep arkamda hissettiğim eőim Fatma' ya, kızım Defne' ye, Anne ve Babama sonsuz teőekkürlerimi sunuyorum.

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL.....	ii
ÖZET.....	iii
ABSTRACT.....	iv
TEŞEKKÜR.....	v
İÇİNDEKİLER.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	xi
TABLolar DİZİNİ.....	xiii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiv
BÖLÜM 1.....	1
GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2.....	3
LİTERATÜR ÇALIŞMASI.....	3
2.1 YURT DIŞI ÇALIŞMALAR.....	3
2.2 YURT İÇİ ÇALIŞMALAR.....	9
BÖLÜM 3.....	12
VORTEKS TÜP.....	12
3.1 VORTEKS TÜP TİPLERİ.....	12

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

Sayfa

3.1.1 Akış Karakteristiklerine Göre Vorteks Tüpler	12
3.1.1.1 Karşıt Akışlı Vorteks Tüpler	12
3.1.1.2 Paralel Akışlı Vorteks Tüpler	13
3.1.2 Tasarım Özelliklerine Göre Vorteks Tüpler	14
3.1.2.1 Adyabatik Vorteks Tüpler	14
3.1.2.2 Adyabatik Olmayan Vorteks Tüpler	14
3.2 VORTEKS TÜPLERİN UYGULAMA ALANLARI	14
3.2.1 Isıtma ve Soğutma Uygulamaları	15
3.2.2 Gazların Sıvılaştırılmasında Kullanımı	17
3.2.3 Gaz Karışımlarının Ayrıştırılmasında Kullanımı	18
3.2.4 Gazların Kurutulmasında Kullanımı	18
3.2.5 Kimyasal Endüstride Kullanılması	19
3.2.6 Elektrik Üretiminde Kullanımı	20
3.2.7 Kar Üretiminde Kullanımı	20
3.2.8 Medikal Uygulamalarda Kullanımı	21
3.2.9 Diğer Uygulama Alanları	22
3.2.9.1 Toz Ayrıştırıcısı Olarak Kullanımı	22
3.2.9.2 Vorteks Temizleyiciler	22
3.2.9.3 Klimalı Koltuklarda Kullanımı	23

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
3.2.9.4 Uygulamalı Ürün Vorteks Tüpler	23
3.3 VORTEKS TÜPLERİN AVANTAJLARI VE DEZAVANTAJLARI	25
3.3.1 Avantajları	25
3.3.2 Dezavantajları.....	25
BÖLÜM 4	26
VORTEKS TÜPLERİN KONSTRÜKSİYONU VE ÇALIŞMA PRENSİBİ	26
4.1 VORTEKS TÜPLERİN KONSTRÜKSİYONU	26
4.1.1 Gövde	26
4.1.1.1 Çelik Gövde.....	27
4.1.1.2 Pirinç Gövde.....	27
4.1.1.3 Perspekt Gövde	27
4.1.1.4 Gövde Malzemesinin Tüp Performansına Etkisi	27
4.1.2 Giriş Lüleleri	28
4.1.3 Soğuk Uç Orifisi.....	29
4.1.4 Sıcak Çıkış Valfi	30
4.1.5 Jeneratör	30
4.1.6 Filtreler	30
4.1.6.1 Kurutucu.....	31
4.1.6.2 Kir Tutucu	31

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
4.1.6.3 Yağ Tutucu.....	31
4.1.7 Regülatörler.....	32
4.1.8 Susturucular.....	32
4.1.8.1 Soğuk Susturucular	32
4.1.8.2 Sıcak Susturucular.....	32
4.2 VORTEKS TÜPLERİN ÇALIŞMA PRENSİBİ	33
BÖLÜM 5	34
MATERYAL METOD	34
5.1 MATERYAL.....	34
5.1.1 Deneysel Sistem	34
5.1.2 Deneylerde Kullanılan Ölçüm Cihazları	34
5.1.2.1 Manometre	34
5.1.2.2 Debimetre	35
5.2 METOD.....	36
5.2.1 Deneylerin Yapılışı	36
5.2.2 Deney Sonuçları	38
BÖLÜM 6	45
VORTEKS TÜPLERDE EKSERJİ ANALİZİ	45
BÖLÜM 7	54

İÇİNDEKİLER (devam ediyor)

	<u>Sayfa</u>
SONUÇ VE ÖNERİLER	54
7.1 SONUÇLAR	54
7.2 ÖNERİLER	58
KAYNAKLAR.....	59
ÖZGEÇMİŞ	65

ŞEKİLLER DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
2.1 Fröhlingsdorf ve Unger'in CFX çözümünden oluşturdukları hız profilleri	5
2.2 Saidi ve Valipour'un çalışmalarında kullandıkları vorteks tüp.....	6
2.3 Gao ve arkadaşlarının çalışmalarında kullandıkları vorteks tüpler.....	7
2.4 Ranque-Hilsch tüpün şematik görünümü.....	7
2.5 Aljuwayhel ve arkadaşlarının çalışmalarında kullandıkları vorteks tüp geometrisi.....	7
3.1 Karşıt akışlı vorteks tüp.....	13
3.2 Paralel akışlı vorteks tüp.....	13
3.3 Adyabatik olmayan vorteks tüp.....	14
3.4 Vakumla şekillenen parça soğutma uygulaması.....	16
3.5 Yüksek frekanslı kaynağı soğutma uygulaması	16
3.6 Standart soğutma cihazlarının bulunmadığı durumlarda kullanılan vorteks tüplü sistem.....	17
3.7 Vorteks tüplü kaskat sistem.....	18
3.8 Vorteks tüp separatörü	19
3.9 Vorteks tüp soğutmalı bir gaz numuneden nem alma sistemi	19
3.10 Vorteks tüp tahrikli termoelektrik jeneratör	20
3.11 Kar üretme sistemi.....	21
3.12 Vorteks tüp ile kar üretme	21
3.13 Vorteks temizleyici.....	23
3.14 Topaklayıcının kesme uçlarının soğutulması	24
3.15 Tıbbi tüp şekillendirme işlemlerinde kalıbın soğutulması.....	24
4.1 Jeneratörlü bir karşıt akışlı vorteks tüp	26

ŞEKİLLER DİZİNİ (devam ediyor)

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
4.2 Karşıt akışlı bir vorteks tüpteki akış.....	33
4.3 Vorteks tüp içindeki soğuk ve sıcak akış hareketi	33
5.1 Deneysel sistem.....	36
5.2 Hava, $N=2,3,4,5,6$, $P_{gir}=150 - 700$ kPa için $T_{soğ}$ değişimleri.....	38
5.3 Hava, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için T_{sic} değişimleri.....	39
5.4 Hava, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için $\Delta T (T_{sic} - T_{soğ})$ değişimleri.....	40
5.5 Oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için $T_{soğ}$ değişimleri.....	41
5.6 Oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için T_{sic} değişimleri.....	42
5.7 Oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için $\Delta T (T_{sic} - T_{soğ})$ değişimleri.....	43
5.8 Hava ve Oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için $\Delta T (T_{sic} - T_{soğ})$ değişimleri. ...	44
6.1 Hava ve oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için, soğuk taraftan çıkan ekserji ($E_{soğ}$) değişimleri.	48
6.2 Hava ve oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için, sıcak taraftan çıkan ekserji (E_{sck}) değişimleri.	49
6.3 Hava ve Oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için, giren ekserji (E_{gir}) değişimleri.....	50
6.4 Hava ve Oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için, çıkan toplam ekserji ($E_{çık}$) değişimleri.....	51
6.5 Hava ve Oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için, kayıp ekserji (E_{kyp}) değişimleri.....	52

TABLolar DİZİNİ

<u>No</u>	<u>Sayfa</u>
Tablo 6.1 Hava ve oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir} =150 - 700$ kPa için, ikinci yasa verimi (η_{ii}) değişimleri.	52

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

RHVT :	Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü
CFC :	kloro floro karbon
PVC :	poli vinil klorür
YSA :	yapay sinir ağları
VTS :	vorteks tüp separatörleri
E_{gir} :	giren ekserji, (W)
E_{sck} :	giren ekserji, (W)
$E_{soğ}$:	giren ekserji, (W)
$E_{çkş}$:	çıkan ekserji, (W)
E_{kyp} :	kayıp ekserji, (W)
n_u :	ekserji verimi
ΔT :	sıcak akışın ile soğuk akışın arasındaki sıcaklık farkı, (K)
$T_{soğ}$:	soğuk akış sıcaklığı, (K)
T_{sck} :	sıcak akış sıcaklığı, (K)
T_{gir} :	giren akışkan sıcaklığı, (K)
T_0 :	çevre sıcaklığı, (K)
N :	nozul sayısı
P_{gir} :	giriş basıncı, (kPa)
P_{sck} :	sıcak akış basıncı, (kPa)
$P_{sğğ}$:	soğuk akış basıncı, (kPa)

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ (devam ediyor)

P_0	:	çevre ortam basıncı, (kPa)
y_c	:	soğuk akışkanın kütle debisinin, girişteki akışkanın kütle debisine oranı
d	:	vorteks tüp orifis çapı
D	:	vorteks tüp iç çapı
m_{gir}	:	giren akışkanın kütledebisi, (kg/s)
$m_{soğ}$:	soğuk akışkanın kütledebisi, (kg/s)
m_{sck}	:	sıcak akışkanın kütledebisi, (kg/s)
ΔT	:	sıcak akışkan sıcaklığı ile soğuk akışkan sıcaklığı arasındaki fark, (K)
s	:	entropi, (kj/kg.K)
c_p	:	özgül ısı, (kj/kg.K)
h	:	entalpi, (kj/kg.K)

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Bir maddenin veya bir ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının altına indirmek ve o sıcaklıkta muhafaza etmek üzere ısı alınması işlemi soğutma, bir maddenin veya bir ortamın sıcaklığını onu çevreleyen hacim sıcaklığının üstüne çıkartmak ve o sıcaklıkta muhafaza etmek üzere ısı verilmesi işlemi de ısıtma olarak tanımlanabilir.

Günümüzde, ısıtma ve soğutma için gerekli olan enerji büyük ölçüde fosil yakıtlar kullanılarak elde edilmektedir. Tükenebilir enerji kaynaklarından olan fosil yakıt kaynaklarının, günden güne azalması, bu yakıtların yanmasıyla oluşan gazların ve soğutma sistemlerinde soğutucu akışkan olarak kullanılan kloro florokarbon (CFC) grubu soğutucu akışkanların ozon tabakasına olan olumsuz etkilerinden dolayı, insanoğlu alternatif ısıtma ve soğutma sistemlerini geliştirmeye yöneltmiştir. Bu alternatif soğutma sistemlerinden biri de vorteks tüpleridir.

Vorteks tüplerin ilk keşfi Ranque tarafından yapılmış olup, Hilsch tarafından geliştirilmiştir. Keşfi ve geliştirmesini yapan kişilerin isimlerinden dolayı Ranque - Hilsch vorteks tüpü olarak isimlendirilmiştir. Vorteks tüpler, basınçlı gaz ile çalışan, sıcak çıkış tarafındaki vana dışında hareketli hiç bir parçası olmayan sistemler olarak tanımlanmaktadır. Vorteks tüpünde soğuk ve sıcak olmak üzere iki farklı akışkan elde edilir. Soğuk ve sıcak akışkanın sıcaklığını etkileyen birçok değişken vardır. Vorteks tüpünün boyu, boyunun çapına oranı, nozul sayısı, kullanılan basınçlı akışkanın tipi, akışkanın vorteks tüpe girişteki hızı, giriş açısı ve giriş basıncı bu değişkenlerden bazılarıdır.

Bu çalışmada, iç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan karşıt akışlı bir vorteks tüpte, nozul sayısı 2, 3, 4, 5, 6 olan, basınçlı akışkan olarak hava ve oksijen kullanılan, 150 kPa' dan başlayarak 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, soğutma – ısıtma performansları deneysel olarak incelenerek, ekserji analizi ile sistemdeki kayıp iş ve verim hesaplanmıştır.

Vorteks tüpünde yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler değerlendirilerek, performansın artırılmasına yönelik önerilerde bulunulmuştur.

BÖLÜM 2

LİTERATÜR ÇALIŞMASI

Vorteks tüpü için, yurt dışı çalışmalar ve yurt içi çalışmalar olmak üzere iki kısımda literatür çalışması yapılmıştır.

2.1 YURT DIŞI ÇALIŞMALAR

Vorteks tüplerde sıcaklık ayrışımını keşfeden Fransız bilim adamı George Ranque (1933), bir tüpe teğetsel akım göndererek çalışmalarda bulunmuş ve çalışmaların sonuçlarını açıklamıştır. Ranque, vorteks tüpünün endüstriyel olarak kullanılabileceğini düşünerek, “Vortec” adındaki ilk ticari şirketi kurmuştur.

Hartnett ve Eckert (1957), fleksiqlastan imal edilmiş olan ve çapı 3 inç, uzunluğu 30 inç olan bir vorteks tüpünde, 3/8 inç çapındaki 8 nozul ile çalışmıştır. Akışkan giriş basıncını 10, 15 ve 20 psig olarak uygulamışlardır. Vorteks tüpün gövdesine, eksen boyunca 1 inç, 3 inç, 6 inç, 12 inç ve 18 inç olmak üzere 5 prob yerleştirilerek ölçüm yapmışlar ve vorteks tüpünün merkezindeki akış sıcaklığının düşük, vorteks tüpünün cidarındaki sıcaklığın ise yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Deissler ve Perlmutter (1960), yaptıkları çalışmada bir vorteks tüpünde sıcaklık, basınç ve hız dağılım analiz çalışmaları yapmıştır. Çalışmada, akışı iç ve dış olmak üzere iki bölgeye ayırarak, vorteks tüpünde enerji ayrışmasına neden olan en önemli faktörün türbülans etkisi olduğunu göstermişlerdir.

Takahama ve Kawamura (1979), yaptıkları çalışmada, buharla çalışan bir vorteks tüpte enerji ayrışma performansını deneysel incelemiştir.

Takahama ve Yokosawa (1981), deneysel çalışmalarında, sıcaklık ayrışma performansında hiçbir düşme olmadan, vorteks tüpünün boyunu kısaltmaya çalışmışlardır. Bu amaçla

çalışmada, konik tüp kullanarak, daha kısa bir boyla, standart bir vorteks tüp ile aynı performansı yakalamışlardır. Konik vorteks tüpü, kesit alanı sıcak uca doğru artacak şekilde tasarlamışlar ve böylelikle basınçlı akışkanın aksenal hız değişiminin azalacağını göstermiştir.

Balmer (1988), yapmış olduğu çalışmada, Ranque-Hilsch vorteks tüpünde gerçekleşen sıcaklık ayrışma olayını, sıkıştırılabilir gazlarla sınırlı olmadığını ve sıkıştırılmaz akışkanlar içinde uygulanabileceğini belirtmiştir. Termodinamiğin 2.yasasına göre sıkıştırılmayan akışkanlar için teorik analizi yapmış ve vorteks tüpünün sıkıştırılmayan akışkanlar içinde kullanılabilirliğini ifade etmiştir. Basınçlı akışkan için hava kullanarak tasarlanan ticari vorteks tüpünde, 20–50 MPa giriş basıncında, 10–20 °C arasında sıcaklık ayrışma olayının gerçekleştiğini görmüştür. Giriş basıncının yeterince yüksek olduğu durumlarda sıvılar için de bu cihazların enerji ayrışmasında kullanılabileceği belirtilmiştir. Kullanılmış olan vorteks tüpün sıkıştırılabilir akış için tasarlandığını, sıvılar için farklı bir tasarımla bu enerji ayrışma olayının daha da iyileşebileceğini önermiştir.

Ahlborn vd. (1994), yaptıkları çalışmada, vorteks tüp için yeni bir model geliştirmiş ve soğuk uçtaki sıcaklık düşüşü için bir alt limit, sıcak uçtaki sıcaklık artışı için bir üst limit belirleyerek, vorteks tüpündeki ısınma ve soğumayı kinetik enerjinin artması veya azalması ile ilişkilendirmiştir.

Ahlborn vd. (1996), yaptıkları çalışmada, vorteks tüpün sıcak ve soğuk uçlarına vakum uygulayarak, düşük basınçlar için sıcaklık ayrışmasını incelemiş ve vorteks tüpün atmosferik basıncın altındaki ve üstündeki basınçlarda aynı davranışı gösterdiğini belirlemiştir.

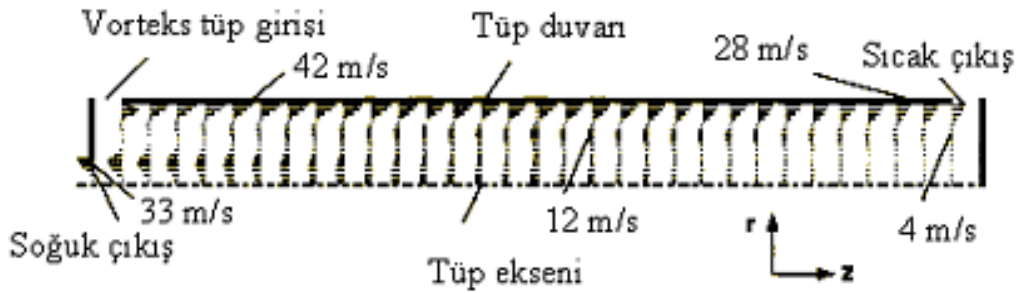
Hajdik vd. (1997), vorteks tüpleri gaz-sıvı ayırıştırma işlemlerine uygulamıştır. Çok yüksek basınçlarda ve çok büyük ebatlarda vorteks tüpler ile çalışmıştır. Vorteks tüp gövdesinin altına ek bir aparat ilave ederek, gaz-sıvı karışımından sıvı alma işlemi için kullanmıştır.

Lewins ve Bejan (1999), yaptıkları teorik çalışmada, vorteks tüplerde kullanılabilir soğutma verimini arttırmak için bir model geliştirmiştir. Bunun içinde girişteki havaya ön soğutma uygulamayı önermiştir.

Saidi ve Yazdi (1999), Ranque-Hilsch vorteks tüpünden elde ettikleri deneysel sonuçları kullanarak ekserji analizi yapmıştır. PVC ve çelikten yapılmış vorteks tüplerin performansları

mukayese edilmiş ve PVC tütün performansının daha yüksek olduğunu belirtmiştir. 3, 5, 6 bar giriş basıncında, sıcak akım sıcaklığı ile soğuk akım sıcaklığı arasındaki fark olan ΔT 'nin giriş basıncından nasıl etkilendiği incelemiştir ve 6 bar'da vorteks tütün performansının daha yüksek olduğunu gözlemiştir. Vorteks tüp boyu (L) 100, 150, 200 mm için, soğuk akım kesrine göre 600 kPa giriş basıncında kayıp ekserjiyi incelemiştir ve L=100 mm'de kayıp ekserjinin daha fazla olduğunu görmüştür. 300, 500, 600 kPa giriş basıncında, soğuk akım kesrine göre kayıp ekserjiyi mukayese etmiş ve en fazla kayıp ekserjinin 300 kPa giriş basıncında oluştuğunu hesaplamıştır. 500 kPa giriş basıncında 1 ve 1.5 mm'lik nozul çapına göre kayıp ekserjiyi incelediklerinde L=200mm için 1 mm'lik nozul çapında daha fazla olduğunu gözlemiştir.

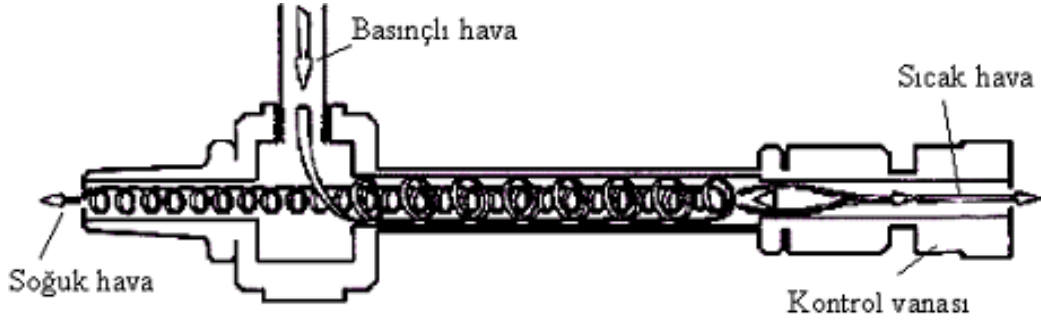
Fröhlingsdorf ve Unger (1999), Ranque-Hilsch vorteks tütündeki enerji ayrışma olayını, sıkıştırılabilir akış için CFX kodlu programda 2 boyutlu olarak modellemiş ve çalışma sonucunda enerji ayrışmasının nedenini, soğuk gazdan sıcak gaza olan mekanik iş transferi olarak açıklamıştır. (Şekil 2.1).



Şekil 2.1 Fröhlingsdorf ve Unger'in CFX çözümünden oluşturdukları hız profilleri.

Choi vd. (2001), CNC makinelerinde, iş parçasının ve takımın soğutulmasında soğutucu akışkan yerine vorteks tütünü kullanmıştır. Soğutmanın vorteks tütünden sağlanan soğuk hava ile yapıldığında, işlenen parçadaki yüzey pürüzlülüğünün daha az olduğunu gözlemiştir.

Saidi ve Valipour (2003), çalışmalarında vorteks tüp çapını $D=18\text{mm}$, vorteks tüp uzunluğunu $L=55.5*D=1000\text{ mm}$, boyutlarındaki vorteks tütünü kullanarak, soğuk çıkış çapı, vorteks tüp girişindeki havanın nemi, gaz tipi, vorteks tüp uzunluğunun vorteks tüp çapına göre değişiminin, Ranque-Hilsch vorteks tütünü performansına etkisini incelemiştir (Şekil 2.2).

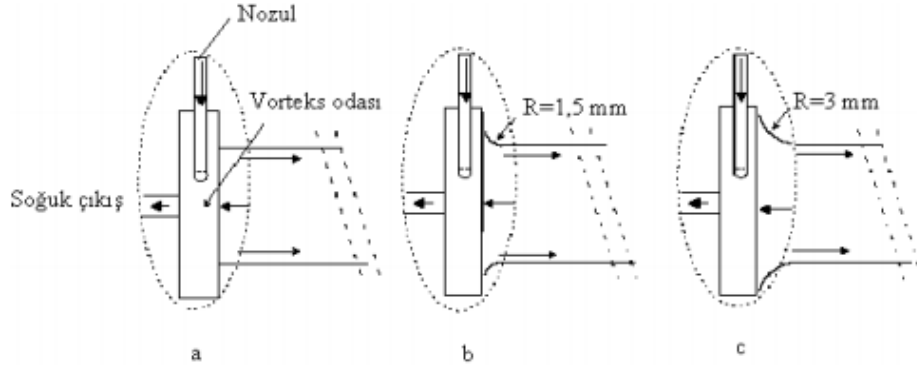


Şekil 2.2 Saidi ve Valipour'un çalışmalarında kullandıkları vorteks tüpü.

Shannak (2004), yaptığı çalışmada, vorteks tüp içerisindeki enerji ayrışma olayı ile sürtünme kayıplarını teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, termodinamik özelliklere bağlı olarak havanın sıcak ve soğuk uçtan çıkış sıcaklıklarını ölçmüştür. Çalışma sonucunda, deneysel olarak elde ettiği maksimum sıcak hava sıcaklığı ile minimum soğuk hava sıcaklığı değerlerinin, geliştirdiği model ile hesaplanan değer ile karşılaştırarak birbirine çok yakın olduğunu göstermiştir.

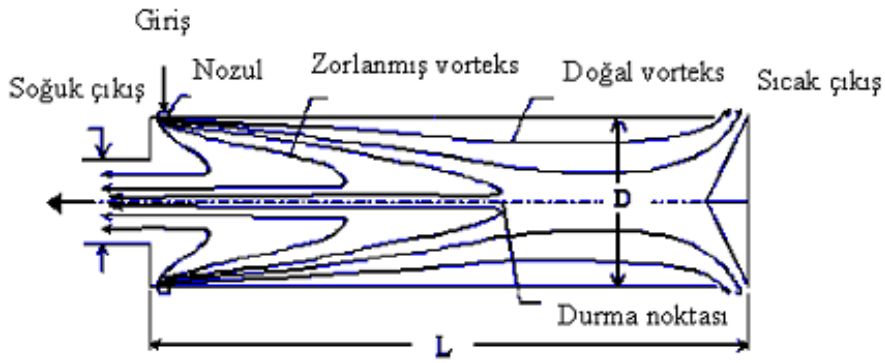
Aljuwayhel vd. (2005), yaptıkları çalışmada, karşıt akışlı bir vorteks tüpündeki akışı ve enerji ayrışma mekanizmasını, CFD model kullanarak incelemiştir. Çalışmada CFD sonuçlarını, oda sıcaklığında hava ile çalışan bir vorteks tüpten elde edilen deneysel verilerle karşılaştırmıştır. Çalışma sonucunda, vorteks tüpünde meydana gelen enerji ayrışmasını, soğuk akış bölgesi ile sıcak akış bölgesini ayıran ve viskoz kesme kuvvetleri tarafından üretilen bir tork' un neden olduğunu açıklamıştır.

Gao vd. (2005), Şekil 2.3'de görüldüğü gibi 30 mm çapında ve 11 mm uzunluğundaki dairesel bir parçayı soğuk çıkış tarafına yerleştirmiş ve bu parçayı vorteks odası olarak isimlendirerek, Ranque-Hilsch vorteks tüp performansını araştırmıştır. Nozul ise bu dairesel parçanın içinde bulunmaktadır. Vorteks tüp gövdesinin ekseni boyunca belirli aralıklarla 9 ayrı noktadan ölçümler yapılmıştır. Yapılmış olan bu üç farklı geometrik yapıda da vorteks tüplerdeki akışın, türbülanslı olduğu ifade edilmiş ve geliştirilen bu modellerle vorteks tüp performansının artırıldığını belirtmiştir.



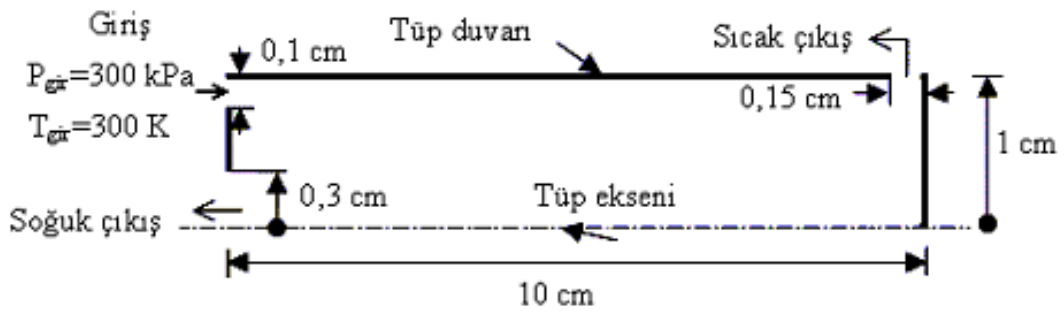
Şekil 2.3 Gao ve arkadaşlarının çalışmalarında kullandıkları vorteks tüpler.

Behera vd.(2005), vorteks tüp içindeki akımı iki bölgeye ayırmış, soğuk akımın olduğu bölgeyi zorlanmış vorteks, sıcak akımın olduğu bölgeyi ise doğal vorteks bölgesi olarak isimlendirmiştir (Şekil 2.4).



Şekil 2.4 Ranque-Hilsch tüpün şematik görünümü.

Aljuwayhel vd. (2005), Ranque-Hilsch vorteks tüpünü, FLUENT kodlu bilgisayar programında, $P_{gir}=300$ kPa, $T_{gir}=300$ K, vorteks tüp gövdesinin uzunluğu $L=10$ cm, çapı $D=2$ cm ve 75 000 hücre kullanarak, iki boyutlu olarak modellemiştir (Şekil 2.5).



Şekil 2.5 Aljuwayhel ve arkadaşlarının çalışmalarında kullandıkları vorteks tüp geometrisi.

Skye vd. (2005), ticari vorteks tüple yapılan deneysel çalışmadan yararlanarak, Ranque-Hilsch vorteks tüpünü, 2 boyutlu olarak FLUENT kodlu programda modellemiştir. Giriş basıncı 483 kPa, soğuk çıkış kesit alanı 30.2 mm^2 , sıcak çıkış kesit alanı 95 mm^2 , nozul sayısı 6 ve 25000 hücre kullanarak FLUENT paket programında yapılmış olan çalışma, ticari vorteks tüpün deneysel sonuçları ile mukayese edildiğinde sonuçların uyumsuzluk gösterdiği belirtilmiştir. Neden olarak da, ticari vorteks tüpte farklı nozul tipi kullanıldığı ve bu yüzden nozul kesit alanının artırılması gerektiği iddia edilmiştir. Nozul kesit alanı artırıldığında, çözümün uyum sağladığını belirtmiştir.

Xue ve Arjomandi (2008), yaptıkları çalışmada, vorteks açısının, verim ve performans üzerindeki etkisini incelemiştir. Vorteks açısının değişimini sağlamak için değişik vorteks nozulleri kullanmışlar ve küçük vorteks açılarında, daha büyük sıcaklık farkı ve ısıtma verimi elde etmişlerdir. Ayrıca, küçük vorteks açılarında, düşük giriş basıncı değerlerinde, soğutma veriminin daha yüksek olduğunu belirtmiştir.

Nimbalkar ve Muller (2008), yaptıkları çalışmada, değişik soğuk uç geometrileri, farklı giriş basınçları ve y_c değerlerinin enerji ayrışması üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Enerji ayrışmasını tanımlamıştır. Çalışma sonucunda, maksimum enerji ayrışması için optimum bir orifis çapı olduğunu göstermiştir.

Eimsa ve Promvonge (2008), yaptıkları çalışmada, paralel akışlı bir vorteks tüpteki enerji ayrışması ve akış alanı için analiz yapmıştır. Çalışmada, k-ε model ve ASM model kullanarak elde ettikleri sonuçları literatürdeki deneysel sonuçlarla karşılaştırmış ve ASM metodu ile yapılan çözümlerin, k-ε modelden daha iyi sonuç verdiğini göstermiştir.

Pınar vd. (2009), yaptıkları teorik çalışmada vorteks tüpleri için optimum çalışma koşullarını ve parametrelerin sistem üzerindeki etkinlik oranlarını belirlemek için Taguchi Metod'u kullanmışlardır. Çalışma sonucunda; giriş basıncı, lüle sayısı ve akışkan cinsi etkilerini bu metoda göre hesaplamışlar ve en büyük etkiyi %89.89'la basıncın oluşturduğunu göstermişlerdir.

Kırmacı vd. (2010), yaptıkları deneysel çalışmada, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ve oksijenin 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla soğutma – ısıtma performanslarını deneysel olarak incelemiş, ekserji analizi ile

sistemdeki kayıp iş hesaplanmış ve vorteks tüpünde yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler değerlendirilerek, performansın artırılmasına yönelik önerilerde bulunmuştur.

2.2 YURT İÇİ ÇALIŞMALAR

Usta vd. (2005), yaptıkları çalışmada, vorteks tüpünde oluşan enerji ayrışma olayını iki farklı akışkan ile deneysel olarak incelenmiŐtir. Yapılan deneysel çalışma sonucunda, hava ve karbondioksit gazına ait grafikler oluŐturulmuŐtur. Ayrıca, sıcak çıkıştaki akışkanın sıcaklığı ile soğuk çıkıştaki akışkanın sıcaklığı arasındaki farkı ($T_{\text{skk}}-T_{\text{soğ}}$) hava ve karbondioksit için mukayese ettiklerinde, havanın performansının karbondioksite göre daha yüksek olduğunu deneysel olarak göstermişlerdir. Hava ile karbondioksit gazının vorteks tüpüne giriş basıncı arttırıldığında sıcak çıkış ve soğuk çıkış sıcaklıklarının farklarının da artacağını belirtmiştir.

Yılmaz vd. (2005), yaptıkları derleme araŐtırması niteliğindeki çalışmada, vorteks tüplerinin detaylı olarak tanımını ve sınıflandırılmasını yaparak enerji ayrışması ve vorteks tüplerin performansı konularını incelemiştir.

Aydın ve Baki (2006), yaptıkları çalışmada, karşıt akışlı vorteks tüplerinin performansını ve tasarım parametrelerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, üç farklı akışkan kullanmışlardır. Ayrıca, vorteks t p n içindeki akış hakkında daha fazla bilgi elde edebilmek için, elde ettikleri optimum geometri üzerinde akış gözleme deneyleri yapmıştır. Çalışma sonucunda giriş basıncı ve y_c oranının performansı etkileyen en önemli parametreler olduğunu belirtmiştir.

Kırmacı vd. (2006), yaptıkları deneysel çalışmada, vorteks tüplerde meydana gelen enerji ayrışması olayını beş farklı akışkan için (Argon, karbondioksit, oksijen, azot, hava) incelemiştir. Çalışmada, farklı basıncılarda yaptıkları deneylerde, havanın soğutma veriminin diğer akıŐkanlara göre daha düşük olduğu sonucuna varmıŐtır. Çalışma sonucunda, uyguladıkları maksimum basınçta (7 bar) en düşük sıcaklığın argon gazında meydana geldiğini göstermiştir.

Kırmacı (2006), yaptığı çalışmada hava, oksijen, karbondioksit ve azot olmak üzere dört farklı akışkan kullanmıŐ ve enerji ayrışması olayını bu akışkanlar için deneysel olarak incelemiştir.

Sistem performansını termodinamik açıdan incelemiştir. En fazla soğumanın karbondioksit gazı kullanılması durumunda elde edildiğini tespit etmiştir.

Kırmacı (2007), yaptığı çalışmada, vorteks tüpü girişindeki hava basıncını, 150 kPa'dan başlayarak 700 kPa'a kadar 50 kPa aralıklarla değiştirmiştir. Vorteks tüpünde, soğuk akışkanın kütle debisinin girişteki akışkanın kütle debisine oranı olarak tanımlanan y_c , 0.5 oranından başlayarak 0.02 aralıklarla 0.70' e kadar değiştirilerek tüm basınç değerlerine göre sistem performansını deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda sıcak akışkan sıcaklığı, y_c oranı 0.50 ile 0.70 arasında vorteks tüpüne giriş basıncı arttıkça, vorteks tüpünden çıkan sıcak akışkan sıcaklığının arttığını belirtmiştir. Ayrıca soğuk akışkan sıcaklığının, y_c oranı 0.50 ile 0.64 arasında vorteks tüpüne giriş basıncı arttıkça, vorteks tüpünden çıkan soğuk akışkan sıcaklığının düştüğünü göstermiştir. y_c oranı 0.64'den sonra artırıldığında vorteks tüpünden çıkan soğuk akışkan sıcaklığının yükseldiğini belirtmiştir.

Dinçer vd. (2008), yaptıkları çalışmada, deneysel verilerden yararlanarak, karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüpü (RHVT)'nün sıcak çıkış tarafındaki tapa uç açısının performansa etkisini yapay sinir ağı (YSA) ile modellemiştir. Laboratuvar ortamında yapılan deneysel çalışmalar sonucunda elde edilen verileri modellemede kullanmıştır. Çalışma sonucunda, YSA'nın RHVT'lerde güvenli bir şekilde kullanılabileceği ve çok sayıda deneysel tekrarın minimuma indireceğini belirtmiştir.

Dinçer vd. (2008), yaptıkları çalışmada, vorteks tüpün sıcak uç tarafına yerleştirilen konik ucun geometrik özelliğinin ve konumunun, giriş lülesi sayısının verim üzerindeki etkisini incelemiştir. Çalışmada sonucunda, verimin maksimum olduğu konik uç çapı, konumu ve açısını belirlemiştir. Ayrıca, basıncın belli bir değerden sonra verim üzerinde kayda değer bir etkisinin olmadığını gözlemlemiştir.

Dinçer ve Başkaya (2009), yaptıkları çalışmada, beş farklı tapa açısında alınan değerleri kullanarak, ekserji analiz metoduyla, karşıt akışlı vorteks tüpün tapa açısının ekserji verimliliğine etkisinin değerlendirilmesini yapmıştır. Çalışma sonucunda, ekserji veriminin vorteks tüpe P_{gir} 'in düşük değerlerinde düşük, P_{gir} 'in artan değerlerinde ise yüksek çıktığını ve tapa uç açısının 90° de ekserji veriminin yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Danış (2010), hazırladığı yüksek lisans tezinde, insanların sıcak havalarda serinleme ve soğuk havalarda ısınma ihtiyaçlarını karşılamak için kullanabileceği herhangi bir enerji sistemine ihtiyaç duymadan kas kuvveti ile çalışan, vorteks tûpü, dizlik, 3 uzuvlu doğrusal hareket mekanizması ve yelekten oluşan, soğutma-ısıtma sistemi tasarımı yapmıştır. Çalışma sonucunda, vorteks tûpünün kullanıldığı taşınabilir soğutma-ısıtma sisteminin tasarımı yapıp üretimi gerçekleştirilmiştir.

BÖLÜM 3

VORTEKS TÜP

Vorteks tüplerin ilk keşfi, metalurjist ve fizikçi olan George Joseph Ranque tarafından 1931 yılında olmuş ve Rudolph Hilsch tarafından geliştirilmiştir (Özkul 1999). Vorteks tüpü, hareketli bir parçası bulunmayan ve basit bir borudan oluşan basınçlı akışkan kullanılarak, aynı anda hem soğutma hem de ısıtma işlemi gerçekleştiren bir sistemdir (Althouse vd.1979).

Ebatlarının ufak olması, hızlı rejim süresi, herhangi bir soğutucu akışkan gereksinimi olmaması ve çevresel açıdan zararlı olmamaları gibi birçok özelliği nedeniyle vorteks tüpler, günümüzde birçok soğutma ve ısıtma problemine çözüm olabilmektedir (Balmer 1988).

3.1 VORTEKS TÜP TİPLERİ

Vorteks tüpler, akış ve tasarım özelliklerine göre sınıflandırılmaktadır. Akış özelliklerine göre vorteks tüpler, karşıt akışlı ve paralel akışlı olmak üzere iki temel sınıfa ayrılmaktadır. Tasarım özelliklerine göre ise adyabatik ve adyabatik olmayan vorteks tüpler olmak üzere sınıflandırılmaktadır (Azarov 1998, Özgür 2001, Yılmaz vd. 2007a).

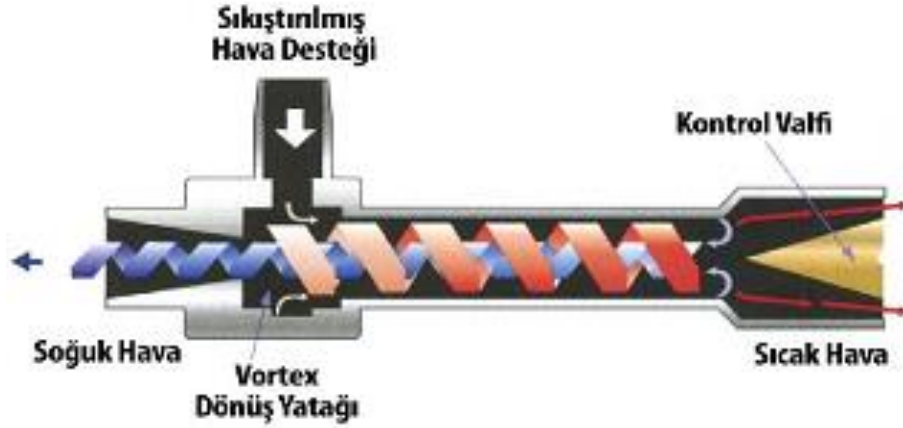
3.1.1 Akış Karakteristiklerine Göre Vorteks Tüpler

Vorteks tüpler akış özelliklerine göre, Karşıt Akışlı Vorteks Tüpler ve Paralel Akışlı Vorteks Tüpler olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

3.1.1.1 Karşıt Akışlı Vorteks Tüpler

Karşıt akışlı vorteks tüplerde basınçlı akışkan, vorteks tüpün bir ucundan bir veya daha fazla lüleden tüpün içerisine teğetsel olarak girer. Bu olay sonucunda, tüpe giren basınçlı akışkan dönme hareketi kazanır. Tüpün lüleden uzakta olan diğer ucunda bir vana bulunur. Bu vana,

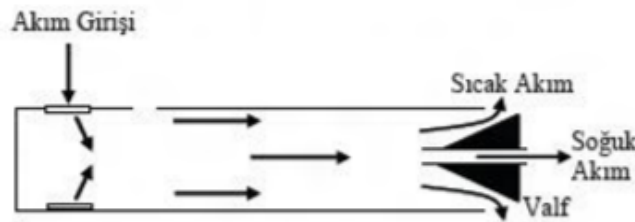
genellikle eksenî tûp eksenîyle aynı olan konik şekilli bir tıkaç şeklindedir. Vananın bulunduğu bu uç, tûpün sıcak ucu olarak adlandırılır. Tûpün lûle bulunan ucunda ise dairesel bir orifis bulunur. Orifisin çapı vorteks tûpün çapından daha küçüktür ve tûpün bu ucuna soğuk uç adı verilir. Tûpe teğetsel olarak giren yüksek basınçlı akışkan vananın bulunduğu noktadan itibaren iki kısma ayrılır ve soğuk akım soğuk uçtan, sıcak akım ise sıcak uçtan tûpü terk eder (Şekil 3.1) (Yılmaz vd. 2007).



Şekil 3.1 Karşıt akışlı vorteks tûp (URL-1, 2012).

3.1.1.2 Paralel Akışlı Vorteks Tûpler

Paralel akışlı vorteks tûpler tek bir çıkışa sahiptir ve lûlelerin bulunduğu uç tamamen kapalıdır. Tüm akış, basınçlı akışkanın girdiği ucun tam tersinde bulunan diğer uçtan tûpü terk eder (Şekil 3.2). Sıcak akışkan çevresel yoldan, soğuk akışkan ise tûpün ortasındaki delikten tûpü terk eder. Sıcak akışkanın çıktığı kesit alanın değişmesine imkân veren bir valf yardımıyla soğuk ve sıcak akışkan sıcaklıkları ile kütsel debilerinin değişmesi sağlanır. Paralel akışlı vorteks tûplerde, akışlar içinde meydana gelebilecek karışmalar sebebi ile akış sıcaklıklarının olumsuz etkilenmesinden dolayı, tercih edilen bir yapı değildir (Cockerill 1998, Özgür 2001).



Şekil 3.2 Paralel akışlı vorteks tûp.

3.1.2 Tasarım Özelliklerine Göre Vorteks Tüpler

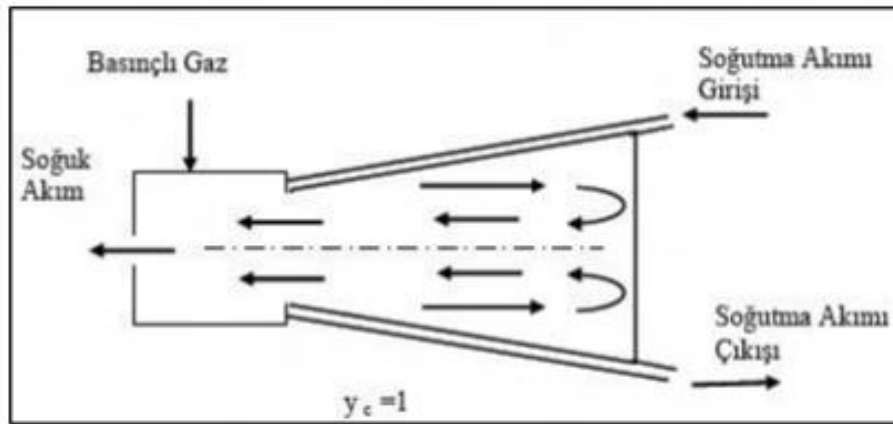
Tasarım özelliklerine göre, Adyabatik ve Adyabatik Olmayan Vorteks Tüpler olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar.

3.1.2.1 Adyabatik Vorteks Tüpler

Gövdesi üzerinde yalıtım yapılmış ve çevreye ısı transferinin ihmal edildiği vorteks tüpler, adyabatik vorteks tüp olarak adlandırılır.

3.1.2.2 Adyabatik Olmayan Vorteks Tüpler

Gövdesi üzerinden çevreye ısı transferinin olduğu tüpler adyabatik olmayan vorteks tüp olarak adlandırılır. Şekil 3.3’de böyle bir vorteks tüp gösterilmiştir. Bu vorteks tüpün karşıt akışlı vorteks tüpünden farkı sıcak ucunun kapalı olmasıdır. Vorteks tüp, soğutma akımı ile beslenen bir dış ceket içerisinde yerleştirilmektedir (Khodorkov vd. 2003).



Şekil 3.3 Adyabatik olmayan vorteks tüp (Khodorkov vd. 2003).

3.2 VORTEKS TÜPLERİN UYGULAMA ALANLARI

Vorteks tüpler, düşük maliyetleri, küçük ve basit tasarımları nedeniyle birçok uygulama alanı bulmaktadır (Nabhani 1989). Bu alanlar;

- a. Isıtma ve soğutma uygulamaları,

- b.** Gazların sıvılaştırılması,
 - c.** Gaz karışımlarının ayrıştırılması,
 - d.** Gazların kurutulması,
 - e.** Kimyasal endüstride,
 - f.** Elektrik üretimi,
 - g.** Kar üretimi,
 - h.** Medikal uygulamalar,
 - i.** Diğer uygulama alanları,
- olarak adlandırılabilirler (Yılmaz vd. 2007).

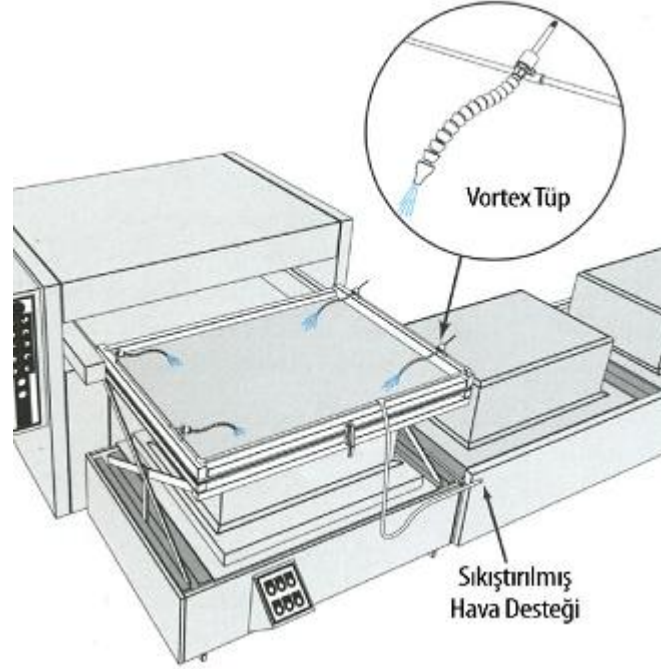
3.2.1 Isıtma ve Soğutma Uygulamaları

Vorteks tüp, içerisinde meydana gelen ısı ayrışımı nedeniyle, ısıtma ve soğutmanın aynı anda gerektiği uygulamalarda geniş bir kullanım alanına sahiptir. Uygulama alanı, tüpten elde edilebilecek ısıtma ve soğutma kapasitesine direkt olarak bağlıdır. Vorteks tüp daha çok, orta kapasitedeki ısıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır. Vorteks tüpün verimi bir dezavantaj olmasına rağmen, diğer soğutma cihazlarına göre oldukça küçük olması ve düşük ilk yatırım maliyetleri bu dezavantajı bertaraf etmektedir. Basınçlı akışkan kaynağının mevcut olduğu her yerde, neredeyse maliyetsiz olarak soğutma ve ısıtma sağlanabilir (Nabhani 1989, Cockerill 1998, Yılmaz vd. 2007).

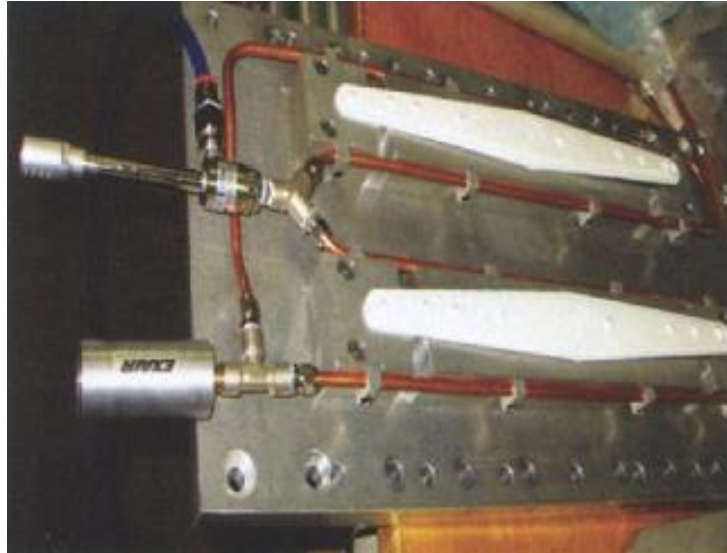
Vorteks tüpün noktasal soğutma amacıyla kullanımı geniş bir yer tutmaktadır. Bu tür uygulamalarda kullanılan vorteks tüplerin özellikleri sabit kapasite için ayarlanmıştır. Bu sabit kapasite değeri, cihazın ürettiği maksimum soğutma kapasitesidir. Soğutma amacıyla vorteks tüpün kullanımı;

- a.** Programlanabilir makine elemanlarının, otomatik hatların ve robotize uygulamaların elektronik ünitelerinin soğutulması,
- b.** Kesici takımların ve taşlama taşlarının soğutulması,
- c.** Basınçlı hava hatlarında havanın nemden arındırılması,
- d.** Termal kameraların merceklelerinin soğutulması,
- e.** Sürekli kaynak yapan ve ısınan punto kaynak cihazlarının uçlarının soğutulması (Şekil 3.5),
- f.** Bilgisayar ünitelerinin ve CNC cihazlarının devrelerinin soğutulması,

- g. İp üreten cihazlarda sürtünmeden dolayı ısınan iplerin ve cihaz donanımlarının soğutulması,
 - h. Rigo tezgâhlarında mamul köşelerinin soğutulması,
 - i. Fabrikaların üretim hatlarında,
- kullanılmaktadır (Özgür vd 2001).



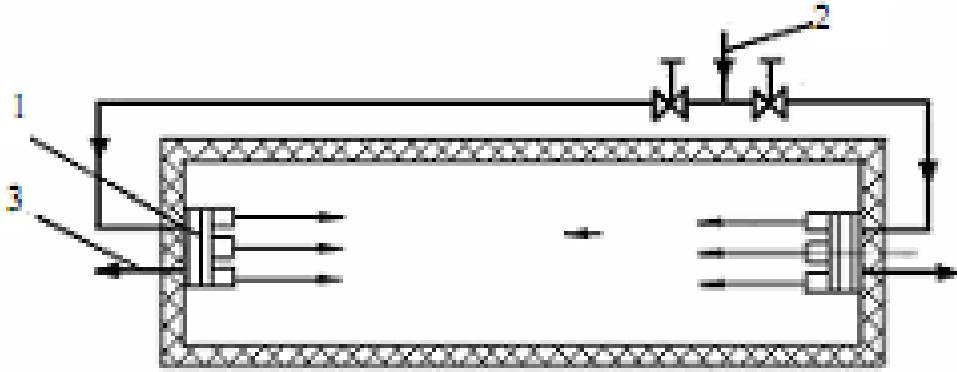
Şekil 3.4 Vakumla şekillenen parça soğutma uygulaması (URL-1 2012).



Şekil 3.5 Yüksek frekanslı kaynağı soğutma uygulaması (URL-1 2012).

Şekil 3.6' da tünellerin, derin madenlerdeki uç alanların ve geçici depoların soğutulmasında kullanılan vorteks tüplü bir sistem görülmektedir. Şekilde, 1 numaralı eleman vorteks

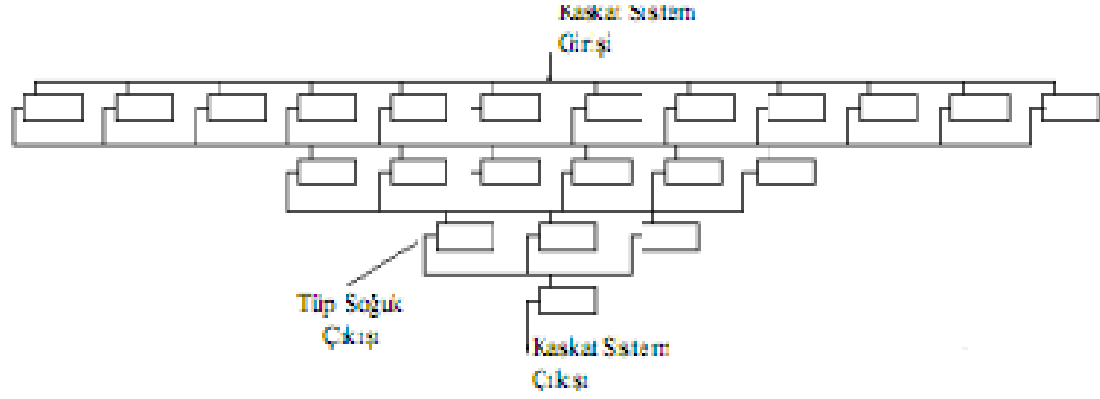
tüplerini, 2 numaralı eleman maden veya deponun pnömatik hattını, 3 numaralı eleman ise sıcak hava çıkışını göstermektedir. (Yılmaz vd. 2007)



Şekil 3.6 Standart soğutma cihazlarının bulunmadığı durumlarda kullanılan vorteks tüplü sistem (Azarov 2007).

3.2.2 Gazların Sıvılaştırılmasında Kullanımı

Gaz sıvılaştırma sistemlerinde vorteks tüp, performanslarının düşük olması nedeniyle soğutucu yerine sistem tasarımlarında genişleme motoru olarak kullanılmaktadır. Vorteks tüplerin gaz sıvılaştırmasında kullanımına en basit uygulama, Linde prosesinin kısma soğutmasına eklenmesidir. Linde prosesinde vorteks tüp kullanmanın birçok avantajı vardır. Bunlardan en önemlisi tüm gazlar etkin olarak “yapay iyileştirilmiş” izentalpik Joule-Thomson katsayısına sahiptir. Genişleme otomatik olarak soğutma etkisi vermekte ve bu nedenle herhangi bir ön soğutma sistemi gereksiz olmaktadır. Kısma işlemi tamamen ortadan kaldırılıp onun yerine vorteks tüp kullanılabilir. Vorteks tüpün ısıl ayrışma performansı uygulanan basınç oranının logaritmasıyla değişmektedir. Bu nedenle gazı tek bir vorteks tüp yerine çok sayıda vorteks tüpten geçirerek genişletme, daha az çıkış debisi karşın daha büyük bir sıcaklık farkı oluşturabilir. Böyle bir kaskat sistem Şekil 3.7’ de görülmektedir. Kaskat sistemlerde bir tüpten çıkan soğuk akış diğer tüpün giriş ağzına bağlanmakta ve böylece çok düşük sıcaklıklar elde edilebilmektedir (Yılmaz vd. 2007).



Şekil 3.7 Vorteks tüplü kaskat sistem (Cockerill 1998).

3.2.3 Gaz Karışımlarının Ayrıştırılmasında Kullanımı

Vorteks tüpler;

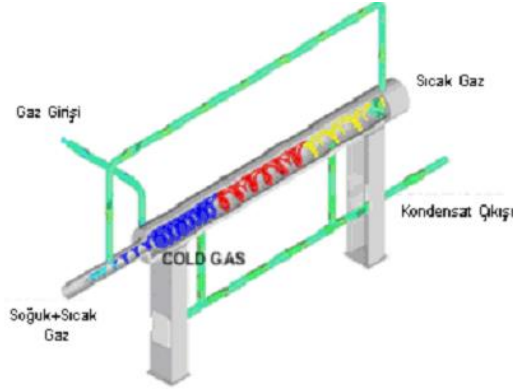
- Doğal gazdan ağır hidrokarbonların ayrıştırılması,
- Petrolde propan-bütan karışımının ayrıştırılması,
- Havanın ayrıştırılması,
- CO₂'nin ayrıştırılması,
- İzotopların ayrıştırılması,
- Diğer gaz karışımlarının ayrıştırılması,

işlemlerinde de kullanılmaktadır (Yılmaz vd. 2007).

3.2.4 Gazların Kurutulmasında Kullanımı

Ağır hidrokarbonlar ve su gibi bileşenlerin uzaklaştırılması gaz üretim sistemlerinde temel işlemlerden biridir. Gazların nemden arındırılması amacıyla vorteks tüp separatörleri (VTS) geliştirilmiştir. VTS genişleme ile gazı soğutan bir cihazdır. VTS'ler "Joule-Thompson Etkisi" ve "Ranque-Hilsch Etkisi" olmak üzere iki temel fiziksel kavrama dayanmaktadır. Joule-Thompson etkisi, kısma yoluyla adyabatik genişleme sonucu gazın soğutulmasıdır. Ranque-Hilsch etkisi ise gazın vorteks tüp lülelerinden girerek zorlanmış vorteks oluşturması, bunun sonucunda vorteksin yerçekimsel alanında eş zamanlı olarak gaz - sıvı ayrışması ve aynı zamanda vorteks boyunca sıcaklık gradyenti oluşturmasıdır. Sıcaklık gradyenti nedeniyle genişleme, Joule-Thompson prosesinden (adyabatik genişleme) daha etkin olan izentropik genişlemeye yaklaşır. VTS'ler gazı çığ noktasına getirme ve gazın kurutulması amacıyla

kullanılmaktadır. Şekil 3.8’ de gaz kurutmak amacıyla kullanılan bir VTS sistemi gösterilmiştir. (Yılmaz vd. 2007)

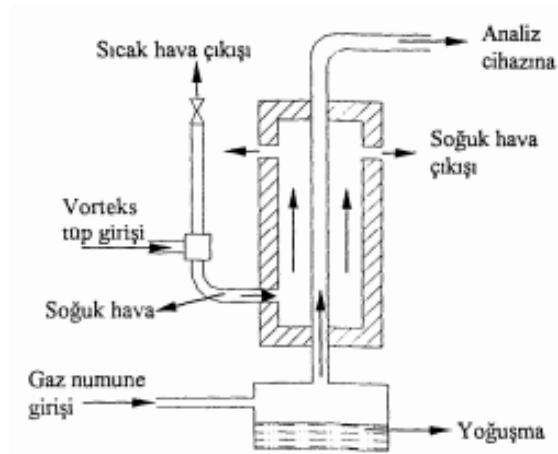


Şekil 3.8 Vorteks tüp separatörü (Filtan 2012).

3.2.5 Kimyasal Endüstride Kullanılması

Vorteks tüp, soğuk akış sıcaklığının yeterli seviyelere ulaşması ve ebatlarının küçük olması gibi özelliklerinden dolayı, kimyasal analizlerde sıkça kullanılan bir uygulama haline gelmiştir. Vorteks tüpler, kimyasal endüstrilerde;

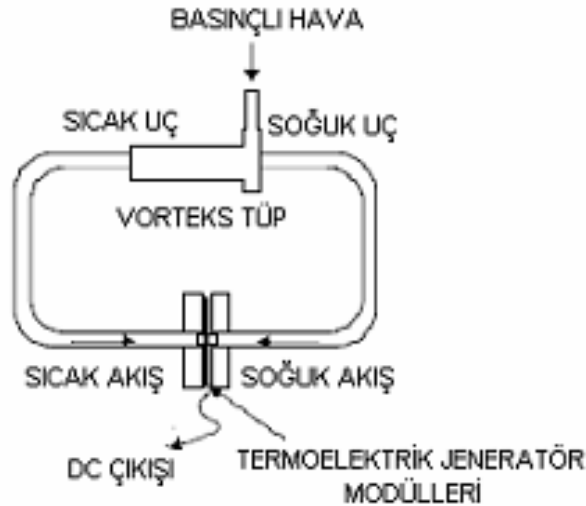
- Orta sıcaklıklı kromatografik analizlerde,
 - Kromatografik şırınganın soğutulmasında,
 - Çözeltilerin soğutulmasında,
 - Numunenin nemden arındırılmasında (Şekil 3.9),
 - Kızılötesi analizlerde numunenin soğutulmasında,
- kullanılmaktadır (Özgür 2001).



Şekil 3.9 Vorteks tüp soğutmalı bir gaz numuneden nem alma sistemi (Özgür 2001).

3.2.6 Elektrik Üretiminde Kullanımı

Landecker (1977) termoelektrik soğutucunun performansını geliştirmek için vorteks tüp kullanmıştır. Varich vd. (2002) gaz endüstrisinde bağımsız güç kaynağı olarak vorteks tüplü termoelektrik jeneratörün kullanılabileceğini önermiştir. Yapılan araştırmada basınçlı doğal gazın enerjisi vorteks tüpte ısı enerjisine dönüştürülerek termoelektrik jeneratörde kullanılmıştır. Gerekli elektrik parametrelerinin elde edilmesini sağlayan termoelektrik sistem ve vorteks tüp parametreleri için hesap yöntemi geliştirilmiştir. Boucher and Tippets (2000) pnömatis olarak tahrik edilen hareketli parçası olmayan termoelektrik jeneratörü tanımlamıştır (Şekil 3.10). Bu konsept ilk olarak British Gas araştırmacıları tarafından önerilmiş ve demonstrasyonu yapılmıştır. Vorteks tüpünden çıkan sıcak ve soğuk hava termoelektrik jeneratör modülleri üzerine çarpmakta, bu ise tipik olarak düşük voltajlı DC elektrik akımı üretmektedir (Yılmaz vd 2007).

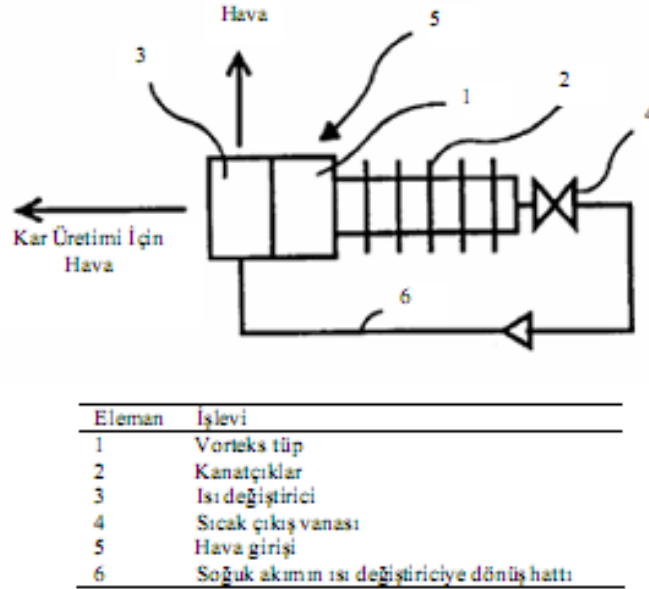


Şekil 3.10 Vorteks tüp tahrikli termoelektrik jeneratör (Boucher ve Tippets 2000).

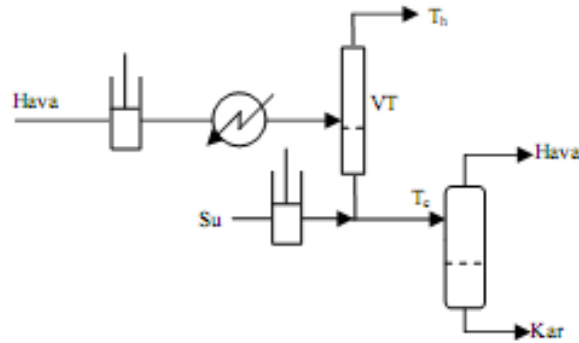
3.2.7 Kar Üretiminde Kullanımı

Vorteks tüpüne gönderilen basınçlı hava, tüp içerisinde meydana gelen enerji ayrışması sonucu sıcak ve soğuk akım olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Elde edilen soğuk akım, bir su jetinden pülverize olarak püskürtülen su ile kesiştirilerek kar üretilmektedir. Şekil 3.11'de vorteks tüp ile kar üretme sisteminin şematik resmi gösterilmiştir. Su basınçlandırılarak bir lülede genişleyerek vorteks tüpten çıkan soğuk hava akımı ile karıştırılmaktadır. Kar üretmek için sıcaklık donma noktasının çok aşağısına düşmek zorunda değildir. Üretilen kar ise bir

tankta depolanmakta ve ihtiyaç halinde boşaltılmaktadır. Kar haline gelmeyen su ise tahliye edilmektedir. Suyu soğuk hava ile temas ettirmenin başka yöntemleri de vardır. Bu yöntemlerden birisi Şekil 3.12’de gösterilmiştir. Soğutma, ekonomizer ısı değiştiricisinde geri kazanılmakta ve vorteks tüpe beslenen hava akımına ön soğutma işlemi yapmaktadır (Yılmaz vd 2007).



Şekil 3.11 Kar üretme sistemi (Tunkel vd. 1999).



Şekil 3.12 Vorteks tüp ile kar üretme (Nabhani 1989).

3.2.8 Medikal Uygulamalarda Kullanımı

Vorteks tüp çeşitli medikal uygulamalarda da kullanım alanı bulmaktadır. Bunlar;

- Beyin sıcaklığını azaltma (hipotermi) uygulamaları,
- Vücuttaki herhangi bir bölgeyi soğutma ve/veya ısıtma,
- Vücuttaki tümörlerin imha edilmesi,

- d. Haşaratların imha edilmesi,
 - e. Solunum cihazlarıyla kullanımı,
- olarak sınıflandırılabilirler (Yılmaz vd 2007).

3.2.9 Diğer Uygulama Alanları

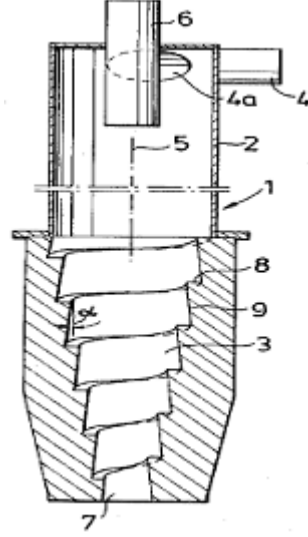
Vorteks tüp yukarıda anlatılan uygulama alanlarının dışında bazı özel uygulamalarda da kullanılmaktadır.

3.2.9.1 Toz Ayırıştırıcısı Olarak Kullanımı

Atmosfere atılan çeşitli atık gazlardan kirleticilerin uzaklaştırılması, yıllarca hava kirliliğinde temel faktör olmuştur. Bu nedenle, etkin ve güvenilir hava kontrol cihazları geliştirmek amacıyla çok sayıda araştırma yapılmıştır. Atık gazların temizlenmesi için sıkça kullanılan siklonlar, gaz atıklardan katı partikülleri ayırmak için yaygın olarak kullanılmaktadır. Bunun nedeni siklonların etkin ayırma, yüksek gaz işleme kapasitesi ve sıcaklıktan bağımsız karakteristiklere sahip olmasıdır. Ancak siklonlar yüksek oranda 10 µm'den küçük boyutu olan partiküller içeren tozlar için uygun değildir (Yılmaz vd 2007).

3.2.9.2 Vorteks Temizleyiciler

Vorteks temizleyiciler diğer bir adıyla hidrosiklonlar, fiber-sıvı-süspansiyon ayırıştırıcılardır. Bu tip vorteks temizleyiciler, kâğıt endüstrisinde kullanılan kâğıt hamuru süspansiyonlarını, talaş, kıymık, kum zerrelere, ataş, zımba teli, raptiye vb. parçacıklardan temizlemek için kullanılır. Bir vorteks temizleyicinin şematik resmi Şekil 3.13'de gösterilmiştir. Süspansiyon vorteks odasına odanın ucundaki teğetsel girişten yüksek hızla girer. Helisel hareket kazanan akım konik uca doğru hareket eder. Santrifüj kuvvetleri nedeniyle talaş, kıymık, kum zerrelere, metal partikülleri gibi ağır partiküller vorteks odasının cidarına doğru hareket ederken, fiberler gibi süspansiyondaki hafif partiküller ise vorteks odasının eksenini civarında kalır. Cidara yakın ağır partikülleri içeren vorteks akış konik uçtan dışarı çıkarken, eksen civarındaki akış ters dönerek (6) ile gösterilen çıkıştan vorteks temizleyiciyi terk eder (Skardal 1980).



Şekil 3.13 Vorteks temizleyici (Skardal 1980).

3.2.9.3 Klimalı Koltuklarda Kullanımı

Soğutmak veya ısıtmak amacıyla vorteks tüpten elde edilen soğuk ve sıcak havanın kullanıldığı klimalı koltuklar geliştirilmiştir., koltuğu kullanılabilir. Klimalı koltuk; vorteks tüp, vorteks tüpün uçlarına ve koltuğa bağlanan hava iletim hatları, vorteks tüp uçlarından hava akışını ayarlayan bir veya daha fazla valf ve koltuktan oluşmaktadır. Koltuk sıcaklığını düzenleyen sistem de eklenmiştir. Birden fazla koltuk içeren sistemler ise bir veya daha fazla koltuk, bir veya daha fazla vorteks tüp, çeşitli bağlantı hatları ve valfleri, basınçlı hava kaynağı ve basınçlı hava deposundan oluşmaktadır. (Yılmaz vd. 2007)

3.2.9.4 Uygulamalı Ürün Vorteks Tüpler

Vorteks tüpler, yıllar boyunca yüzlerce endüstriyel soğutma uygulamalarında kullanılmıştır. Bunlardan bazıları popüler olmuş ve özel uygulamalar için tasarlanan “uygulamalı ürün” şekline dönüşmüştür. Bunlar ayarlanabilir spot soğutucular, mini soğutucular, komponent soğutucular, soğuk ve sıcak hava tabancaları ve kabin soğutucularıdır.

Vorteks tüp teknolojisini kullanan soğuk hava tabancaları, endüstriyel spot soğutmada kullanılır. Soğuk hava tabancaları çeşitli endüstriyel proses, imalat, montaj ve paketlenme işlemlerinde çok yönlü spot soğutma cihazı olarak kullanılır. En popüler uygulamaları metaller, plastikler, ahşap, kauçuk, seramik ve diğer malzemelerin işlenmesi esnasında soğutulmasını kapsamaktadır (Şekil 3.14, Şekil 3.15). Sıcak hava tabancaları ise spot ısıtma

için vorteks tüpten çıkan sıcak havayı kullanır. Uygulama üretilen, epoksi ve akrilik yapıştırıcılar ve tabakaların ön ve/veya son ısıtmasını, solventle temizlenen cisimlerin evaporatif kurutmasını, filmleri ısıtmayı, parçaları ısıtmayı ve malzemeleri yumuşatmayı kapsamaktadır (Yılmaz vd 2007).



Şekil 3.14 Topaklayıcının kesme uçlarının soğutulması (URL-1 2012).



Şekil 3.15 Tıbbi tüp şekillendirme işlemlerinde kalıbın soğutulması (URL-1 2012).

3.3 VORTEKS TÜPLERİN AVANTAJLARI VE DEZAVANTAJLARI

Vorteks tüplerin, normal soğutma cihazlarına göre birçok avantajları ve bunun yanında bazı dezavantajları da vardır.

3.3.1 Avantajları

Vorteks tüpünün diğer soğutma sistemlerine göre avantajları;

- a.** Basit geometriye sahiptirler ve imalatları kolaydır,
- b.** Ebatları küçük ve hafiftir,
- c.** Hareketli mekanik elemanları yoktur ve sızdırmazlık elemanı kullanılmasını gerektirmez,
- d.** Hareketli elemanları olmadığından minimum aşınma oluşur,
- e.** Kullanılması emniyetli ve portatiftir,
- f.** İlk yatırım ve bakım maliyetleri düşüktür,
- g.** Rejime gecikmesiz olarak ulaşır,
- h.** Fanlar, ısı değiştiriciler, soğutkan, sızıntı oluşturabilen borular veya tesisat malzemeleri gerektirmez,
- i.** Ekolojik açıdan zararsızdır,
- j.** Elektriksel ve kimyasal güç gerektirmez,
- k.** Bakım gerektirmez,
- l.** Sıcaklık ayarı kolayca yapılabilmektedir (Nabhani 1989, Cockerill 1998, Özgür 2001, Yılmaz vd 2006).

3.3.2 Dezavantajları

Vorteks tüpünün diğer soğutma sistemlerine göre aşağıda belirtilen dezavantajları da bulunmaktadır. Bunlar;

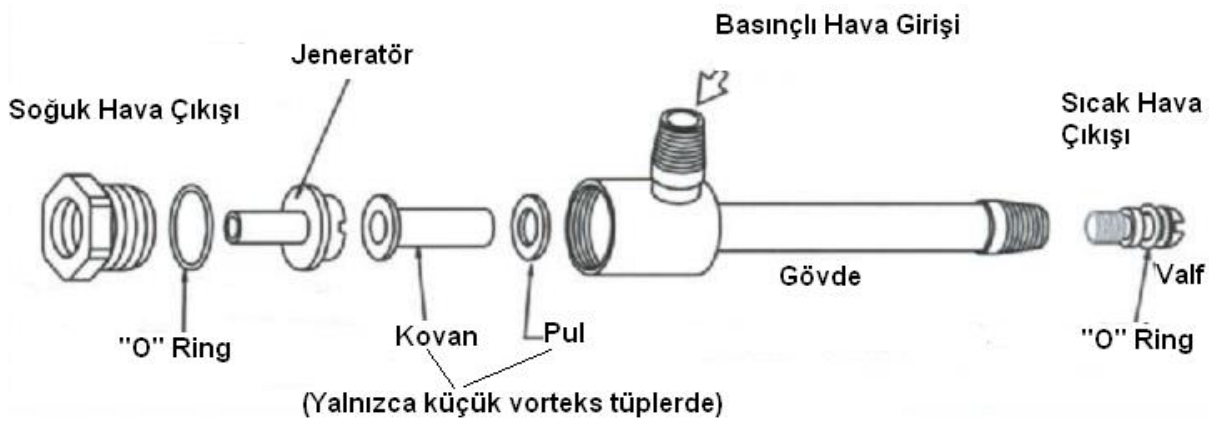
- a.** Düşük ısı verime sahiptirler. Bu ise uygulama alanlarına önemli sınırlamalar getirmektedir.
- b.** Gürültü seviyeleri yüksektir.
- c.** Hazır basınçlı gaz kaynağı gerektirirler (Nabhani 1989, Cockerill 1998, Yılmaz vd 2006a).

BÖLÜM 4

VORTEKS TÜPLERİN KONSTRÜKSİYONU VE ÇALIŞMA PRENSİBİ

4.1 VORTEKS TÜPLERİN KONSTRÜKSİYONU

Vorteks tüpü oluşturan temel elemanlar; gövde, giriş lüleleri, soğuk uç orifisi ve sıcak uç kontrol valfidir. Vorteks tüpü kullanılan bir sistemin verimli çalışabilmesi için, bu temel elemanların yanında, jeneratör, filtre, regülatör, susturucular, kompresör, basınçlı hava tankı, basınçlı hava hattı, termostat, selenoid valf gibi yardımcı elemanları da bulunmalıdır (Şekil 4.1) (Yılmaz vd 2006a).



Şekil 4.1 Jeneratörlü bir karşıt akışlı vorteks tüp (Exair 2012).

4.1.1 Gövde

Genellikle silindirik veya konik bir geometrik şekle sahip olan vorteks tüpünün gövdesi çeşitli malzemelerden imal edilebilmektedir. Bu malzemeler genel olarak, "metal" ve "plastik" olmak üzere ikiye ayrılabilir. Metal malzeme olarak alüminyum, çelik ve metal alaşımları kullanılırken, plastik malzeme olarak ise perspeks, kaprolan, polistiren vb. malzemeler kullanılmaktadır (Singh 2005; Azarov 2004,2007; Yılmaz vd. 2006a).

4.1.1.1 Çelik Gövde

Ticari vorteks tüplerin gövdesi, sağlam yapıları nedeni ile genelde çelik vb. metallere imal edilmektedir. Bunun yanında, metallerin ısı iletim değerlerinin yüksek olmasından dolayı tüpün verimi, soğuk tüpte çevreden, sıcak tüpte ise çevreye olan ısı geçişi nedeniyle azalma gösterebilir. Bu tip ısı kaybı ve kazanımları, vorteks tüpü yalıtılarak veya sabit sıcaklıklı bir su ceketini yaparak en alt düzeye indirilebilir.

4.1.1.2 Pirinç Gövde

Pirincin ısı iletim katsayısı yüksek olup çevreye yüksek ısı kaybına neden olur ve tüpün verimini azaltır. Bu nedenle deneysel çalışmalar dışında, ticari kullanımı yaygın değildir.

4.1.1.3 Perspeks Gövde

Şeffaf olması, iç akışın nitel anlaşılması, tüp içerisinde meydana gelen akışın incelenmesine olanak vermesi, basınçlı akışkanın yüksek basıncına dayanabilecek mukavemette olması ve ısı iletim katsayısının düşük olmasından dolayı araştırmalarda kullanılan bir malzemedir.

4.1.1.4 Gövde Malzemesinin Tüp Performansına Etkisi

Vorteks tüplerde kullanılan gövde malzemesi ve bunun vorteks tüp performansına etkisi ile ilgili şu bulguların önemini vurgulamak gereklidir:

- a.** Tüpün iç yüzeyinin pürüzlülüğü, performansı etkilemekte ve iç yüzeyde bulunan herhangi bir pürüz, sistemin performansını %20'ye kadar azaltabilmektedir (Parulekar 1961).
- b.** Vorteks tüplerin imalatında, pürüzsüz yüzeyler ve düşük ısı iletim katsayılı malzemelerin kullanılması, daha yüksek ikinci yasa verimi sağlamaktadır (Saidi ve Yazdi 1999).
- c.** Aynı özelliklerde PVC tüp ile çelik tüp, aynı koşullarda çalıştırıldığında, PVC tüp çelik tüpten daha yüksek bir performansa sahip olmaktadır. Bunun nedeni, PVC tüpün iç pürüzlülük ve ısı iletim katsayısının çelik tüpe göre daha düşük olmasıdır (Singh vd. 2004).

d. Bakırın ısı iletim katsayısının, perspeksin ısı iletim katsayısından daha yüksek olmasından dolayı, perspeks tütün performansı, bakır tütün performansından daha yüksek olmaktadır. Bu nedenle perspeks, vorteks tüp imalatı için iyi bir malzemedir (Singh vd. 2004).

e. Genel olarak perspeks, vorteks tüp imalatı için pirinçten daha iyi bir malzemedir. Bunun nedeni perspeksin ısı iletim katsayısının pirinçten daha düşük ve tüpten çevreye veya çevreden tüpe olan ısı kaybının daha az olmasıdır. Perspeks, giriş havasının yüksek basıncına dayanamayacak kadar kırılabilir olabilmektedir. Pirinç malzeme, yüksek basıncın neden olduğu vorteks akışın aşındırmasına, perspeks malzemedeki daha iyi dayanabilmesi, sürtünme nedeniyle enerji kayıplarını azaltan pürüzsüz bir cidar sağlaması nedeniyle daha iyi bir malzemedir. Pirinçin ömrü daha uzundur. Uzun kullanımda perspeks göre tütün verimi zamanla çok fazla bozulmaz (Singh 2005).

f. Çevreye olan enerji kaybını azaltmak için vorteks tütünün yalıtılması, yalıtılmayan vorteks tüpüne göre daha yüksek enerji ayrışması meydana getirmektedir. Sıcak akışta 2–5°C, soğuk akışta ise 2–3°C'lik fark oluşmuştur (Promvong ve Eiamsa-ard 2005).

Sonuç olarak tüm araştırmacılar, vorteks tüp malzemesinin pürüzsüz olması gerektiğini, ısı iletim katsayısı düşük malzemeleri kullanmanın ve vorteks tüpü yalıtmanın daha yüksek enerji ayrışması oluşturduğunu belirtmiştir. Isıl özelliklerin yanında vorteks tütün tüm fizibilite çalışmalarında tüp imalatı için dayanıklı bir malzeme seçiminin de önemini vurgulamak gerekir (Yılmaz vd. 2007 a,b).

4.1.2 Giriş Lüleleri

Basınçlı akışkan, vorteks tüpüne tütün giriş ağzı yakınında olan giriş lülelerinden geçerek teğetsel olarak girer. Giriş lülelerinin fonksiyonu, basınçlı gazın tüpe girişini sağlamak ve aynı zamanda akışın giriş hızını artırmaktır. Lüle çıkışında ses hızı değerlerine erişebilen akış, tütün silindirik olması nedeniyle dönmeye başlar. Vorteks tüplerde lüle şekli, lüle sayısı ve lüle çapı performansa önemli ölçüde etki yapmaktadır. Bunlarla ilgili çok sayıda araştırma yapılmıştır. Bu araştırmalardan çıkarılacak bazı temel sonuçlar şöyle özetlenebilir (Yılmaz vd. 2006 a, b; Yılmaz vd. 2007):

a. Minimum soğuk akış sıcaklığı için lüleler, basınçlı akışkanın vorteks tüpüne tamamen teğetsel girmesini sağlamalıdır (Martynovskii ve Alekseev 1957).

b. Vorteks odası ve giriş lülesinin şekli çok önemlidir. Bu amaçla, tasarımlar kullanılmıştır. Arşimet spirali, yarıklı lüle, silindirik lüle, dikdörtgen kesitli lüle vb.

c. Optimum lüle çapı, vorteks tüpünün çapı ile değişmektedir. Optimum sonuçlar için tüp çapı arttıkça lüle çapı artırılmalıdır (Martynovskii ve Alekseev 1957).

d. Giriş lülesinin efektif yüksekliğini artırma sıcak ve soğuk akımların sıcaklıklarında artış oluşturmaktadır.

e. Çok girişe sahip lülelerde soğuk hava sıcaklığı ve verim azalmaktadır. Dolayısıyla optimum lüle sayısı bulunmaktadır. (Saidi ve Valipour 2003).

Tüm araştırmacılar maksimum performans için akışkanın vorteks tüpüne tamamen teğetsel girmesi gerektiğini, lüle çapının performansı etkilediğini, optimum lüle sayısının bulunduğunu ve bu sayının tüpün geometrisi ve çalışma koşullarına bağlı olduğunu belirtmiştir.

4.1.3 Soğuk Uç Orifisi

Paralel akışlı vorteks tüplerde lülelerin bulunduğu uç tamamen kapalıdır ve tüm akış lülelerin uzağında bulunan diğer uçtan tüpü terk eder. Soğuk akışkan tüpün ortasında bulunan bir orifisten, sıcak akışkan ise çevresel yoldan tüpü terk eder. Karşıt akışlı vorteks tüplerde ise giriş lülelerinin olduğu tarafta ve genellikle dairesel kesite sahip olan bir orifis bulunur. Vorteks tüp çapından daha küçük çapa sahip olan bu orifise “soğuk uç orifisi (diyaframı)” adı verilir. Bu orifis genellikle dairesel bir şekildedir. Eş eksenli delikli diyafram, diğer diyafram şekillerine (eksantrik diyaframlar, diyafram lüleleri, dairesel kesit haricinde geometriye sahip diyaframlar) göre daha büyük sıcaklık farkları oluşturmaktadır. Optimum orifis çapı çoğunlukla $0.4 < d/D < 0.6$ aralığında olmaktadır (Yılmaz vd. 2007).

4.1.4 Sıcak Çıkış Valfi

Vorteks tüpe giren akışkanın bir kısmı sıcak çıkış ucunda bulunan ayarlanabilir bir valf vasıtasıyla tüpten çıkmaktadır. Bu valfin ayarlanması yoluyla, sıcak akış debisi artırılıp azaltılmakta ve böylece soğuk uçtan çıkan akışkanın debisi ve sıcaklığı ayarlanabilmektedir. Valf, vorteks tüpün ısıtma ve soğutma kapasitelerinin değiştirilebilmesine olanak vermektedir. Çeşitli valf tasarımları olup en çok kullanılan valf konik şekilli valftir.

4.1.5 Jeneratör

Bazı vorteks tüplerde, özellikle ticari olarak üretilen vorteks tüplerinde basınçlı akışkan tüpe “jeneratör” denilen elemanlar vasıtasıyla girmektedir. Jeneratörler, vorteks tüpünden daha büyük boyutta yapılır ve silindirik bir geometriye sahiptir. Jeneratörde bulunan çeşitli sayıdaki kanallar, akışa yön vererek tüp içerisindeki vorteks akışın oluşmasını sağlar. Soğuk hava, jeneratörün ortasında bulunan delikten akmakta ve soğuk hava çıkış ucundan dışarı çıkmaktadır. Değiştirilebilir bir eleman olan jeneratör, basınçlı akışkanın debisini kontrol etmekte ve elde edilen sıcaklıkları etkilemektedir. Böylece, vorteks tüpüyle elde edilebilecek akış debileri ve sıcaklık aralıkları değiştirilebilmekte ve jeneratör değiştirilerek vorteks tüpünün soğutma kapasitesinin ayarlanması mümkün olmaktadır. Çeşitli kapasitelerde üretilen jeneratörlerin iki temel tipi bulunmaktadır. Bunlar, çok düşük soğuk sıcaklıklar üreten ve maksimum soğutma kapasitesi üreten jeneratördür. Maksimum soğuk sıcaklık üreten jeneratörlere “C jeneratörleri”, maksimum soğutma kapasitesi üreten jeneratörlere ise “H jeneratörleri” adı verilmektedir (Frigid-X 2012).

4.1.6 Filtreler

Vorteks tüpüne giren basınçlı akışkanın, toz, nem ve yağdan arındırılması gereklidir. Bu arındırma işlemi, filtre-ayırıcılar ve yağ ayırma filtreleri kullanılarak sağlanır. Bu arındırılmanın yapılmasıyla vorteks tüpleri, yıllar boyu bakım gereksinimi olmaksızın çalışabilir (Yılmaz vd. 2006a, Exair 2012).

4.1.6.1 Kurutucu

Sıkıştırılmış havanın bulunduğu tüm sistemlerde eğer sistemde kurutucu yoksa hatlarda yoğuşmuş su bulunması kaçınılmazdır. Havadan yoğuşmuş suyu ayırmak için bir filtre-ayırıcı kullanılmalıdır. Toplama kabını periyodik olarak boşaltabilecek sorumlu bir işçi olmadığı sürece otomatik drenajlı filtre-ayırıcılar tavsiye edilir. Filtre-ayırıcı mümkün olduğu kadar vorteks tüpüne yakın yerleştirilmelidir.

Normalde vorteks tüp uygulamalarında bir kurutucuya ihtiyaç duyulmaz. Bununla birlikte bazen çok küçük çıkış sıcaklıklarında çalışıldığında, oluşabilecek buzlanma, problemlere neden olabilir. Ayrıca bazı uygulamalarda, içerisinde hiç yoğuşmuş su ya da buz bulunmayan soğuk havaya ihtiyaç duyulabilir. Soğuk hava akımındaki yoğuşmuş su ya da buzunu elimine etmek için giriş hattında bir kimyasal kurutucu (silika jel, ısısız ya da diğer tip) kullanılabilir. Kurutucu, beklenen en düşük soğuk çıkış sıcaklığından daha düşük bir atmosferik çığ noktası üretecek şekilde belirlenmelidir.

4.1.6.2 Kir Tutucu

Sıkıştırılmış hava hatlarında bulunan sudan dolayı, buralarda daima pas ve kir bulunur. Bu pas ve kirleri etkin bir şekilde uzaklaştırmak için 5 µm bir filtre kullanılabilir. Normal maliyetlerle satılan değiştirilebilir filtreler bulunmaktadır. Sisteminde geçerli koşullara dayanan filtre değiştirme sıklığı, kullanıcı tarafından belirlenmelidir.

4.1.6.3 Yağ Tutucu

Vorteks tüpleri bir yağlayıcıdan sonra hiçbir zaman kullanılmamalıdır. Kompresör yağlama sisteminden kaynaklanan havadaki yağ normal olarak vorteks tüpleri için bir sorun oluşturmaz. Ancak bazen eski kompresörler çok fazla yağlı hava üretirler. Eğer sistem havası çok yağlı olursa, filtre-ayırıcı aygıtından sonra yağ ayırıcı filtre kullanılmalıdır. Kir, su ve aerosollerini uzaklaştırmak için 10^{-2} µm kalınlığında filtrelemeye sahip bir yağ ayırıcı kullanılabilir.

4.1.7 Regülatörler

Vorteks tüpü ile elde edilen soğutmanın, uygulama gereksinimleri ile uyuşması için basıncın ayarlanması gereklidir. Bunun için basınç regülatörleri kullanılır. Sıcaklığı kontrol etmenin diğer bir yöntemi, vorteks tüpüne tam basınçla akışkanı göndermek, daha sonra termostat ile kontrol edilen bir solenoid valf vasıtasıyla akışkan akışını açıp kapamaktır (Yılmaz vd 2006a).

4.1.8 Susturucular

Vorteks tüplerin içerisindeki sonik hızlar nedeniyle gürültü yaydığıyla ilgili yanlış bir inanış bulunmaktadır. Gerçekten böyle bir ses nadiren gözlenmektedir fakat akışkanın vorteks tüpünden çıkışı nedeniyle daima bir ses oluşmaktadır. Vorteks tüplerin çalışması sonucu üretilen bu ses seviyesi insan sağlığı için rahatsızlık verici seviyelere ulaşabilmektedir. Tüp içerisindeki akış hızı ne kadar yüksek olursa ses seviyesi o kadar artar. Genellikle soğuk hava, bir kartere veya bazı boru ve tüpler içerisine alınır. Bu durum gürültüyü kabul edilebilir seviyeye düşürebilir. Sıcak hava birçok uygulamalarda daha küçük miktarlarda tüpten çıkar ve bu nedenle çok sorun oluşturmaz. Bununla birlikte, işçiye yakın bir ortamda tüpten çıkan hava jetleri uzun süre devam ederse bu sorun oluşturabilir. Sesin oluşturduğu rahatsızlık susturucular kullanılarak azaltılabilir. Vorteks tüplerin hem sıcak hem de soğuk uçlarında susturucu kullanılabilir (Yılmaz vd 2006a, Exair 2007).

4.1.8.1 Soğuk Susturucular

Soğuk hava için kullanılan susturucular, tam dolu ya da gözenekli tip olmamalıdır. Bunların küçük açıklıkları, soğuk hava akımında yoğunlaşan ve donan buz ile çok çabuk bloke olur. Bölmeli tip susturucular ve ses azaltıcılar soğuk hava için daha iyidir. Vorteks tüpte yüksek geri basınç meydana getirecek herhangi bir susturucu kullanılmamalıdır.

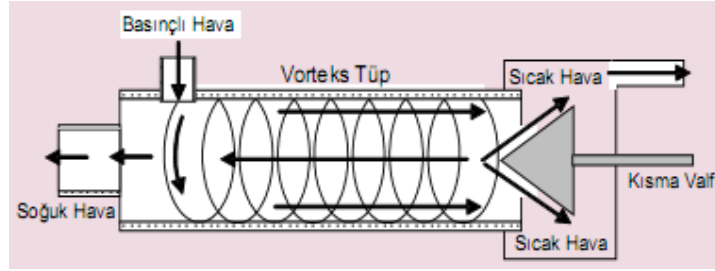
4.1.8.2 Sıcak Susturucular

Herhangi bir ses azaltıcı ya da susturucu sıcak çıkış ucunda kullanılabilir. Sıcak uçta plastik ya da ısıya düşük dirençli diğer malzemelerden yapılan bir susturucu kullanılmamalıdır. Bunun nedeni sıcak çıkış sıcaklığının 100–150 °C değerlerini kolaylıkla aşabilmesidir.

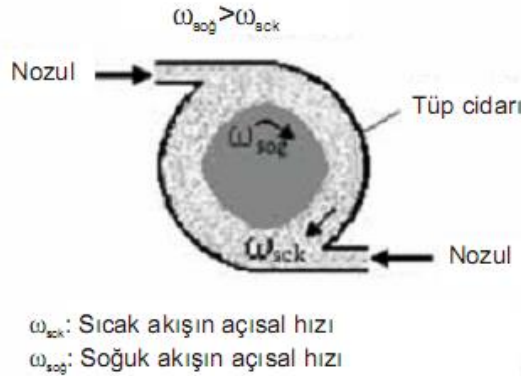
4.2 VORTEKS TÜPLERİN ÇALIŞMA PRENSİBİ

Ranque tarafından keşfedilen ve Hilsch tarafından geliştirilen Ranque-Hilsch vorteks tüpü, basınçlandırılmış bir akışkanı, biri soğuk diğeri sıcak iki akışa ayıran, basit ve hareketli hiçbir parçası bulunmayan cihazlardır. Karşıt akışlı RHVT' ün çalışma prensibi şu şekilde tarif edilebilir:

Nozullardan vorteks tüpe teğetsel olarak gönderilen basınçlı akışkan, vorteks tüpün silindirik yapısından dolayı, girişteki basınca ve hıza bağlı olarak, vorteks tüp içerisinde yüksek hızlarda dönmeye başlar. Yüksek hızlarda dönen akışkanın tüp cidarında sürtünmesinden dolayı, tüp cidarı ve tüp merkezindeki akışkan arasında basınç farkı oluşur. Tüp cidarı yakınlarındaki akışkanın hızı, tüp cidarındaki sürtünmenin etkisinden dolayı tüp merkezindeki akışkanın hızına göre daha düşüktür ve merkezdeki akışkan tüp cidarındaki akışkanı ivmelendirmeye çalışır. Bu nedenle merkezdeki akışkan tüp cidarındaki akışkana enerji transfer eder ve vorteks tüpün geometrik yapısına bağlı olarak bir durma noktasından sonra ters yönde hareket ederek, soğuk çıkış tarafından vorteks tüpü terk eder. Enerji transfer eden soğuk akışkan, enerji transfer edilen akışkan ise sıcak akışkandır (Şekil 4.2, Şekil 4.3). RHVT' ler soğutma, ısıtma, kurutma ve kar yapımında kullanılmaktadır (Dinçer ve Başkaya, 2009).



Şekil 4.2 Karşıt akışlı bir vorteks tüpteki akış (Yılmaz vd. 2006).



Şekil 4.3 Vorteks tüp içindeki soğuk ve sıcak akış hareketi (Dinçer vd. 2009).

BÖLÜM 5

MATERYAL METOD

5.1 MATERYAL

Bu çalışmada, iç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan adyabatik karşıt akışlı vorteks tüpünde 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ve oksijen kullanarak, 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, soğutma – ısıtma performansları deneysel olarak incelenmiş, ekserji analizi ile sistemdeki kayıp iş ve verim hesaplanmıştır.

5.1.1 Deneysel Sistem

Deneylerde iç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan adyabatik karşıt akışlı vorteks tüp kullanılmıştır. Vorteks tüp; genişliği 55 cm, yüksekliği 33 cm, kalınlığı 1.2 mm olan bir sac levha üzerine yatay konumda sabitlenmiş ve aynı ölçülerde, derinliği 30 cm. olan bir çantanın içerisine Şekil 5.1' de ki gibi yerleştirilmiştir. Vorteks tüpün uçlarına, giren havanın basıncını ölçmek için gliserinli manometre, hacimsel debilerini ölçmek için ise debimetreler, bağlanmıştır. Ayrıca kullanılan debimetre ile bağlandığı noktadaki basınç ve sıcaklık değerleri de okunmaktadır. Sistemde, basınçlı akışkan kaynağı olarak kompresör ve oksijen tüpü kullanıldı. Sistem elemanları arasındaki bağlantılar basınca dayanıklı pnömatik hortum vasıtasıyla yapıldı.

5.1.2 Deneylerde Kullanılan Ölçüm Cihazları

5.1.2.1 Manometre

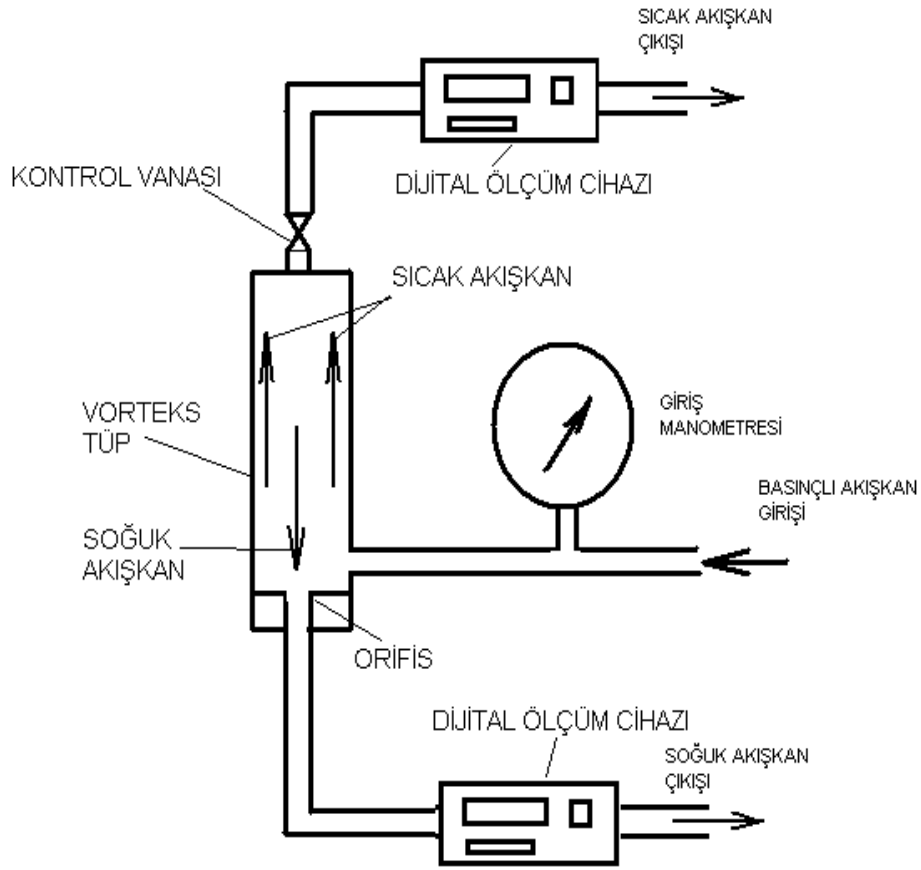
Deneysel sisteme giren akışkan basıncını ölçmek için PAKKENS marka gliserinli manometre seçildi. Manometrenin özellikleri;

1. Ölçüm hassasiyeti %5,
2. Uzun ömürlü ve dış etkenlerle bozulmayan kalibrasyon,
3. 100 mm çapında geniş kadran,
4. KL 2.5 kalite sınıfı,
5. Bağlantı G 1/2" erkek diş,
6. 0-16 bar ölçüm aralığı,
7. Bakır alaşımlı basınç organı,
8. Kullanılabilir ortam sıcaklığı -25 °C - +60 °C,
9. Kalite standardı TS EN 837/1' dir.

5.1.2.2 Debimetre

Vorteks tüpten çıkan soğuk ve sıcak akışkanın debisini, basıncını ve sıcaklığını ölçmek için TSI (Trust. Science, Innovation) marka debimetreler seçildi. Debimetrenin özellikleri;

1. Debi (l/dk) ölçüm hassasiyeti % 1,
2. Sıcaklık (°C) ölçüm hassasiyeti % 1,
3. Basınç (kPa) ölçüm hassasiyeti % 10,
4. Debi, sıcaklık ve basınç değerlerini aynı anda okumaya olanak sağlayan geniş dijital ekran,
5. NIST kalibrasyon sertifikasına sahip, uzun ömürlü ve dış etkenlerle bozulmayan kalibrasyon,
6. Hava, oksijen ve azot gazı ile kullanılabilir,
7. Analog çıktı almaya uygun, dijital çıktı için RS232 arayüz ve konfigüre edilebilmektedir.



Şekil 5.1 Deneysel sistem

5.2 METOD

5.2.1 Deneylerin Yapılışı

Vorteks tüpünün girişi ile hava kompresörü arasında, 10 bar basınç dayanımı olan pnömatik hortum, quick kuplin vasıtasıyla bağlandı. Hava kompresörü çalıştırıldı ve vorteks tüpe akışkan girişindeki vana yardımıyla deneylerde başlangıç basıncı olan 150 kPa'lık basınç sağlandı. Yapılan basınç ayarlamasından sonra vorteks tüpünün sıcak ve soğuk akışkan çıkışına monte edilen ölçüm cihazlarında okunan sıcaklık değerleri sabit oluncaya kadar aynı basınçta hava, kompresörden gönderildi. Vorteks tüpe girişteki basınç, vorteks tüpünden çıkan sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık ve basınç değerleriyle birlikte hacimsel debileri de okundu.

Daha sonra 200 kPa olan basınç değerindeki deneye başlamadan önce vorteks tüpünün soğuk ve sıcak akışkan sıcaklığını ölçen dijital termometre ile ortam sıcaklığını ölçen dijital termometrelerin eşit sıcaklık değerine gelinceye kadar beklendi. Okunan değerler

eşitlendikten sonra 200 kPa olan basınç değerindeki deneyler yapılmaya başlandı. 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 650 ve 700 kPa basınç değerleri için yapılan deneysel çalışmalarda, 150 kPa basınçta yapılan işlemler, imal edilmiş olan bütün nozullarla tekrarlandı.

Vorteks tüpünde performansa önemli ölçüde etki eden soğuk akışkanın kütle debisinin, girişteki akışkanın kütle debisine oranı y_c olarak tanımlanmış ve eşitlik 5.1 de verilmiştir.

$$y_c = \frac{m_{soğ}}{m_{gir}} \quad (5.1)$$

$$m_{gir} = m_{soğ} + m_{sck} \quad (5.2)$$

$m_{soğ}$ = soğuk akışkanın kütledebisi, kg/s

m_{sck} = sıcak akışkanın kütledebisi, kg/s

m_{gir} = giren akışkanın kütledebisi, kg/s

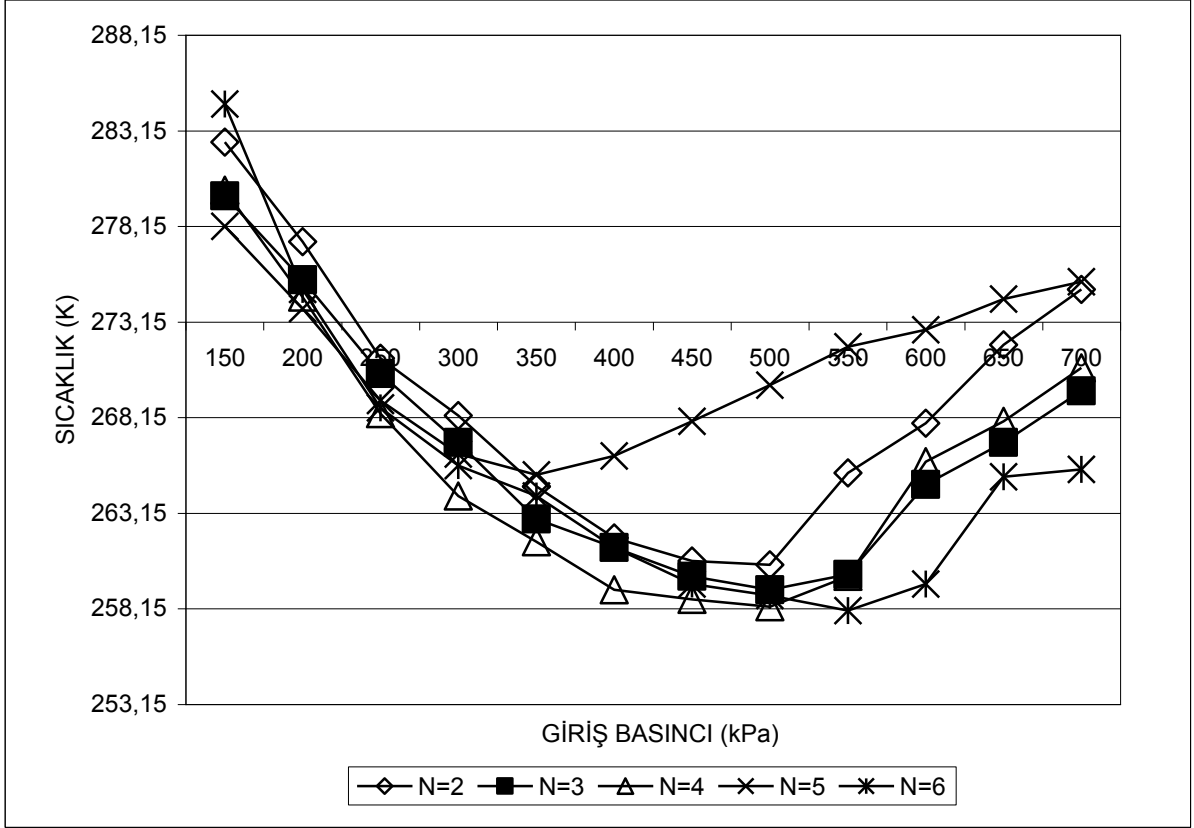
Vorteks tüplerde, sıcak çıkış tarafında bulunan vananın açılıp kapanması ile y_c değeri değişmektedir. Yapılan deneysel çalışmada, vorteks tüpün sıcak akış çıkışındaki vana tam açık konumda bırakılarak deneyler yapıldığından y_c değeri değişmemektedir. Yapılan deneyler sırasındaki y_c değeri (0.36) sabit tutulmuştur.

Vorteks tüpünde 150 kPa ve 700 kPa arasında basınçlı hava gönderilerek yapılan deneyler tamamlandıktan sonra hava kompresörü bağlantısı sistemden çıkarılarak, yerine basınçlı akışkan kaynağı olarak Oksijen tüpü bağlandı. Hava için yapılan bütün deneyler oksijen tüpü ile de yapılarak deneyler tamamlanmıştır.

Deneylerde her bir deney 3 kez tekrarlanmış ve elde edilen değerlerin ortalamaları alınmıştır.

5.2.2 Deney Sonuçları

Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve vorteks tüpü soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları ($T_{soğ}$) Şekil 5.2'de verilmiştir.

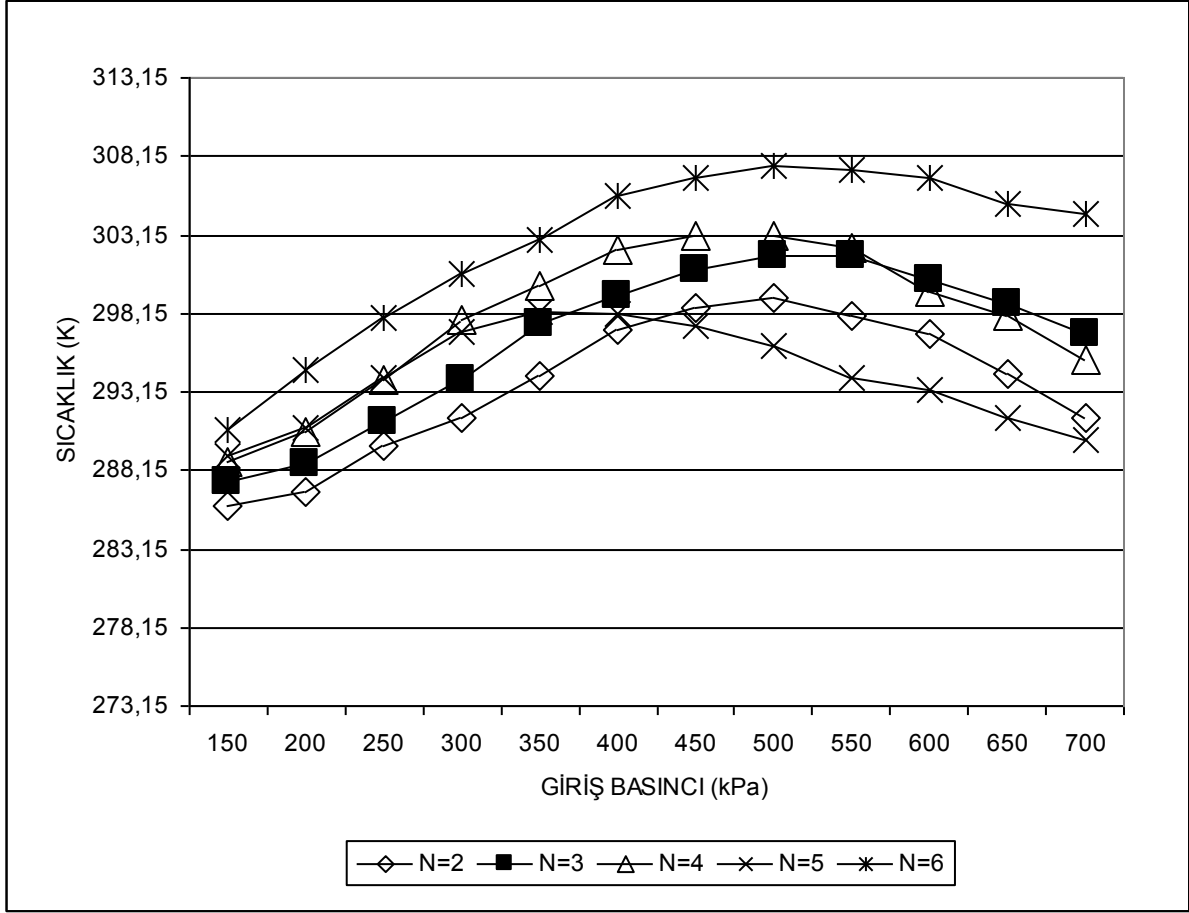


Şekil 5.2 Hava, N=2,3,4,5,6, $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için $T_{soğ}$ değişimleri.

Bütün nozul sayıları ve giriş basıncı değerlerinde, en düşük soğuk akışkan sıcaklıkları ($T_{soğ}$) incelendiğinde, en düşük soğuk akışkan sıcaklığı N=6 ve $P_{gir}=550$ kPa' da en düşük $T_{soğ}=258.05$ K olarak ölçülmüştür.

N=5 hariç, bütün nozullerde en düşük $T_{soğ}$ değeri 500-550 kPa basınç değeri arasında ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman $T_{soğ}$ değerinin arttığı görülmektedir. N=5 için en düşük $T_{soğ}$ değeri 350 kPa basınç değerinde ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman $T_{soğ}$ değerinin arttığı görülmektedir (Şekil 5.2).

2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 150 kPa’ dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla denenmiş ve vorteks tüpü sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları (T_{sck}) Şekil 5.3’de verilmiştir.

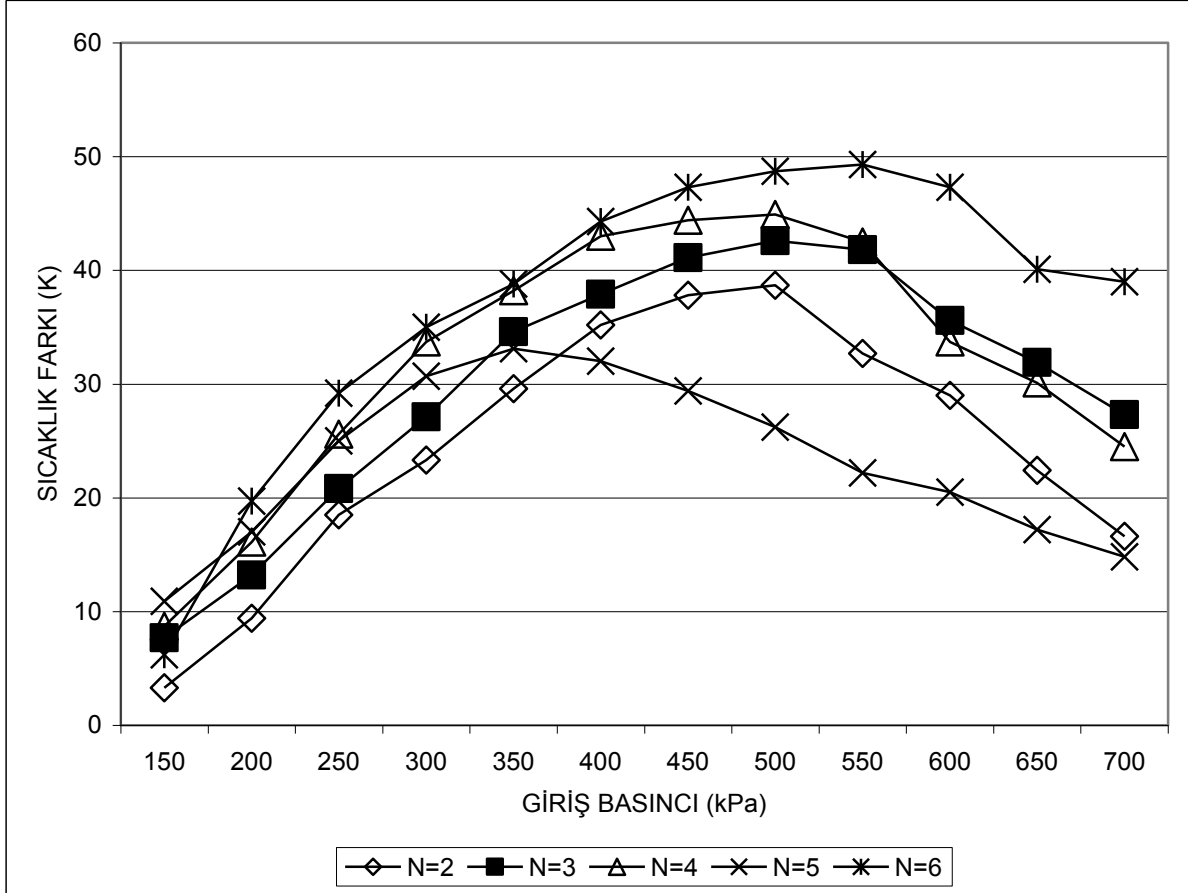


Şekil 5.3 Hava, N=2,3,4,5,6 ve $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için T_{sck} değişimleri.

Bütün nozul sayıları ve giriş basıncı değerlerinde, en yüksek sıcak akışkan sıcaklıkları (T_{sck}) incelendiğinde, en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı N=6 ve $P_{gir}=500$ kPa için $T_{sck}=307,55$ K olarak ölçülmüştür.

N=5 hariç, bütün nozullerde en yüksek T_{sck} değeri 500-550 kPa basınç değeri arasında ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman T_{sck} değerinin azaldığı görülmüştür. N=5 için en yüksek T_{sck} değeri 350 kPa basınç değerinde ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman T_{sck} değerinin azaldığı görülmüştür (Şekil 5.3).

Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve vorteks tüpün performans değeri olarak da bilinen sıcak akışkan sıcaklığı (T_{sck}) ile soğuk akışkan sıcaklığı ($T_{soğ}$) arasındaki fark olan, ΔT ($T_{sck} - T_{soğ}$) değerleri Şekil 5.4'de verilmiştir.

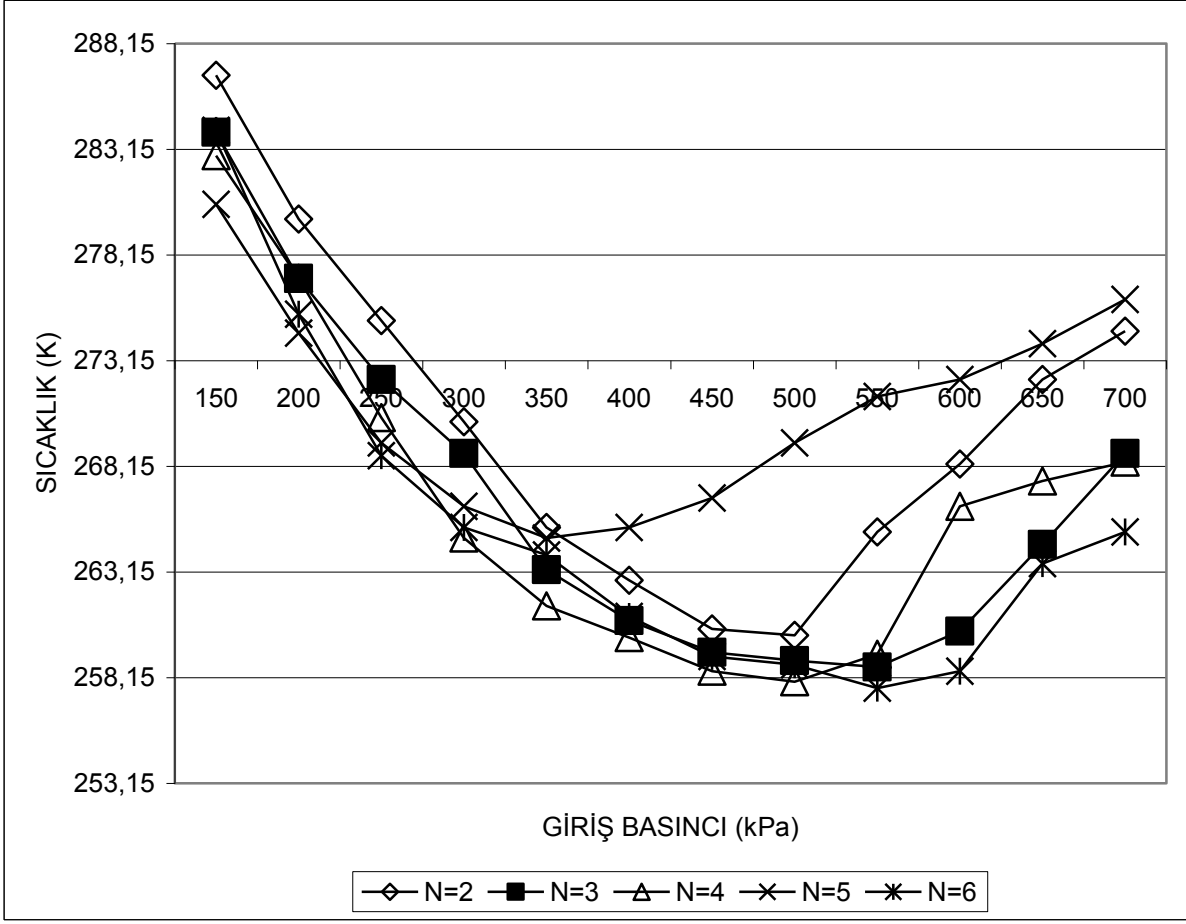


Şekil 5.4 Hava, N=2,3,4,5,6 ve $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için ΔT ($T_{sck} - T_{soğ}$) değişimleri.

Bütün nozul sayıları ve giriş basıncı değerlerinde, en yüksek sıcaklık farkı (ΔT) incelendiğinde, en yüksek ΔT değeri N=6 ve $P_{gir}=550$ kPa için $\Delta T=49.3$ K olarak ölçülmüştür.

N=5 için en düşük ΔT değeri 350 kPa basınç değerinde ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman ΔT değerinin azaldığı görülmüştür (Şekil 5.4).

Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve vorteks tüpü soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları ($T_{soğ}$) Şekil 5.5'de verilmiştir.

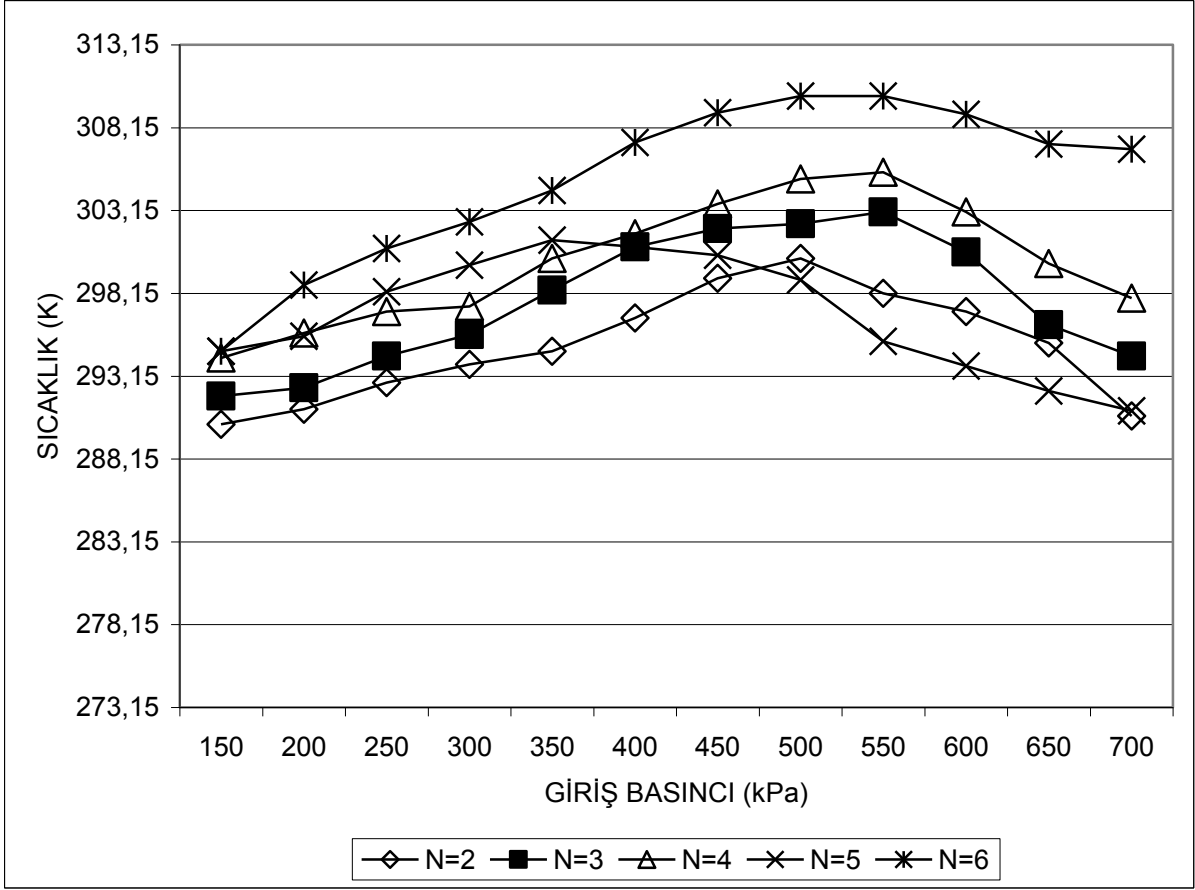


Şekil 5.5 Oksijen, N=2,3,4,5,6 ve $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için $T_{soğ}$ değişimleri.

Bütün nozul sayıları ve giriş basıncı değerlerinde, en düşük soğuk akışkan sıcaklıkları ($T_{soğ}$) incelendiğinde, en düşük soğuk akışkan sıcaklığı N=6 ve $P_{gir}=550$ kPa' da en düşük $T_{soğ}=257.65$ K olarak ölçülmüştür.

N=5 hariç, bütün nozullerde en düşük $T_{soğ}$ değeri 500-550 kPa basınç değeri arasında ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman $T_{soğ}$ değerinin arttığı görülmektedir. N=5 için en düşük $T_{soğ}$ değeri 350 kPa basınç değerinde ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman $T_{soğ}$ değerinin arttığı görülmüştür (Şekil 5.5).

2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen, 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla denenmiş ve vorteks tüpü sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları (T_{sck}) Şekil 5.6' da verilmiştir.

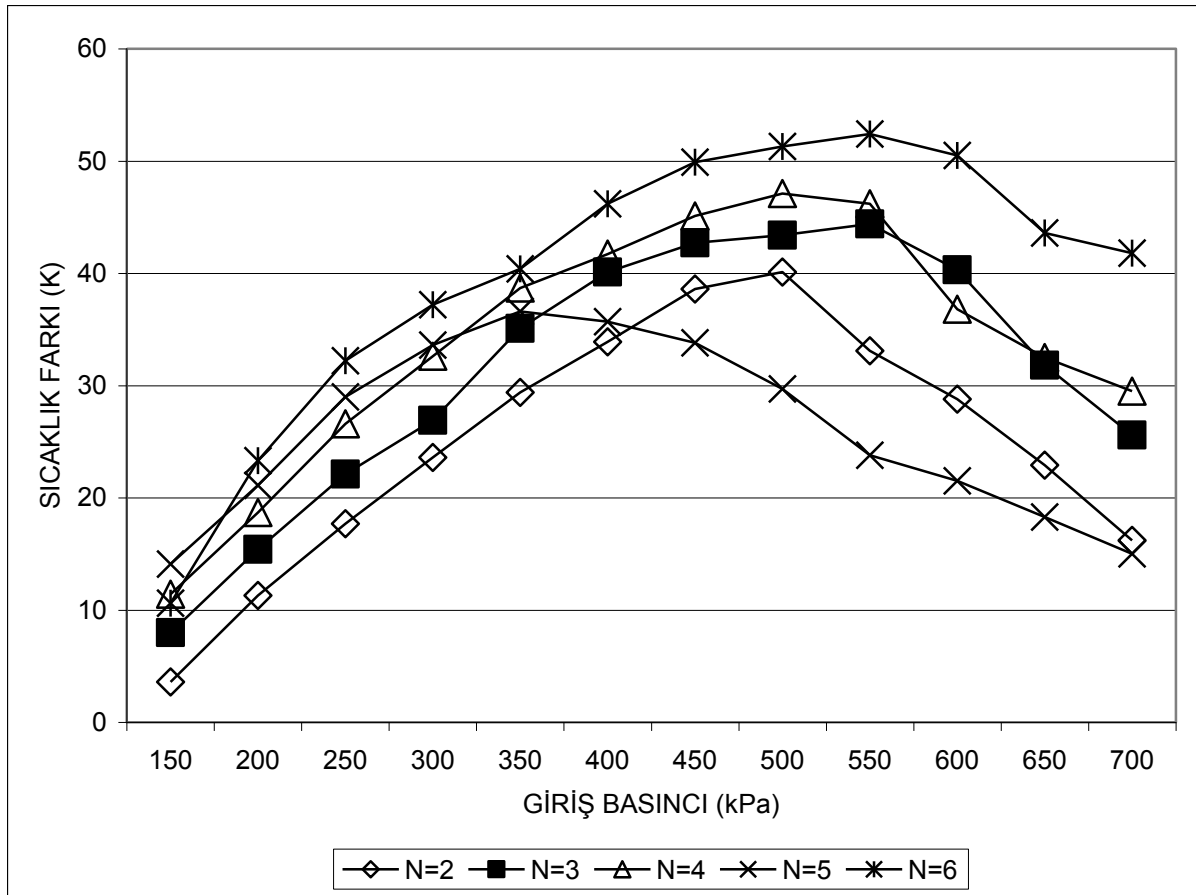


Şekil 5.6 Oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için T_{sic} değişimleri.

Bütün nozul sayıları ve giriş basıncı değerlerinde, en yüksek sıcak akışkan sıcaklıkları (T_{sck}) incelendiğinde, en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı $N=6$ ve $P_{gir} = 500$ ve 550 kPa için $T_{sck} = 310,05$ K olarak ölçülmüştür.

$N=5$ hariç, bütün nozullerde en yüksek T_{sck} değeri $500-550$ kPa basınç değeri arasında ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman T_{sck} değerinin azaldığı görülmüştür. $N=5$ için en yüksek T_{sck} değeri 350 kPa basınç değerinde ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman T_{sck} değerinin azaldığı görülmüştür (Şekil 5.6).

Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen, $2, 3, 4, 5, 6$ nozul sayılarında (N), 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve vorteks tüpün performans değeri olarak da bilinen sıcak akışkan sıcaklığı (T_{sck}) ile soğuk akışkan sıcaklığı ($T_{soğ}$) arasındaki fark olan, ΔT ($T_{sck} - T_{soğ}$) değerleri Şekil 5.7'de verilmiştir.

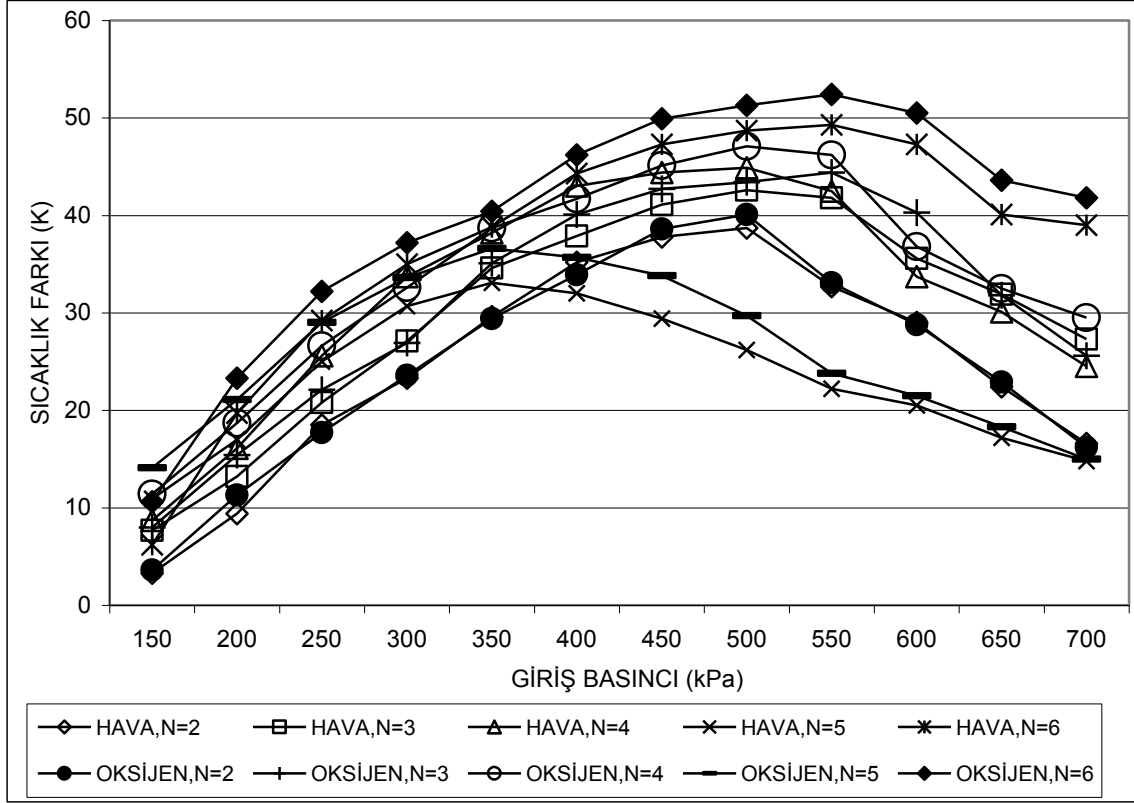


Şekil 5.7 Oksijen, N=2,3,4,5,6 ve $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için ΔT ($T_{sck} - T_{soğ}$) değişimleri.

Bütün nozul sayıları ve giriş basıncı değerlerinde, en yüksek sıcaklık farkı (ΔT) incelendiğinde, en yüksek ΔT değeri N=6 ve $P_{gir}=550$ kPa için $\Delta T=52.4$ K olarak ölçülmüştür.

N=5 için en düşük ΔT değeri 350 kPa basınç değerinde ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman ΔT değerinin azaldığı görülmüştür (Şekil 5.7).

Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava ve oksijen, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve vorteks tüpün performans değeri olarak da bilinen sıcak akışkan sıcaklığı (T_{sck}) ile soğuk akışkan sıcaklığı ($T_{soğ}$) arasındaki fark olan, ΔT ($T_{sck} - T_{soğ}$) değerleri Şekil 5.8'de verilmiştir.



Şekil 5.8 Hava ve Oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için ΔT ($T_{sck} - T_{soğ}$) değişimleri.

Bütün nozul sayıları ve giriş basıncı değerlerinde, en yüksek sıcaklık farkı (ΔT) incelendiğinde, en yüksek ΔT değeri $N=6$, $P_{gir}=550$ kPa, hava için $\Delta T=49.3$ K, oksijen için $\Delta T=52.4$ K olarak ölçülmüştür.

$N=5$ hariç, bütün nozullerde en yüksek ΔT değeri 500-550 kPa basınç değeri arasında ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman ΔT değerinin azaldığı görülmüştür. $N=5$ için en düşük ΔT değeri 350 kPa basınç değerinde ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman ΔT değerinin azaldığı görülmüştür (Şekil 5.7).

BÖLÜM 6

VORTEKS TÜPLERDE EKSERJİ ANALİZİ

Dünyanın enerji kaynaklarının sınırlı olması gerçeğinin giderek daha geniş kesimlerce anlaşılması, ülkeleri, enerji politikalarını yeniden gözden geçirmeye ve enerji savurganlığını önlemeye yöneltmiştir. Bu durum, bilimsel çevreleri de enerji dönüşüm araçlarını yeniden değerlendirmeye ve var olan sınırlı enerji kaynaklarından daha çok yararlanabilmek için yeni yöntemler geliştirmeye yönlendirmiştir.

Bir sistemden elde edilebilecek en çok iş, sistemin belirli bir başlangıç halinden, tersinir bir hal değişimiyle çevrenin bulunduğu hale getirilmesiyle elde edilir. Bu değer, sistemin başlangıç halindeki, yararlı iş potansiyelini veya iş yapma olanağını göstermektedir ve ekserji (kullanılabilirlik) olarak adlandırılır.

Termodinamiğin I. Kanunu; enerjinin, diğer bir enerji şekline dönüştürülebileceğini ve bir sistemden diğer bir sisteme transfer edilebileceğini, bu sırada enerji toplamının sabit kalacağını ifade etmektedir. Termodinamiğin II. Kanunu; diğer adıyla entropi, termal işlemlerde yönü belirler. Suyun yukarıdan aşağıya akması gibi ısı da sıcaktan soğuğa doğru akar. Bu yönü belirleyen entropidir. Tüm termal işlemlerde entropi ya sıfırdır, ya pozitiftir. Eğer entropi sıfır ise işlem geri döndürülebilir, eğer pozitif ise işlem geri döndürülemezdir. Termodinamiğin ikinci yasası termal süreçte yapılan bir işi ve verilen iç enerjiyi geri döndürmenin imkansız olduğunu göstererek sonsuz bir döngünün mümkün olamayacağını ispatlar. Enerjinin, bir şekilden diğer bir şekle her dönüşümünde veya bir sistemden diğer bir sisteme transferinde, kullanılabilir kısmının azalacağını ve bu nedenle de sürekli olarak değer kaybedeceğini ifade etmektedir. Bu değer entropi artışı, kullanılabilir enerji yani ekserji analizi, tersinmezlik ifadeleri ile açıklanabilmektedir.

Ekserji; sistemin yalnız çevre koşuluyla oluşan ısı transferi dengesini sağlayarak, maksimum teorik yararlı işin elde edilmesidir. Sistemler arasında ekserji; enerji, entropi, kütle ve diğer

sistem özellikleriyle nakledilir. Ekserji; bir enerji akışındaki maksimum elde edilebilirlik miktarıdır. Ekserjinin hesaplanabilmesi için;

a. Çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal şartlarının kesinlikle bilinmesi ve

b. Tersinir bir sürecin var olduğunun kabul edilmesi gereklidir. Diğer tüm termodinamik analizler gibi, ekserji analizi için de tersinir sürecin nasıl olduğunun bilinmesi gerekli değildir. Sadece sürecin başlangıç-giriş noktaları ile bitiş-çıkış noktaları için geçerli olan koşulların bilinmesi yeterlidir (Dinçer, 2005). Vorteks tüplerde ekserji analizi hesaplamaları aşağıdaki formüller yardımıyla yapılabilir.

Vorteks tüpe giriş, sıcak ve soğuk çıkıştaki entropi değişimi (birim kütle);

$$\Delta s_{gir} = s_{gir} - s_0 = c_p \ln \frac{T_{gir}}{T_0} - \ln \frac{P_{gir}}{P_0} \quad (6.1)$$

$$\Delta s_{sck} = s_{sck} - s_0 = c_p \ln \frac{T_{sck}}{T_0} - \ln \frac{P_{sck}}{P_0} \quad (6.2)$$

$$\Delta s_{soğ} = s_{soğ} - s_0 = c_p \ln \frac{T_{soğ}}{T_0} - \ln \frac{P_{soğ}}{P_0} \quad (6.3)$$

Vorteks tüpe giriş, sıcak ve soğuk çıkıştaki entalpi değişimi (birim kütle);

$$(h_{gir} - h_0) = c_p (T_{gir} - T_0) \quad (6.4)$$

$$(h_{sck} - h_0) = c_p (T_{sck} - T_0) \quad (6.5)$$

$$(h_{soğ} - h_0) = c_p (T_{soğ} - T_0) \quad (6.6)$$

Soğuk akım tarafından çıkan ekserji;

$$e_{soğ} = (h_{soğ} - h_0) - T_0 (s_{soğ} - s_0) \quad (6.7)$$

$$E_{soğ} = m_{soğ} \cdot e_{soğ} \quad (6.8)$$

Sıcak akım tarafından çıkan ekserji;

$$e_{sck} = (h_{sck} - h_0) - T_0 (s_{sck} - s_0) \quad (6.9)$$

$$E_{sck} = m_{sck} \cdot e_{sck} \quad (6.10)$$

Vorteks tüpe giren ekserji;

$$e_{gir} = (h_{gir} - h_0) - T_0(s_{gir} - s_0) \quad (6.11)$$

$$E_{gir} = m_{gir} \cdot e_{gir} \quad (6.12)$$

Vorteks tüpten çıkan toplam ekserji;

$$E_{çkş} = (1 - y_c)E_{sck} - y_c E_{soğ} \quad (6.13)$$

Toplam kayıp ekserji;

$$E_{kyp} = E_{gir} - E_{çkş} \quad (6.14)$$

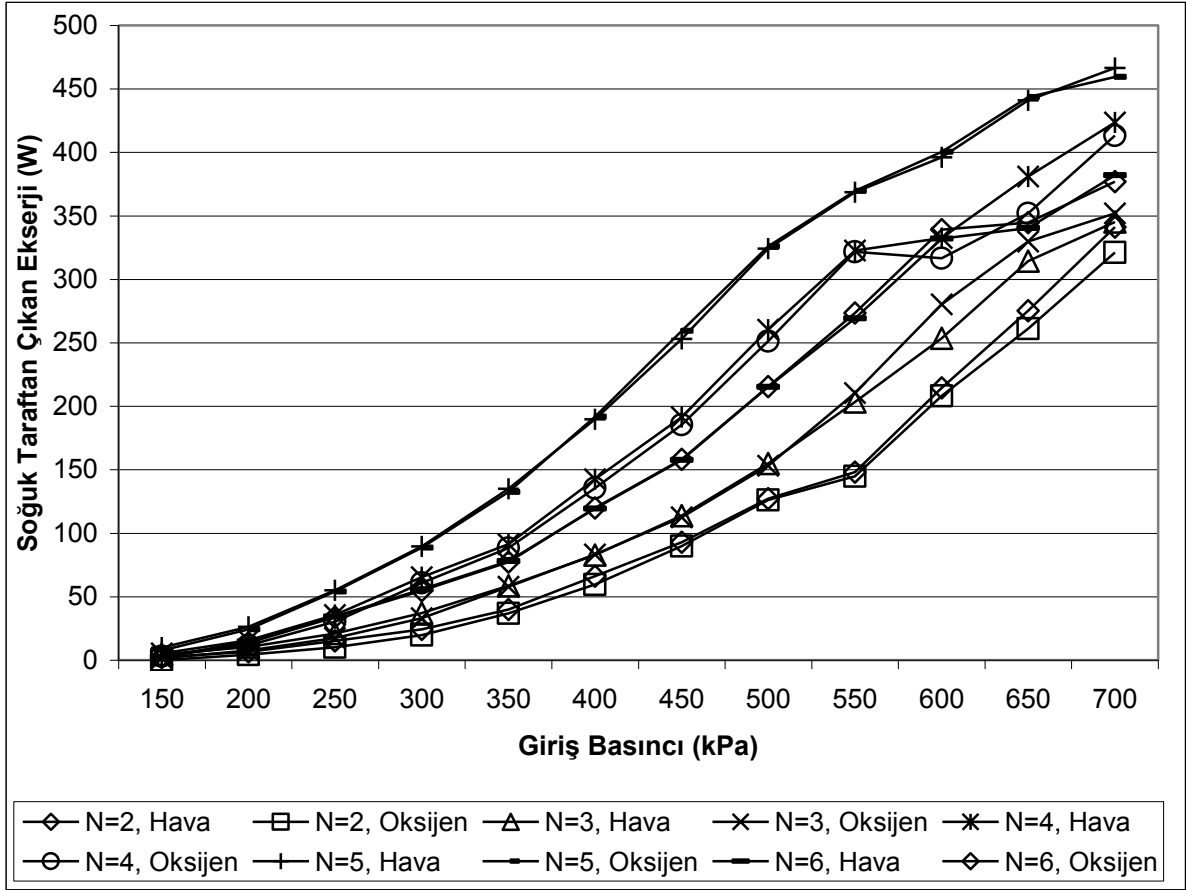
İkinci yasa verimi;

$$n_{ii} = \frac{E_{çkş}}{E_{gir}} \quad (6.15)$$

formülleriyle hesaplanabilir.

Şekil 6.1’de 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 150 kPa’ dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem 6.8 kullanılarak hesaplanan, vorteks tüpü soğuk akım tarafından çıkan ekserji ($E_{soğ}$) değerleri verilmiştir.

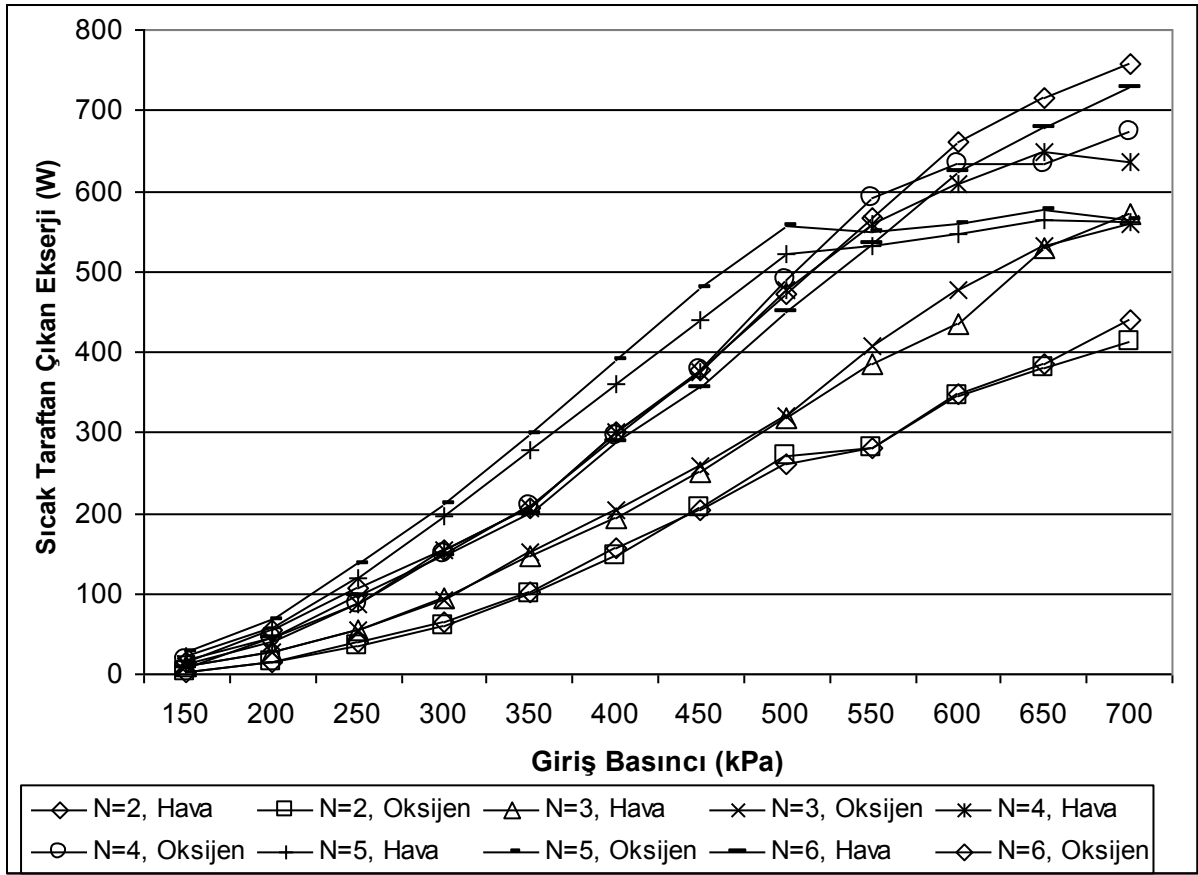
Şekil 6.1 incelendiğinde, hava için en düşük $E_{soğ}$ değeri, N=2 sayısında $P_{gir}=150$ kPa basıncında, 2.15 W’ tır. Oksijen için ise en düşük $E_{soğ}$ değeri N=2 sayısında $P_{gir}=150$ kPa basıncında, 0.12 W’ tır. Aynı grafik incelendiğinde en yüksek $E_{soğ}$ değeri, hava için N=5 sayısında $P_{gir}=700$ kPa basıncında, 466 W’ tır. Oksijen için ise en yüksek $E_{soğ}$ değeri, N=5 sayısında $P_{gir}=700$ kPa basıncında, 459 W’ tır. Her iki akışkan için de basınç değeri arttığı zaman $E_{soğ}$ değerinin de arttığı görülmektedir.



Şekil 6.1 Hava ve oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için, soğuk taraftan çıkan ekserji ($E_{soğ}$) değişimleri.

Şekil 6.2’de 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 150 kPa’ dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem 6.10 kullanılarak hesaplanan, vorteks tüpü sıcak akım tarafından çıkan ekserji (E_{sck}) değerleri verilmiştir.

Şekil 6.2 incelendiğinde, hava için en düşük E_{sck} değeri, $N=2$ sayısında $P_{gir}=150$ kPa basıncında, 3 W’ tır. Oksijen için ise en düşük E_{sck} değeri, $N=2$ sayısında $P_{gir}=150$ kPa basıncında, 1.55 W’ tır. Aynı grafik incelendiğinde en yüksek E_{sck} değeri, hava için $N=6$ sayısında $P_{gir}=700$ kPa basıncında, 727 W’ tır. Oksijen için ise en yüksek E_{sck} değeri $N=6$ sayısında $P_{gir}=700$ kPa basıncında, 758 W’ tır. Her iki akışkan için de basınç değeri arttığı zaman E_{sck} değerinin de arttığı görülmektedir.

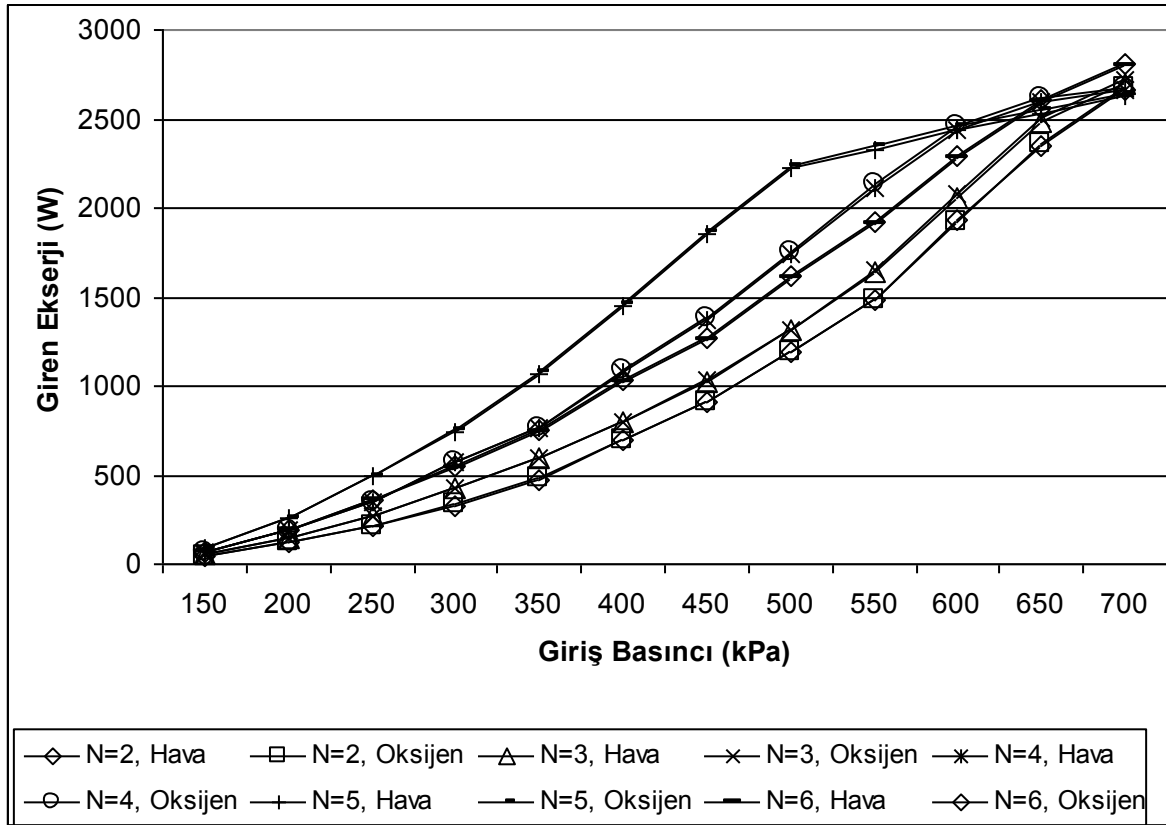


Şekil 6.2 Hava ve oksijen, N=2,3,4,5,6 ve $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için, sıcak taraftan çıkan ekserji (E_{sck}) değişimleri.

Şekil 6.3’de 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 150 kPa’ dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem 6.12 kullanılarak hesaplanan, giren ekserji (E_{gir}) değerleri grafik olarak verilmiştir.

Bütün nozul sayıları (N) ve giriş basınç değerleri (P_{gir}) için E_{gir} değerleri incelendiğinde, en düşük E_{gir} değerleri, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan $P_{gir}=150$ kPa giriş basıncında, N=2, hava ve oksijen için sırasıyla 43.51 W ve 43.61 W olarak hesaplanmıştır. En yüksek E_{gir} değerleri ise N=6 ve $P_{gir}=700$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 2800 W ve 2806 W olarak hesaplanmıştır.

Hava ve oksijen için bütün nozullarda en yüksek E_{gir} değeri 700 kPa basınç değerinde en düşük E_{gir} değeri ise 150 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. Basınç değeri arttığı zaman E_{gir} değerinin de arttığı görülmüştür.

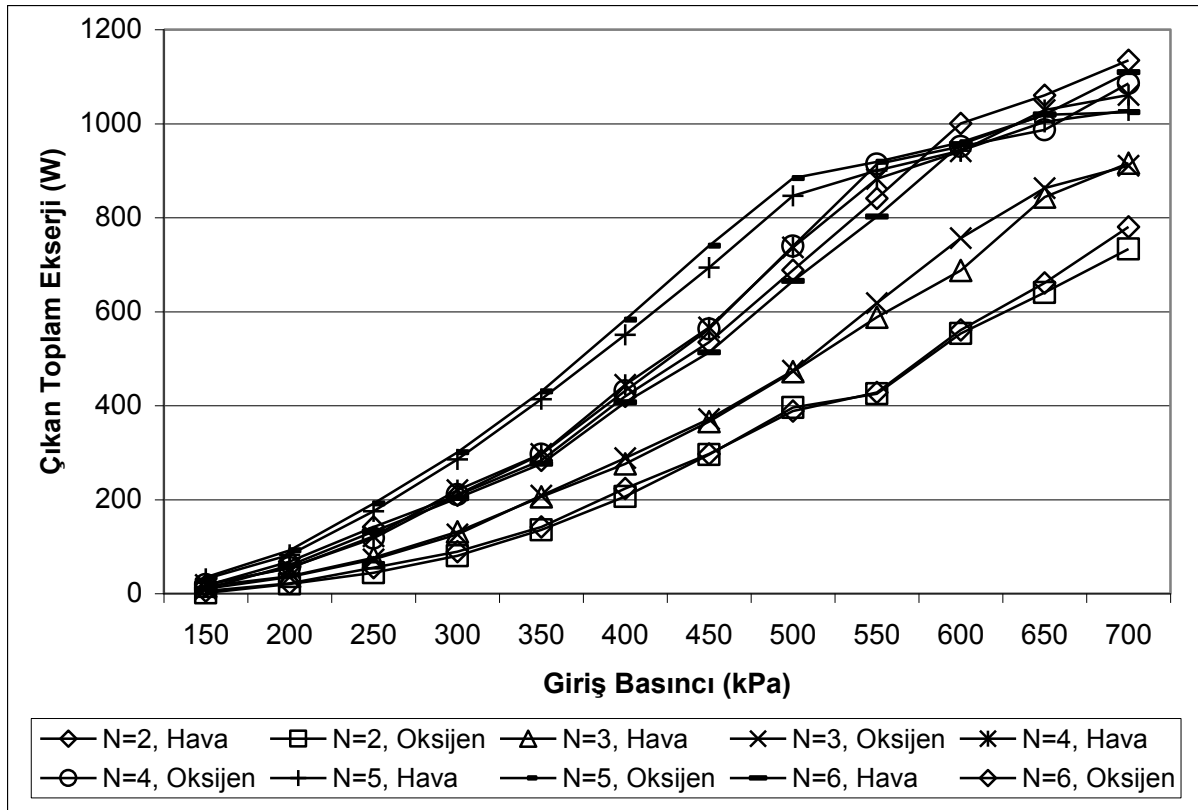


Şekil 6.3 Hava ve Oksijen, $N=2,3,4,5,6$ ve $P_{gir}=150 - 700$ kPa için, giren ekserji (E_{gir}) değişimleri.

Şekil 6.4' de 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem 6.13 kullanılarak hesaplanan, çıkan toplam ekserji ($E_{çkş}$) değerleri grafik olarak verilmiştir.

Bütün nozul sayıları (N) ve giriş basınç değerleri (P_{gir}) için $E_{çkş}$ değerleri incelendiğinde, en düşük $E_{çkş}$ değerleri, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan $P_{gir}=150$ kPa giriş basıncında, hava ve oksijen için 1.67 W ile 35 W arasında değiştiği görülmüştür. En düşük $E_{çkş}$ değeri; $P_{gir}=150$ kPa giriş basıncında, $N=2$, hava ve oksijen için sırasıyla 6 W ve 1.67 W olarak hesaplanmıştır. En yüksek $E_{çkş}$ değeri ise $N=6$ ve $P_{gir}=700$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 1109 W ve 1134 W olduğu bulunmuştur (Şekil 6.4).

Hava ve oksijen için, bütün nozullarda en yüksek $E_{çkş}$ değerleri 700 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. Bütün nozul sayılarında en düşük $E_{çkş}$ değeri 150 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. Basınç değeri arttığı zaman $E_{çkş}$ değerinin de arttığı görülmüştür.

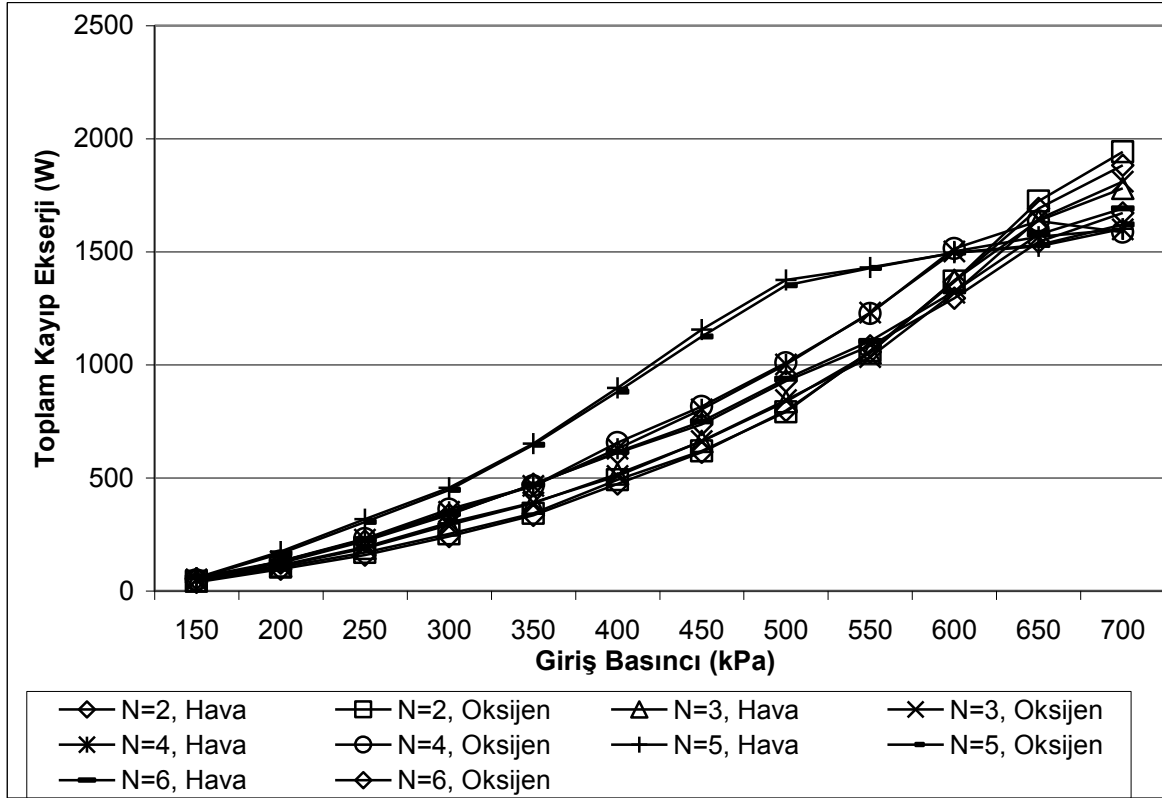


Şekil 6.4 Hava ve Oksijen, N=2,3,4,5,6 ve $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için, çıkan toplam ekserji ($E_{çkş}$) değişimleri.

Şekil 6.5’de 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 150 kPa’ dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem 6.14 kullanılarak hesaplanan, toplam kayıp ekserji (E_{kyp}) değerleri grafik olarak verilmiştir.

Şekil 6.5 incelendiğinde, bütün nozul sayıları (N) ve giriş basınç değerleri (P_{gir}) için E_{kyp} değerleri incelendiğinde, en düşük E_{kyp} değerleri, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan $P_{gir}=150$ kPa giriş basıncında, hava ve oksijen için 38 W ile 60 W arasında değiştiği görülmüştür. En düşük E_{kyp} değeri; $P_{gir}=150$ kPa giriş basıncında, N=2, hava ve oksijen için sırasıyla 38 W ve 42 W olarak hesaplanmıştır. En yüksek E_{kyp} değerleri ise N=2 ve $P_{gir}=700$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 1883 W ve 1942 W olduğu bulunmuştur.

Hava ve oksijen için, N=4 hariç bütün nozullerde en yüksek E_{kyp} değeri 700 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. N=4 için en yüksek E_{kyp} değeri 650 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. Bütün nozul sayılarında en düşük E_{kyp} değeri 150 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. Basınç değeri arttığı zaman E_{kyp} değerinin de arttığı görülmüştür (Şekil 6.5).



Şekil 6.5 Hava ve Oksijen, N=2,3,4,5,6 ve $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için, kayıp ekserji (E_{kyp}) değişimleri.

Tablo 6.1’de 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı ve 150 kPa’ dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, çıkıştaki toplam ekserjinin ($E_{çkş}$) girişteki toplam ekserjiye (E_{gir}) oranı olan ve ikinci yasa verimi olarak adlandırılan (η_{ii}) değerler verilmiştir (Denklem 6.15).

Tablo 6.1 Hava ve oksijen, N=2,3,4,5,6 ve $P_{gir} = 150 - 700$ kPa için, ikinci yasa verimi (η_{ii}) değişimleri.

N=	2		3		4		5		6	
Verim=	η_{ii} %		η_{ii} %		η_{ii} %		η_{ii} %		η_{ii} %	
P_{gir}	Hava	Oksijen	Hava	Oksijen	Hava	Oksijen	Hava	Oksijen	Hava	Oksijen
150	13	4	26	17	28	29	35	39	15	24
200	18	16	25	24	30	30	32	36	32	36
250	26	21	29	27	35	34	36	39	37	39
300	27	24	31	29	39	37	39	40	37	38
350	30	28	35	35	39	39	39	40	37	38
400	32	30	35	36	41	40	38	40	40	41
450	33	32	36	36	41	41	38	40	41	42
500	33	33	36	36	42	42	38	40	42	43
550	29	29	36	37	42	43	39	39	42	44
600	29	29	33	36	39	39	39	39	42	44
650	28	27	34	34	40	38	40	40	39	41
700	29	27	34	33	40	41	39	39	40	40

Tablo 6.1 incelendiğinde, bütün nozul sayıları (N) için η_{ii} değerleri incelendiğinde, en düşük η_{ii} değeri, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan $P_{gir}=150$ kPa giriş basıncında, N=2 ve oksijen için %4 olarak görülmüştür. En yüksek η_{ii} değeri ise N=6 ve $P_{gir}=550, 600$ kPa değerinde, oksijen için %44 olduğu görülmektedir (Tablo 6.1).

Hava ve oksijen için, N=5 hariç bütün nozullerde en yüksek η_{ii} değerleri, 450 kPa giriş basıncı ve üst değerlerinde elde edilirken, N=5 için en yüksek η_{ii} değerleri hava ve oksijen için neredeyse bütün giriş basınçlarında aynı değerlerde seyretmiştir.

BÖLÜM 7

SONUÇ VE ÖNERİLER

Deneysel olarak yapılan bu çalışmada, vorteks tüpünde, sabit y_c oranında, hava ile oksijen gazları ayrı ayrı, 150 kPa' dan 700 kPa' a kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve çıkan soğuk ve sıcak akışkan sıcaklık performansları incelenmiş ve ekserji analizi yapılmıştır.

7.1 SONUÇLAR

Yapılmış olan deneysel çalışmanın sonuçları aşağıda maddeler halinde yazılmıştır.

a. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), $P_{gir}=150$ kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, elde edilen en düşük soğuk akışkan sıcaklıkları ($T_{soğ}$) incelendiğinde, en düşük soğuk akışkan sıcaklığı N=6 ve $P_{gir}=550$ kPa' da $T_{soğ}=258.05$ K olarak ölçülmüştür.

N=5 hariç, bütün nozullerde en düşük $T_{soğ}$ değeri 500-550 kPa basınç değerleri arasında ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman, $T_{soğ}$ değerinin arttığı görülmektedir. N=5 için en düşük $T_{soğ}$ değeri, $P_{gir}=350$ kPa basınç değerinde ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman $T_{soğ}$ değerinin arttığı görülmüştür.

b. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), $P_{gir}=150$ kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, en düşük soğuk akışkan sıcaklıkları ($T_{soğ}$) incelendiğinde, en düşük soğuk akışkan sıcaklığı N=6 ve $P_{gir}=550$ kPa' da $T_{soğ}=257.65$ K olarak ölçülmüştür.

N=5 hariç, bütün nozullerde en düşük $T_{soğ}$ değeri 500-550 kPa basınç değeri arasında ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman $T_{soğ}$ değerinin arttığı görülmektedir. N=5 için en düşük $T_{soğ}$ değeri, $P_{gir}=350$ kPa basınç değerinde ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman $T_{soğ}$ değerinin arttığı görülmüştür.

c. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), $P_{gir}=150$ kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, en yüksek sıcak akışkan sıcaklıkları (T_{sck}) incelendiğinde, en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı N=6 ve $P_{gir}=500$ kPa' da $T_{sck}=307.55$ K olarak ölçülmüştür.

N=5 hariç, bütün nozullerde en yüksek T_{sck} değeri 500-550 kPa basınç değeri arasında ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman, T_{sck} değerinin azaldığı görülmüştür. N=5 için en yüksek T_{sck} değeri, $P_{gir}=350$ kPa basınç değerinde ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman T_{sck} değerinin azaldığı görülmüştür.

ç. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), $P_{gir}=150$ kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, en yüksek sıcak akışkan sıcaklıkları (T_{sck}) incelendiğinde, en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı N=6 ve $P_{gir}=500$ ve 550 kPa' da $T_{sck}=310.05$ K olarak ölçülmüştür.

N=5 hariç, bütün nozullerde en yüksek T_{sck} değeri 500-550 kPa basınç değeri arasında ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman T_{sck} değerinin azaldığı görülmüştür.

d. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, vorteks tüpün performans değeri olarak da bilinen sıcak akışkan sıcaklığı (T_{sck}) ile soğuk akışkan sıcaklığı ($T_{soğ}$) arasındaki fark olan, ΔT ($T_{sck} - T_{soğ}$) değerleri incelendiğinde, en yüksek ΔT değeri N=6 ve $P_{gir}=550$ kPa' da $\Delta T = 49.3$ K olarak ölçülmüştür.

e. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, vorteks tüpün performans değeri olarak da bilinen sıcak akışkan sıcaklığı (T_{sck}) ile soğuk akışkan sıcaklığı ($T_{soğ}$) arasındaki fark olan ΔT ($T_{sck} - T_{soğ}$) değerleri incelendiğinde, en yüksek ΔT değeri N=6 ve $P_{gir}=550$ kPa' da $\Delta T = 52.4$ K olarak ölçülmüştür.

f. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen ve hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), $P_{gir}=150$ kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpü soğuk akım tarafından çıkan ekserji ($E_{soğ}$) değerleri incelendiğinde;

En düşük $E_{soğ}$ değerlerinin, hava için $N=2$ sayısında, $P_{gir}=150$ kPa basıncında, 2.15 W olduğu, oksijen için ise en düşük $E_{soğ}$ değerinin ise $N=2$ sayısında, $P_{gir}=150$ kPa basıncında 0.12 W olduğu görülmüştür.

En yüksek $E_{soğ}$ değerlerinin, hava için $N=5$ sayısında, $P_{gir}=700$ kPa basıncında 466 W olduğu, oksijen için ise en yüksek $E_{soğ}$ değeri $N=5$ sayısında, $P_{gir}=700$ kPa basıncında 459 W olduğu görülmüştür. Her iki akışkan için de basınç değeri arttığı zaman $E_{soğ}$ değerinin de arttığı görülmüştür.

g. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen ve hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), $P_{gir}=150$ kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpü sıcak akım tarafından çıkan ekserji (E_{sck}) değerleri incelendiğinde;

En düşük E_{sck} değerlerinin, hava için $N=2$ sayısında, $P_{gir}=150$ kPa basıncında 3 W olduğu, oksijen için ise en düşük E_{sck} değeri $N=2$ sayısında, $P_{gir}=150$ kPa basıncında 1.55 W olduğu görülmüştür.

En yüksek E_{sck} değerlerinin, hava için $N=6$ sayısında, $P_{gir}=700$ kPa basıncında 727 W olduğu, oksijen için ise en yüksek E_{sck} değeri $N=6$ sayısında, $P_{gir}=700$ kPa basıncında 758 W olduğu görülmüştür. Her iki akışkan için de basınç değeri arttığı zaman E_{sck} değerinin de arttığı görülmüştür.

h. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen ve hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), $P_{gir}=150$ kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpüne giren ekserji (E_{gir}) değerleri incelendiğinde;

En düşük E_{gir} değerlerinin, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan $P_{gir}=150$ kPa giriş basıncında, $N=2$, hava ve oksijen için sırasıyla 43.51 W ve 43.61 W olduğu görülmüştür.

En yüksek E_{gir} değerleri ise $N=6$ ve $P_{gir}=700$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 2800 W ve 2806 W olarak hesaplanmıştır. Hava ve oksijen için bütün nozullarda en yüksek E_{gir} değerleri, $P_{gir}=700$ kPa basınç değerinde en düşük E_{gir} değeri ise $P_{gir}=150$ kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. Basınç değeri arttığı zaman E_{gir} değerinin de arttığı görülmüştür.

i. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen ve hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), $P_{gir}=150$ kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpünden çıkan toplam ekserji ($E_{çkş}$) değerleri incelendiğinde;

En düşük $E_{çkş}$ değerlerinin, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan $N=2$, $P_{gir}=150$ kPa giriş basıncında, hava ve oksijen için sırasıyla 6 W ve 1.67 W olduğu görülmüştür.

En yüksek $E_{çkş}$ değerleri ise $N=6$ ve $P_{gir}=700$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 1109 W ve 1134 W olduğu görülmüştür.

Hava ve oksijen için, bütün nozullerde en yüksek $E_{çkş}$ değerleri 700 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. Bütün nozul sayılarında en düşük $E_{çkş}$ değeri 150 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. Basınç değeri arttığı zaman $E_{çkş}$ değerinin de arttığı görülmüştür.

i. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen ve hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), $P_{gir}=150$ kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpünde toplam kayıp ekserji (E_{kyp}) değerleri incelendiğinde;

En düşük E_{kyp} değerinin; $P_{gir}=150$ kPa giriş basıncında, $N=2$, hava ve oksijen için sırasıyla 38 W ve 42 W olduğu görülmüştür.

En yüksek E_{kyp} değerlerinin ise $N=2$ ve $P_{gir}=700$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 1883 W ve 1942 W olduğu görülmüştür.

j. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen ve hava, 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında (N), $P_{gir}=150$ kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpü çıkışındaki toplam ekserjinin ($E_{çkş}$) girişindeki toplam ekserjiye (E_{gir}) oranı olan ve ikinci yasa verimi olarak adlandırılan (η_{ii}) değerleri incelendiğinde;

En düşük η_{ii} değerinin, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan $P_{gir}=150$ kPa giriş basıncında, $N=2$ ve oksijen için %4, hava için %13 olduğu görülmüştür.

En yüksek η_{ii} değerinin, oksijen için $N=6$ ve $P_{gir}=550, 600$ kPa değerinde, %44 olduğu görülmüştür.

7.2 ÖNERİLER

Bu çalışmada, Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpüne yönelik deneysel bir çalışma yapılmış, elde edilen sonuçlar ve ekserji analizleri dikkate alınarak öneriler yapılmıştır.

RHVT deneysel çalışma verileri ve ekserji verimliliğine ait tüm sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde, vorteks tüpün performansının ve ekserji verimliliğinin yüksek çıkması için, giriş basıncının yüksek tutulması sağlanmalıdır. Ayrıca nozul sayılarına bağlı olarak optimum giriş basıncından sonra basıncın arttırılması nedeniyle, vorteks tüpün ekserji verimliliğinin (Tablo 6.1) ve performansının (Şekil 5.8) düşebileceği bu çalışmayla tespit edilmiştir.

Ayrıca yapılan bu çalışmanın soğuk akışkanın kütleli debisinin, toplam akışın kütleli debisine oranı olan ve soğuk akım kesri (y_c) olarak adlandırılan, farklı y_c değerleri, farklı jeneratör malzemeleri ve farklı nozul geometrileri için yapılabileceği önerilmektedir.

KAYNAKLAR

- Ahlborn B, Keller J U, Staudt R, Treitz G, Rebhan E** (1994) Limits of temperature separation in a vortex tube, *J Phys. D: Appl. Phys.*, 27, 480-8.
- Ahlborn B, Camire J, Keller J U** (1996) Low-pressure vortex tubes, *J Phys. D: Appl. Phys.*, 29, 1469-72.
- Aljuwayhel N F, Nellis G F, Klein S A** (2005) Parametric and internal study of the vortex tube using a CFD model, *Int J Refrigeration*, 28 (3), 442-50.
- Althouse A, D Turnquist C H, Bracciano A F** (1979) Modern refrigeration and air conditioning, The Goodheart-Willcox Company Inc., South Holland, pp. 633.
- Arkharov I A, Navasardyan E S, Luckyanov P A** (2001) Equipment for biomaterial storage systems, *Chemical and Petroleum Engineering*, 37(7-8), 428-33.
- Azarov A I** (1998) Qualimetric method of comparison of refrigerating systems according to the totality of their technological and operational characteristics, *Int Conf. Resources Saving in Food Industry*. 143 – 144.
- Azarov A I** (2004) Ways of improving commercial vortex tubes, *Chemical and Petroleum Engineering*, 40 (7-8), 411-416.
- Azarov A I** (2007) Modular multi-chambers vortex tubes, <http://www.ecoteco.ru>.
- Balmer R** (1988) Pressure driven ranque-hilsch temperature separation in liquids, *Journal of Fluids Engineering-Trans. of Asme*, 110, 2, pp.161-164.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Behera U, Paul P J, Kasthuriangan S, Karunanithi R, Ram S N, Dinesh K, Jacob S** (2005) CFD analysis and experimental investigations towards optimizing the parameters of ranque-hilsch vortex tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48, 1961–73.
- Boucher R F, Tippetts J R** (2000) Vortex-tube-driven thermo-electricity. sixth triennial international symposium on fluid control, Measurement and Visualization, Sherbrooke- Canada, Paper 50.
- Cockerill T T** (1998) Thermodynamics and fluid mechanics of a ranque-hilsch vortex tube, PhD Thesis, University of Cambridge.
- Deissler RG, Perlmutter M** (1960) Analysis of the flow and energy separation in a turbulent vortex, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1, 173–91.
- Dincer K** (2005) Karşıt akışlı ranque-hilsch vorteks tüp performansının incelenmesi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi.
- Dincer K, Başkaya Ş** (2009) Ekserji analiz metoduyla karşıt akışlı ranque hilsch vorteks tütün tapa açısının ekserji verimliliğine etkisinin değerlendirilmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der. Cilt 24, No 3*, 533-538.
- Eiamsa-Ard S, Promvong P** (2007) Numerical investigation of the thermal separation in a ranque–hilsch vortex tube, *Int J Heat Mass Transfer*, 50(5–6), 821–32.
- Filtan GmbH** (2007), The vortex tube separator, www.filtan.de.
- Fröhlingsdorf W, Unger H** (1999) Numerical investigations of the compressible flow and the energy separation in the ranque-hilsch vortex tube, *Int J Heat Mass Transfer*, 42(3), 415–22.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

Gao C M., Bosschaart K J, Zeegers J C, de Waele ATAM (2005) Experimental study on a simple ranque-hilsch vortex tube, *Cryogenics*, 45:173-183.

Hajdik B, Lorey M, Steinle J, Thomas K (1997) Vortex tube can increase liquid hydrocarbon recovery at plant inlet, *Oil and Gas Journal*, 95(8), 76-83.

Hartnett J P, Eckert E R (1957) Experimental study of the velocity and temperature distribution in a high-velocity vortex type-flow, *Trans. of ACME*, 79:751-755.

Khordokov I L, Poshernev N V ve Zhidkov M A (2003) The vortex tube - a universal device for heating, cooling, cleaning, and drying gases and separating gas mixtures. *Chemical and Petroleum Engineering*, 39(7-8), 409-415.

Kırmacı V, Usta H, Menlik T (2006) Vorteks tüpünde akışkan olarak hava oksijen karbondioksit azot ve argon kullanılarak ısıtma-soğutma sıcaklık performanslarının deneysel olarak karşılaştırılması, SA  Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi 10. Cilt, 2. Sayı s. 39-44.

Kırmacı V (2007) Altı nozullu vorteks tüpünün soğutma-ısıtma sıcaklık performanslarının deneysel olarak incelenmesi, *Politeknik Dergisi Cilt:10 Sayı: 4 s.377-381*.

Kırmacı V (2008) Akışkan olarak hava oksijen karbondioksit azot argon ve karışım gazı kullanılan vorteks tüpünde soğutma-ısıtma sıcaklık performanslarının deneysel olarak incelenmesi, *Fırat Üniv. Fen ve Müh. Bil. Dergisi 20 (2), 345-354*.

Kırmacı V, Uluer O, Dincer K (2010) An experimental investigation of performance and exergy analysis of a counterflow vortex tube having various nozzle numbers at different inlet pressure of air, oxygen, nitrogen, and argon, *Journal of Heat Transfer*, Vol.132, N.12.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Landecker K** (1977) A two stage refrigeration and power producing arrangement consisting of a vortex cooling tube and a thermoelectric stage, *Energy Conservation*,17, 119-22.
- Lewins J, Bejan A** (1999) Vortex tube optimization theory, *Energy*, 24, 931-43.
- Luckyanov P A, Navasardyan E S, Arkharov A M, Arkharov I A, Bondarenko V L, Kun L C** (2006) Cascade refrigerators with vortex tube stage, crio@power.bmstu.ru.
- Martynovskii V S and Alekseev V P** (1957) Investigation of the vortex thermal separation effect for gases and vapors, *Soviet Physics:Technical Physics*, 26(2), 2233-2243.
- Nabhani N** (1989) Hot – wire anemometry study of confined turbulent swirling flow, PhD Thesis , Bradford University, Bradford, U.K.
- Özkul N** (1999) “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, Makina Mühendisleri Odası, Yayın No:115, Ankara, s. 24-25.
- Özgür A E, Selbaş R, Üçgül İ** (2001) Vorteks tüpler ile soğutma uygulamaları, V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi, 387-397.
- Özgür A E** (2001) Vorteks tüplerin çalışma kriterlerine etki eden faktörlerin ve endüstrideki kullanım alanlarının tespiti, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Parulekar B B** (1961) The short vortex tube, *Journal of Refrigeration*, 4, 74-80.
- Pınar A M, Uluer O, Kırmacı V** (2009) Optimization of counter flow ranque hilsch vortex tube performance using taguchi metod, *Int. J. Refrig.*, 33, pp.954-962.
- Promvonge P and Eiamsa-ard S** (2005) Investigation on the vortex thermal separation in a vortex tube refrigerator, *Science Asia*, 31, 215-223.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Saidi M H and Yazdi R A** (1999) Exergy model of a vortex tube system with experimental results, *Energy*, 24, 625-632.
- Saidi M H and Valipour M S** (2003) Experimental modeling of vortex tube refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, 23, 1971-1980.
- Shannak B A** (2004) Temperature separation and friction losses in vortex tube, *Heat and Mass Transfer*, 40, 779-85.
- Singh P K, Tathgir R G, Gangacharyulu D and Grewal GS** (2004) An experimental performance evaluation of vortex tube, *IE (I) Journal - MC*, 84, 149-153.
- Singh K** (2005) Ranque-hilsch vortex tube online, Available: <http://sps.nus.edu.sg>, 20 October 2005.
- Skardal K A** (1980) Vortex cleaner, United States Patent 4 224 145.
- Skye H M, Nellis G F, Klein S A** (2005) Comprasion of CFD analysis to empirical data in a commercial vortex tube, *International Journal of Refrigeration*, 1-10.
- Takahama H, Kawamura H, Kato S, Yokosawa H** (1979) Performance characteristics of energy separation in a steam-operated vortex tube, *Int. J. Engng Sci.*, 17, 735-744.
- Takahama H, Yokosawa H** (1981) Energy separation in vortex tubes with a divergent chamber, *Trans. ASME, J. Heat Transfer*, 103, 196-203.
- Tunkel L, Krasovitski B, Foster R L** (1999) Vortex tubes for snow making, Patent Instute of United States, Patent no: 5,937,654.
- URL-1** (2012) <http://www.exair.com> Exair Corporation Vortex Tubes and Spot Cooling Products.

KAYNAKLAR (devam ediyor)

- Usta H, Kırmacı V, Dincer V** (2005) Vorteks tüpünde akışkan olarak kullanılan hava, oksijen ve karbondioksitin soğutma–ısıtma sıcaklık performanslarının deneysel olarak incelenmesi, *TEKNOLOJİ*, Cilt 8, Sayı 4, 311-319.
- Varich N I, Lobzin D V, Panov A V, Smolyar G A** (2002) Thermoelectric generator with a vortex tube as a heat source, *Journal of Thermoelectricity*, Part 1, 74-88.
- Yılmaz M, Çomaklı Ö, Kaya M ve Karşlı S** (2006a) Vorteks tüpleri: 1 teknolojik gelişim, *Mühendis ve Makina*, 47 (553), 46-54.
- Yılmaz M, Çomaklı Ö, Kaya M ve Karşlı S** (2006b) Vorteks tüpleri: 2 enerji ayrışma mekanizması ve performans karakteristikleri, *Mühendis ve Makina*, 47 (554), 42-51.
- Yılmaz M, Kaya M, Karagöz Ş ve Erdoğan S** (2007a) Vorteks tüp tasarımı - I. Bölüm. *Makine Tek Dergisi*, 116, 100-106.
- Yılmaz M, Kaya M, Karagöz Ş ve Erdoğan S** (2007b) Vorteks tüp tasarımı - II. Bölüm. *Makine Tek Dergisi*, 117, 102-107.
- Yılmaz M, Çomaklı Ö, Özyurt Ö, Erdoğan S, Bakırcı K, Kaya M, Karagöz Ş** (2007) Vorteks tüplerin soğutma tekniğinde kullanılması, TÜBİTAK Proje No: 105M028, ANKARA.

ÖZGEÇMİŞ

İsmail CEBECİ, 1983'de Ankara'da doğdu. İlköğrenimini Ankara' da orta öğrenimini Balıkesir'de tamamladı. Çok Programlı Astsubay Hazırlama Okulundan mezuniyet yılı olan 2000 yılında Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Tesisat Öğretmenliği Anabilim Dalı' na girdi. 2004 yılında mezuniyetine müteakip Kara Kuvvetleri Astsubay Meslek Yüksek Okulunda Yapı Tesisat Teknolojisi Öğretim Elemanı olarak göreve başladı. Evli ve bir çocuk babasıdır.

ADRES BİLGİLERİ

Adres : Kara Kuvvetleri Astsubay Meslek Yüksek Okulu

BALIKESİR

Tel : (505) 497 2703

E-posta : ismailcebeci06@gmail.com