



T.C.

**BARTIN ÜNİVERSİTESİ**  
**FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**  
**MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**PARALEL BAĞLI KARŞIT AKIŞLI RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜN**  
**ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİNİN DENEYSEL OLARAK**  
**İNCELENMESİ**

**HAZIRLAYAN**  
**FAHRETTİN GÜNVER**

**DANIŞMAN**  
**DR. ÖĞR. ÜYESİ VOLKAN KIRMACI**

**BARTIN-2018**



**T.C.**

**BARTIN ÜNİVERSİTESİ  
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ  
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI**

**PARALEL BAĞLI KARŞIT AKIŞLI RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜN  
ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ**

**HAZIRLAYAN**

**Fahrettin GÜNVER**

**JÜRİ ÜYELERİ**

Danışman : Dr. Öğr. Üyesi Volkan KIRMACI - Bartın Üniversitesi  
Üye : Doç. Dr. Etimad EYVAZOV - Bartın Üniversitesi  
Üye : Doç. Dr. Onuralp ULUER - Gazi Üniversitesi

**BARTIN-2018**

## KABUL VE ONAY

Fahrettin GÜNVER tarafından hazırlanan “PARALEL BAĞLI KARŞIT AKIŞLI RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜN ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı bu çalışma, 09.05.2018 tarihinde yapılan savunma sınavı sonucunda oy birliği ile başarılı bulunarak jürimiz tarafından Yüksek Lisans Tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan : Dr. Öğr. Üyesi Volkan KIRMACI (Danışman)

Üye : Doç. Dr. Etimad EYVAZOV

Üye : Doç. Dr. Onuralp ULUER

Bu tezin kabulü Fen Bilimleri Enstitüsü Yönetim Kurulu'nun ...../...../20... tarih ve 20...../.....-..... sayılı kararıyla onaylanmıştır.

Prof. Dr. H. Selma ÇELİKİYAY  
Fen Bilimleri Enstitüsü Müdürü

## BEYANNAME

Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü tez yazım kılavuzuna göre Dr. Öğr. Üyesi Volkan KIRMACI danışmanlığında hazırlamış olduğum “PARALEL BAĞLI KARŞIT AKIŞLI RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜN ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ” başlıklı yüksek lisans tezimin bilimsel, etik değerlere ve kurallara uygun, özgün bir çalışma olduğunu, aksinin tespit edilmesi halinde her türlü yasal yaptırımını kabul edeceğimi beyan ederim.

İmza

09.05. 2018

Fahrettin GÜNVER

## ÖNSÖZ

Bu tez çalışması, ardında yıllar süren fedakarlık ve emeği gizleyen bir çalışma olup, bu çalışmada tez danışmanlığımı üstlenerek araştırma konusunun seçimi ve yürütülmesi esnasında değerli bilgilerinden faydalandığım, uyarı ve önerilerinden yararlandığım ve katkıları ile beni yönlendiren Sayın Hocam Dr. Öğr. Üyesi Volkan KIRMACI'ya teşekkür ederim.

Bu tezde jüri üyesi olma nezaketini gösteren, tezin incelenerek hataların düzeltilmesinde değerli vakitlerini harcayan sayın hocalarım Doç. Dr. Etimad EYVAZOV'a, Doç. Dr. Onuralp ULUER'e, şükranlarımı sunarım. Çalışmalarımnda kullandığım parçaları işlemede yardımcı olan Sayın Ali SANDIKLI, İsa ERYILMAZ ve Tekin GÜLBAHAR'a, teşekkür ederim.

Bununla birlikte, çalışmalarım boyunca maddi ve manevi desteklerini hiç esirgemeyen eşim Güner DERE GÜNVER'e ve kızım Zeynep Zülal GÜNVER'e kucak dolusu sevgi, şükran ve teşekkürlerimi sunuyorum.

Fahrettin GÜNVER

## **ÖZET**

**Yüksek Lisans Tezi**

### **PARALEL BAĞLI KARŞIT AKIŞLI RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜN ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

**Fahrettin GÜNVER**

**Bartın Üniversitesi**

**Fen Bilimleri Enstitüsü**

**Makine Mühendisliği Anabilim Dalı**

**Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Volkan KIRMACI**

**Bartın- 2018, sayfa: XIII + 55**

Bu çalışmada, hacimsel debileri ayarlamak için bir kontrol vanası hariç hiç bir hareketli parçası bulunmayan, iç çapı 7 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan iki adet karşıt akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüp (RHVT) kullanılmıştır. İki adet karşıt RHVT paralel olarak birbirine bağlanarak deneysel sistem oluşturulmuştur. Oluşturulan deneysel sistemde RHVT’de akışkan olarak giriş basıncı 150 kPa’dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı hava kullanılmıştır. RHVT’lerde Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4 ve 6 numaralı nozullar kullanılmıştır. Deneysel RHVT’nin sıcak akışkan çıkış tarafındaki kontrol vanası, tam açık konumda bırakılmıştır. Karşıt akışlı paralel bağlı RHVT sisteminde oluşan enerji ayrışma olayı deneysel olarak incelenmiş, ekserji analizleri yapılmış ve performansın artırılmasına yönelik önerilerde bulunulmuştur.

#### **Anahtar Kelimeler**

Ranque-Hilsch Vorteks tüp, ekserji-enerji, ısıtma, soğutma

#### **Bilim Kodu**

625.04.01

## **ABSTRACT**

**M.Sc. Thesis**

### **EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF ENERGY-EXERGY ANALYSIS OF RANQUE-HILSCH VORTEX TUBE WITH CONDENSED PARALLEL CONNECTION**

**Fahrettin GÜNVER**

**Bartın University**

**Graduate School of Natural and Applied Sciences**

**Mechanical Engineering**

**Thesis Advisor: Assist. Prof. Volkan KIRMACI**

**Bartın-2018, pp: XIII + 55**

In this study, two counterflow Ranque-Hilsch Vortex Tube (RHVT) with internal diameter of 7 mm and body length of 100 mm, with no moving parts except a control valve, were used to adjust the volumetric gauge. Two opposing RHVTs were connected in parallel to form an experimental system. In the developed experimental system, pressurized air with 50 kPa pressure range from 150 kPa to 550 kPa was used as the fluid in RHVT. Nozzles 2, 4 and 6 manufactured from Polyamide, Aluminum and Brass materials were used in RHVT. In the experiments, the control valve on the hot fluid outlet side of the RHVT is left in the fully open position. The energy dissociation phenomenon in the RHVT system with counterflow parallel connection was experimentally investigated, exergy analysis was made and suggestions were made to improve performance.

#### **Key Words**

Ranque-Hilsch Vortex tube, exergy-energy, heating, cooling, exergy.

#### **Science Code**

625.04.01

# İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL .....	ii
BEYANNAME.....	iii
ÖN SÖZ.....	iv
ÖZET .....	v
ABSTRACT .....	vi
İÇİNDEKİLER.....	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ .....	x
TABLolar DİZİNİ.....	xi
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ.....	xii
KISALTMALAR.....	xiii
BÖLÜM 1 GİRİŞ .....	1
1.1 Literatür Taraması .....	2
1.1.1 Yurt İçi Çalışmalar.....	2
1.1.2 Yurt Dışı Çalışmalar .....	4
1.2 Vorteks Tüp .....	6
1.2.1 Vorteks Tüp Tipleri .....	7
1.2.1.1 Akış Karakteristiklerine Göre Vorteks Tüpler.....	7
1.2.1.1.1 Karşıt Akışlı Ranque – Hilsch Vorteks Tüpler (RHVT).....	7
1.2.1.1.2 Paralel Akışlı Ranque – Hilsch Vorteks Tüpler (RHVT).....	7
1.2.1.2 Tasarım Özelliklerine Göre Vorteks Tüpler .....	8
1.2.1.2.1 Adyabatik Vorteks Tüpler .....	8
1.2.1.2.2 Adyabatik Olmayan Vorteks Tüpler .....	8
1.2.2 Vorteks Tüplerin Uygulama Alanları .....	9
1.2.2.1 Isıtma ve Soğutma Uygulamaları.....	9
1.2.2.2 Gazların Sıvılaştırılmasında Kullanımı.....	11
1.2.2.3 Gaz Karışımlarının Ayırıştırılmasında Kullanımı.....	12
1.2.2.4 Gazların Kurutulmasında Kullanımı .....	12
1.2.2.5 Kimyasal Endüstride Kullanılması .....	13
1.2.2.6 Elektrik Üretiminde Kullanımı .....	14
1.2.2.7 Kar Üretiminde Kullanımı .....	15



1.2.2.8 Medikal Uygulamalarda Kullanımı .....	15
1.2.2.9 Diğer Uygulama Alanları .....	16
1.2.2.9.1 Vorteks Temizleyiciler .....	16
1.2.2.9.2 Toz Ayırıştırıcısı Olarak Kullanımı.....	16
1.2.2.9.3 Klimalı Koltuklarda Kullanımı .....	16
1.2.2.9.4 Uygulamalı Ürün Vorteks Tüpler .....	17
1.2.3 Rauge-Hilsch Vorteks Tüplerinin Avantajları ve Dezavantajları.....	17
1.2.3.1 Avantajları.....	17
1.2.3.2 Dezavantajları .....	18
1.3 Vorteks Tüplerin Konstrüksiyonu Ve Çalışma Prensibi .....	19
1.3.1 Vorteks Tüplerin Konstrüksiyonu .....	19
1.3.1.1 Gövde .....	19
1.3.1.1.1 Çelik Gövde.....	19
1.3.1.1.2 Pirinç Gövde.....	20
1.3.1.1.3 Perspeks Gövde .....	20
1.3.1.1.4 Gövde Malzemesinin Tüp Performansına Etkisi.....	20
1.3.1.2 Giriş Lüleleri .....	21
1.3.1.3 Soğuk Uç Orifisi .....	22
1.3.1.4 Sıcak Çıkış Valfi .....	23
1.3.1.5 Filtreler.....	23
1.3.1.6 Nozul.....	23
1.3.1.6.1 Kurutucu.....	23
1.3.1.6.2 Kir Kurutucu.....	24
1.3.1.7 Regülatörler.....	24
1.3.1.8 Susturucular .....	24
1.3.1.8.1 Sıcak ve Soğuk Susturucular .....	24
1.3.2 Rauge-Hilsch Vorteks Tüplerin Çalışma Prensibi.....	25
<b>BÖLÜM 2 MATERYAL VE YÖNTEM .....</b>	<b>26</b>
2.1 Materyal .....	26
2.1.1 Deneysel Sistem.....	26
2.1.2 Deneylerde Kullanılan Ölçüm Cihazları.....	27
2.1.2.1 Debimetre .....	27

2.1.2.2 Manometre.....	28
2.2 Yöntem .....	28
2.2.1 RHVT Analiz .....	28
2.2.2 RHVT' lerde Ekserji Analizi .....	30
<b>BÖLÜM 3 BULGULAR VE TARTIŞMA.....</b>	<b>34</b>
3.1 RHVT Analizlerine Ait Bulgular .....	34
3.2 RHVT' lerde Ekserji Analizine Ait Bulgular .....	38
<b>BÖLÜM 4 SONUÇLAR VE ÖNERİLER .....</b>	<b>46</b>
<b>KAYNAKLAR.....</b>	<b>50</b>
<b>ÖZGEÇMİŞ.....</b>	<b>54</b>

## ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil No	Sayfa No
1. Saidi ve Valipour'un çalışmalarında kullandıkları vorteks tüp.....	5
2. Aljuwayhel ve arkadaşlarının çalışmalarında kullandıkları vorteks tüp geometrisi .....	5
3. Karşıt akışlı vorteks tüp .....	7
4. Paralel akışlı vorteks tüp .....	8
5. Adyabatik olmayan vorteks tüp .....	8
6. Vakumla şekillenen parça soğutma uygulaması .....	10
7. Standart soğutma cihazlarının bulunmadığı durumlarda kullanılan vorteks tüplü sistem .....	11
8. RHVT kaskat sistem .....	11
9. Rangu-Hilsch Vorteks tüp separatörü .....	13
10. Rangu-Hilsch Vorteks tüp soğutmalı bir gaz numuneden nem alma sistemi.....	14
11. Vorteks tüp ile kar üretme.....	15
12. Tıbbi tüp şekillendirme işlemlerinde kalıbın soğutulması.....	17
13. Rangu-Hilsch karşıt akışlı vorteks tüp .....	19
14. Karşıt akışlı bit vorteks tüpteki akış.....	25
15. Deneysel Sistem ....	27
16. Giriş Basıncı- $T_h$ değişim grafiği .....	35
17. Giriş Basıncı- $T_c$ değişim grafiği .....	36
18. Giriş Basıncı- $\Delta T (T_h - T_c)$ değişim grafiği ...	37
19. $N= 2, 4, 6$ ; Giriş Basıncı için $E_c$ değişimi .....	38
20. $N= 2, 4, 6$ ; Giriş Basıncı için $E_h$ değişimi .....	39
21. $N= 2, 4, 6$ ; Giriş Basıncı için $E_i$ değişimi .....	40
22. $N= 2, 4, 6$ ; Giriş Basıncı için $E_0$ değişimi .....	41
23. $N= 2, 4, 6$ ; Giriş Basıncı için $E_l$ değişimi .....	42
24. $N= 2, 4, 6$ ; Giriş Basıncı için $\eta_{II}$ değişimi .....	43

## TABLULAR DİZİNİ

<b>Tablo</b>		<b>Sayfa</b>
<b>No</b>		<b>No</b>
1.	Poliamid, alüminyum ve pirinç malzemelerde hava kullanılarak, N=2, 4, 6 ve $P_i=150\ 550$ kPa için ikinci yasa verimi ( $\eta_1$ ) değişimleri.....	44

## SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

$d$	Vorteks Tüp Orifis Çapı
$D$	Vorteks Tüp İç Çapı
$E_i$	: Girenekserji, (W)
$E_h$	: Girenekserji, (W)
$E_c$	: Girenekserji, (W)
$E_e$	: Çıkanekserji, (W)
$E_l$	: Kayıpekserji, (W)
$h$	: Entalpi((kj/kg.K)
$n$	: Nozul sayısı
$n_n$	: Ekserji Verimi
$m_i$	: Giren Akışkanın Kütleli Debisi, (kg/s)
$m_c$	: Soğuk Akışkanın Kütleli Debisi, (kg/s)
$m_h$	: Sıcak Akışkanın Kütleli Debisi, (kg/s)
$P_i$	: Giriş Basıncı,(kPa)
$P_c$	: Sıcak Akış Basıncı, (kPa)
$P_h$	: Soğuk Akış Basıncı, (kPa)
$P_0$	: Çevre Ortam Basıncı, (kPa, P)
$P_c$	: Özgül ısı, (kj/kg.K)
$\Delta T$	: Sıcak Akışın İle Soğuk Akışın Arasındaki Sıcaklık Farkı, (K) T
$T_c$	: Soğuk Akış Sıcaklığı,(K)
$T_h$	: Sıcak Akış Sıcaklığı, (K)
$T_i$	: Girenakışkan Sıcaklığı, (K)
$T_0$	: Çevre Sıcaklığı, (K)
$s$	: Entropi, (kj/kg.K)
$y_c$	: Soğuk Akışkanın Kütle Debisinin, Girişteki Akışkanın Kütle Debisine Oranı

## **KISALTMALAR**

- CFC : Klorofloro Karbon  
PVC : Polivinil Klorür  
RHVT : Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü  
VTS : Vorteks Tüp Separatörleri  
YSA : Yapay Sinir Ağları

# BÖLÜM 1

## GİRİŞ

Günümüzde kullanılan ısıtma ve soğutma sistemlerinin çevreye verdiği zararlı etkilerini azaltmak ve yeni alternatif ısıtma ve soğutma sistemlerini geliştirmek için bir çok araştırmalar bilimsel olarak yapılmaktadır. Üzerinde bilimsel olarak araştırma yapılan ısıtma ve soğutma sistemlerinden biri de vorteks tüpleridir.

Ranque tarafından ilk kez 1933 yılında keşfedilmiş ve 1947 yılında Hilsch tarafından geliştirilmiş olan vorteks tüpler, keşfi ve geliştirmesini yapan kişilerin isimlerinden dolayı Ranque – Hilsch vorteks tüpü (RHVT) olarak isimlendirilmiştir. Sıcak akış çıkış tarafındaki kontrol valfi hariç hareketli hiçbir parçası bulunmayan vorteks tüpler basınçlı akışkan ile çalışarak aynı anda ısıtma ve soğutma elde edilen bir sistemdir. Ebatlarının küçük ve ağırlığının hafif olması, kısa rejim süresi, herhangi bir soğutucu akışkan ihtiyaç olmamasından dolayı çevresel açıdan zararlı olmamaları gibi bir çok avantajlarından dolayı RHVT'ler günümüzde bir çok soğutma ve ısıtma proseslerine çözüm olabilmektedirler.

Bu çalışmada, iç çapı 7 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan iki adet karşıt akışlı Ranque – Hilsch vorteks tüpler (RHVT) paralel olarak birbirine bağlanmıştır. RHVT'lerde Poliamid Plastik, Alüminyum ve Pirinç malzemedен üretilmiş 2, 4 ve 6 numaralı nozul kullanılmıştır. RHVT'de giriş basıncı 150 kPa'dan 50 kPa aralıklarla 550 kPa basınç değerine kadar basınçlı hava kullanılarak ısıtma-soğutma sıcaklık performansları deneysel olarak incelenmiştir.

Kurulan deneysel sistem üzerinde teorik ve deneysel çalışmalar yapılmış olup bu çalışmada vorteks tüplere termodinamiğin 1. yasası ve 2. yasası uygulanmıştır. Termodinamiğin 2. yasasından yararlanarak sıcak ve soğuk çıkış akımlarının sıcaklıklarının, giriş basıncından nasıl etkilendiğine dair teorik ifadeler geliştirilmiş ve elde edilen deneysel verilerden yararlanılarak yapılan ekserji analizi ile de sistemde oluşan kayıp iş ve verim hesaplanmıştır.

## 1.1 Literatür Taraması

Literatür taramasında RHVT'ler yurt dışı ve yurt içi yapılan çalışmalar olmak üzere iki kısımda incelenmiştir.

### 1.1.1 Yurt İçi Çalışmalar

Kırmacı vd. (2006), yaptıkları çalışmada karşıt akışlı vorteks tüpünde farklı giriş basınçlarında hava, Oksijen ( $O_2$ ), Azot ( $N_2$ ) ve Karbondioksit ( $CO_2$ ), gazlarını kullanmışlardır. Bu çalışmada farklı giriş basınçlarında karşıt akışlı vorteks tüpünden çıkan soğuk ve sıcak akışkan sıcaklıklarını deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarının sonucunda  $O_2$ ,  $N_2$  ve  $CO_2$  gazlarının havaya göre daha iyi performans sağladığını ve bu üç gaz sıralandığında ise  $CO_2$ 'nin diğer iki gazın duruma göre en düşük soğuk ve en yüksek sıcak akışkan sıcaklık değerlerinde olduğunu göstermişlerdir.

Kırmacı (2007), yaptığı çalışmada, karşıt akışlı vorteks tüpünde basınçlı akışkan olarak hava kullanmış ve giriş basıncını 150 kPa'dan başlayarak 50 kPa aralıklar ile 550 kPa'a kadar deneyler yapmıştır. Karşıt akışlı vorteks tüpünde çıkan soğuk akışkanın kütleli debisinin girişteki basınçlı akışkanın toplam kütleli debisine oranı ( $y_c$ ) olarak tanımlamış ve bu oranı 0,5 den başlayarak, 0.02 aralıklarla 0.70' e kadar tüm giriş basınç değerlerine göre deneysel sistemin performansını incelemiştir. Yaptığı deneyler sonucunda vorteks tüpü giriş basıncı arttıkça vorteks tüpünden çıkan sıcak akışkan sıcaklığının arttığı, fakat soğuk akışkan sıcaklığının düştüğünü belirtmiştir. Ayrıca soğuk akışkan sıcaklığının ( $y_c$ ) oranı 0.50 ile 0.64 arasında giriş basıncı arttıkça düştüğü fakat ( $y_c$ ) oranı 0,64 den sonra giriş basıncı arttıkça çıkan soğuk akışkan sıcaklığının yükseldiğini belirtmiştir.

Dinçer ve Başkaya (2009), yaptıkları çalışmada karşıt akışlı RHVT'yi açık bir sistem olarak ele alarak ekserji analizi metoduyla tapa açısının ekserji verimliliğine etkisini incelemiştir. Tapa açısının  $90^\circ$  olduğu durumda en yüksek ekserji verimi elde etmişlerdir. Ekserji verimliliğinin, karşıt akışlı RHVT giriş basıncının düşük değerlerinde düşük; artan değerlerinde ise yüksek çıktığını kanaatine varmışlardır.



Kaçmaz (2010), yapmış olduğu çalışmada RHVT’de farklı gazların ısı ve akış performansları sayısal olarak incelenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği yardımı ile RHVT’nin sayısal çözümü yapılmıştır. Sayısal olarak incelenen RHVT’de sıcak ve soğuk akımları kontrol edilerek RHVT’nin ısı performans analizi deneysel olarak incelenmiştir. RHVT’nin iki farklı giriş sınır şartlarında ısı performansı incelenmiştir.

Markal (2010), yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında deneysel olarak vorteks tüpünde kullanılan nozul geometrisi tasarımı, vorteks tüp gövde uzunluğunu, giriş basıncı ve tapanın açısına göre sistem performansına olan etkisini incelemiştir. Bu inceleme sonucunda nem etkisinin, yalıtımın ve ortam sıcaklığının vorteks tüp performansına etkisini gözlemlemiş ve durma noktasının yerini tespit edebilmek için termal kamera kullanarak; vorteks tüp yüzeyinin sıcaklık dağılımını belirlemiştir.

Selek vd. (2011 ), yaptıkları çalışmada torna makinesi üzerinde kızılötesi termografi yöntemi kullanılarak RHVT tüpü yardımı ile deneysel olarak kesici takım ucundaki soğutma performansı ele alınmıştır. Bu çalışmada, RHVT ile deneysel olarak soğutma performansı kızılötesi termografisi (IRT) yöntemi ile araştırılmıştır. Tornalama esnasında RHVT ile yapılan soğutmanın kesici takımlara, kesme hızlarına ve kesme derinliğine etkileri tespit edilmiştir.

Danış (2010), yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, insanların sıcak havalarda serinleme ve soğuk havalarda ısınma ihtiyaçlarını gidermek için herhangi bir enerji sistemine ihtiyaç duymadan kullanabileceği kas kuvveti ile çalışan RHVT’de 3 uzuvlu doğrusal hareket mekanizması, dizlik ve yelekten oluşan, soğutma-ısıtma sistemi tasarımı yapmıştır. Çalışma sonucunda, RHVT’nin kullanıldığı taşınabilir soğutma-ısıtma sistemi tasarımı yapıp üretimi gerçekleştirilmiştir.

Cebeci (2013), yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, gövde uzunluğu 100 mm, iç çapı 10 mm olan karşıt akışlı bir RHVT’de Poliamid malzemede ürettiği 2, 3, 4, 5 ve 6 nozul numaralarında basınçlı akışkan olarak hava ve O<sub>2</sub> kullanarak 50 kPa aralıklarla, 150 kPa’dan 550 kPa basınç değerine kadar soğutma – ısıtma performanslarını deneysel olarak incelemiştir. Sistemdeki kayıp iş ve verimi ekserji analizi ile hesaplanmıştır. RHVT ile yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler yardımı ile performansın artırılmasına yönelik önerilerde bulunulmuştur.

Yüksel (2014), yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında talaşlı imalatta kullanılan soğutma sıvılarının insan sağlığına ve çevreye verdiği zararlı etkiler nedeniyle RHVT'nin soğutma işlemi talaşlı imalatta incelenmiştir. RHVT'nin performansı geleneksel soğutma sistemlerine göre düşük olmasına rağmen maliyetin düşük olması ve hızlı olarak rejime girmesi diğer uygulamalara göre RHVT'nin kullanımını ön plana çıkarmıştır. RHVT'nin soğutma sistemi talaşlı imalatta kullanılarak soğutma performansı incelenmiştir. Ayrıca çalışmada farklı kesme parametreleri ve RHVT'den elde edilen farklı soğutma sıcaklıkları ile işleme sonunda oluşan sonuçlar kıyaslanmıştır ve yüzey kaliteleri analiz edilmiştir.

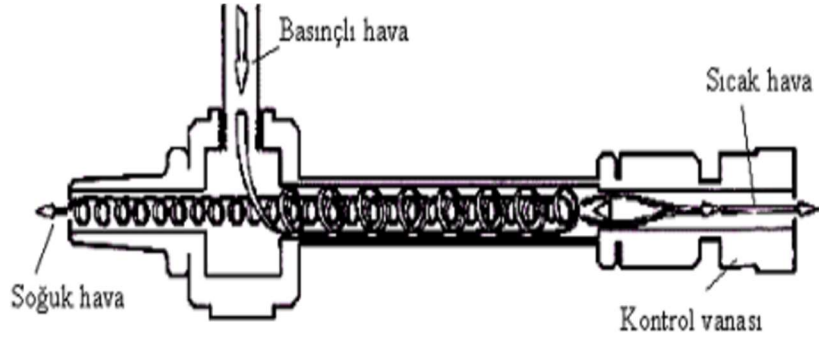
Köse (2014), yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, doğal gaz basınç düşürme istasyonlarında kaybolan enerjinin geri kazanımı üzerinde çalışmalar yapılarak sonuçlar değerlendirilmiştir. İncelemeler neticesinde ortalama 20.000 m<sup>3</sup>/h doğal gaz debisinin üzerindeki basınç düşürme ve ölçüm istasyonlarında genişleme makinesi (radyal türbin) uygulaması ekonomik olarak uygundur, bu debinin altındaki istasyonlarda RHVT uygulaması ekonomik olarak daha uygun olduğu tespit edilmiştir.

### **1.1.2 Yurt Dışı Çalışmalar**

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

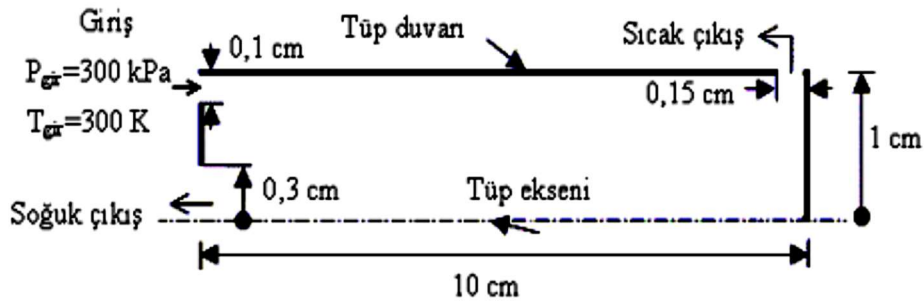
Lewins ve Bejan (1999), yaptıkları teorik çalışmada, RHVT'lerde kullanılabilir soğutma verimini arttırmak için bir model geliştirmiştir. Bunun içinde girişteki havaya ön soğutma uygulamayı önermiştir.

Saidi ve Yazdi (1999), yaptıkları çalışmada termodinamik bir model yardımı ile RHVT'deki enerji ayrışmasını teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Bu deneysel çalışmalarda elde edilen veriler yardımı ile ekserji analizini gerçekleştirerek RHVT'nin boyutlarını ve çalışma koşullarını verimli hale getirmişlerdir. Yapılan deneyler sonucunda tüp uzunluğu arttıkça sıcaklık farkının arttığını, giriş lülesi çapı ve giriş basıncı arttıkça ekserji yıkımının azaldığı ifade edilmişlerdir (Şekil 1).



Şekil 1: Vorteks tüp (Saidi ve Valipour, 2003).

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



Şekil 2: RHVT'nin geometrisi (Aljuwayhel vd., 2005).

Aydın ve Baki (2006), yaptıkları deneysel çalışmada RHVT'nin uzunluğu, nozul çapı ve farklı kontrol valfi açısında hava, oksijen ve azot gazlarını kullanarak RHVT'nin performansını incelemiştir.

Kırmacı ve Uluer (2008), yaptıkları deneysel çalışmada karşıt akışlı RHVT'de farklı nozul numaraları kullanarak RHVT'nin ısıtma ve soğutma performanslarına olan etkisini deneysel olarak incelemiştir. Elde ettikleri deney sonuçlarında sıcak ve soğuk çıkış arasındaki sıcaklık farkının giriş basıncı ile arttığı, nozul sayısı ile azaldığını tespit etmişlerdir.

Xue ve Arjomandi (2008), yaptıkları deneysel çalışmada farklı nozul açılarının vorteks tüpündeki verim ve performans üzerindeki etkisini incelemiştir. Küçük nozul açılarında,

daha büyük sıcaklık farkı ve ısıtma verimi elde etmişlerdir. Ayrıca küçük nozul açılarında, düşük giriş basıncı değerlerinde soğutma veriminin daha yüksek olduğunu belirtmiştir.

Azeez vd. (2010), yaptıkları deneysel çalışmalarında vorteks gövde uzunluğunun ( $L$ ) çap oranı ( $D$ ) ile çıkan soğuk akış sıcaklığının performansını deneysel olarak incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda;  $L/D$  oranının performansa doğrudan etkisi olduğunu ve artan  $L/D$  oranlarında enerji ayrışmasının arttığını bulmuşlardır.

Kırmacı vd. (2010), yaptıkları çalışmada 2, 3, 4, 5 ve 6 nozul numaralarında basınçlı akışkan olarak hava ve oksijen kullanarak 50 kPa aralıklarla 150 kPa'dan 700 kPa kadar soğutma- ısıtma performanslarını deneysel olarak incelemiş ve sistemdeki kayıp işi ekserji analizi ile hesaplamış yapılan deneyler sonucunda elde edilen verileri değerlendirerek performans artırması için önerilerde bulunmuştur.

Diñçer (2011), yaptığı deneysel çalışmada, klasik tip RHVT, trifold tip RHVT ve altılı kaskad tip RHVT olmak üzere 3 farklı durumda incelemiştir. İncelediği 3 farklı durumda en yüksek performans değerini altılı kaskad tip RHVT'de elde etmiştir.

## **1.2 Vorteks Tüp**

Fizikçi ve metalurjist olan George Joseph Ranque tarafından 1931 yılında vorteks tüpünün ilk buluşunu gerçekleştirmiştir ve Rudolph-Hilsch bu buluşu geliştirmiştir (Özkul, 1999). Ranque-Hilsch vorteks tüp basit bir borudan oluşan hareketli hiçbir parçası bulunmayan basınçlı akışkan kullanılarak aynı anda ısıtma ve soğutma yapabilen basit bir sistemdir (Althouse vd., 1979).

RHVT günümüzde birçok soğutma ve ısıtma alanlarında çözüm olabilme nedeni ufak ebatta olması hızlı rejim süresi, herhangi bir soğutucu akışkana ihtiyaç duyulmaması çevreye zarar vermemesidir (Balmer, 1988).

### **1.2.1 VorteksTüp Tipleri**

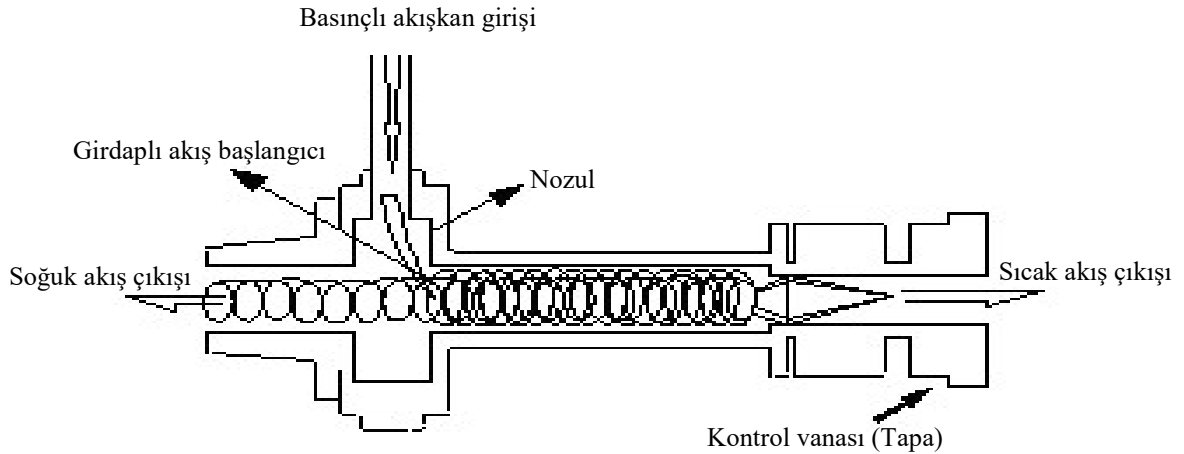
Akış ve tasarım özelliklerine göre RHVT'ler ikiye ayrılır. Akış özelliğine göre RHVT'ler karşıt ve paralel akışlı olarak ikiye ayrılır. Tasarım özelliğine göre RHVT'ler adyabatik ve adyabatik olmayan olarak ikiye ayrılır (Azarov, 1998; Özgür, 2001; Yılmaz vd., 2007a).

### 1.2.1.1 Akış Karakteristiklerine Göre Ranque-Hilsch Vorteks Tüpler

RHVT akış karakteristiklerine göre karşıt ve paralel akışlı olarak ikiye ayrılırlar.

#### 1.2.1.1.1 Karşıt Akışlı Ranque – Hilsch Vorteks Tüpler (RHVT)

Karşıt akışlı RHVT'lerde basınçlı akışkan, RHVT'nin ucundan giriş yaparak nozul yardımı ile dönme hareketi kazanır. RHVT'nin ince ucunda vana bulunur bu vana konik şeklinde bir tapa gibidir. Vananın bulunduğu kısım tüpün sıcak ucu olarak adlandırılır. Girişteki nozulun bulunduğu kısım ise soğuk uc olarak adlandırılır (Şekil 3) ( Yılmaz vd, 2007).

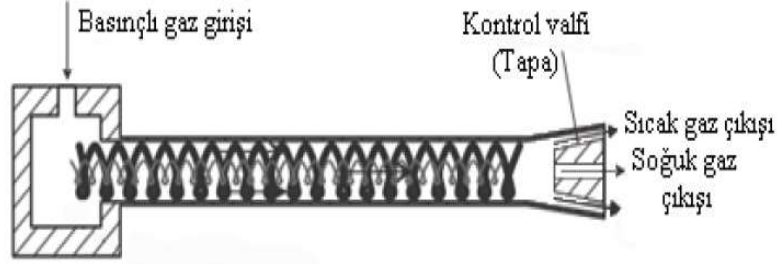


Şekil 3: Karşıt akışlı vorteks tüp (Yılmaz vd., 2007).

#### 1.2.1.1.2 Paralel Akışlı Ranque – Hilsch Vorteks Tüpler (RHVT)

Paralel akışlı RHVT'ler tek çıkışa sahip olup enerji ayrışması sebebiyle meydana gelen farklı hız ve sıcaklıklardaki her iki akış da tüpü aynı uçtan terk etmektedir (Şekil 4). Sıcak akışkan kontrol valfinin dış kısmından, soğuk akışkan ise tüpün ortasındaki delikten tüpü terk eder. Sıcak akışkanın çıktığı kesit alanının değişmesine imkân veren bir valf yardımıyla soğuk ve sıcak akışkan sıcaklıkları ile kütsel debilerinin değişmesi sağlanır. Paralel akışlı RHVT'lerde akış esnasında meydana gelebilecek karışmalardan dolayı akış sıcaklıklarının

olumsuz etkilenmesinden sebep tercih edilen bir yapı değildir (Cockerill, 1998; Özgür, 2001).



Şekil 4: Paralel akışlı vorteks tüp (Gao vd., 2005)

### 1.2.1.2 Tasarım Özelliklerine Göre Vorteks Tüpler

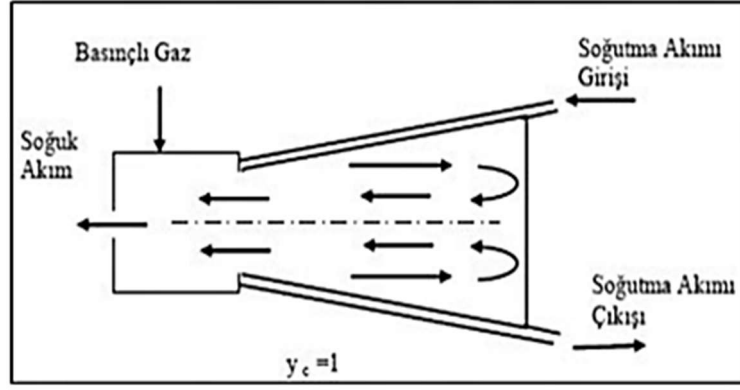
Rangue-Hilsch vorteks tüpler Adyabatik ve Adyabatik olmayan olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar.

#### 1.2.1.2.1 Adyabatik Rangue-Hilsch Vorteks Tüpler

Adyabatik RHVT'ler çevreye olan ısı geçişinin ihmal edildiği ve gövdesi üzerinde yalıtım yapılmış vorteks tüplerdir.

#### 1.2.1.2.2 Adyabatik Olmayan Vorteks Tüpler

Adyabatik olmayan RHVT'ler çevreye olan ısı geçişini gövdesi üzerinden yapan tüplerdir. Şekil 5'de adyabatik olmayan RHVT gösterilmiştir. Karşıt akışlı RHVT'den farkı bu vorteks tüpünün sıcak ucunun kapalı olmasıdır (Khodorkov vd., 2003; Cebeci, 2013).



Şekil 5: Adyabatik olmayan vorteks tüp (Khodorkov vd., 2003).

### 1.2.2 Vorteks Tüplerin Uygulama Alanları

Düşük maliyetleri ve basit yapıları olması nedeniyle RHVT'lerin birçok endüstriyel uygulama alanı bulmaktadır (Nabhani, 1989). Bu alanlar aşağıda verilmiştir. Sırasıyla;

- Isıtma ve soğutma uygulamaları,
- Gazların sıvılaştırılması,
- Gaz karışımlarının ayrıştırılması,
- Gazların kurutulması,
- Kimyasal endüstride,
- Elektrik üretimi,
- Kar üretimi,
- Medikal uygulamalar,
- Diğer uygulama alanları,

olarak verilebilirler (Yılmaz vd., 2007c).

#### 1.2.2.1 Isıtma ve Soğutma Uygulamaları

RHVT'ler, oluşan ısı ayrışımı ile ısıtma ve soğutma aynı anda gerçekleştiğinden dolayı uygulamalarda geniş bir kullanım alanına sahiptir. Uygulama alanı, RHVT'lerde elde edilebilecek ısıtma ve soğutma kapasitesine direkt olarak bağlıdır. RHVT verimi üst seviyede olmamasına rağmen, diğer soğutma cihazlarına göre küçük boyutlarda olması ve maliyetinin düşük olması dezavantajı ortadan kaldırmaktadır. Basınçlı akışkan kaynağının

var olduğu her yerde, düşük maliyetle soğutma ve ısıtma sağlanabilir (Nabhani, 1989; Cockerill, 1998; Yılmaz vd., 2007c).

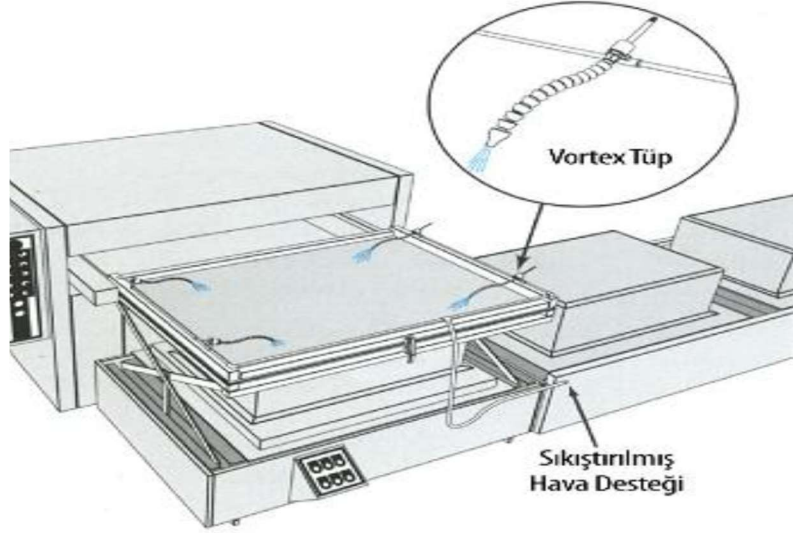
RHVT sabit bir noktaya soğutma yapabilmesi nedeniyle kullanımı geniş bir yer tutmaktadır. Bu sabit nokta üzerinde ki soğutma, cihazın ürettiği maksimum soğutma kapasitesidir. Soğutma amacıyla RHVT kullanım alanları sırasıyla;

- Kesici takımların ve taşlama taşlarının soğutulması,
- Basınçlı hava hatlarında havanın nemden arındırılması,
- Termal kameraların merceklelerinin soğutulması,
- Sürekli kaynak yapan ve ısınan punto kaynak cihazlarının uçlarının soğutulması,
- Bilgisayar ünitelerinin ve CNC cihazlarının devrelerinin soğutulması,
- İp üreten cihazlarda sürtünmeden dolayı ısınan iplerin ve cihaz donanımlarının soğutulması,
- Elektronik makine elemanlarının, otomatik hatların ve robotize uygulamaların elektronik ünitelerinin soğutulması,
- Rigo tezgâhlarında mamul köşelerinin soğutulması,
- İtfaiyeci elbiselerinin soğutulmasında,
- Uçaklar, uzay araçları ve madenlerin soğutulmasında,
- Kimyasal analizlerde numunelerin soğutulmasında,
- Fabrikaların üretim hatlarında,

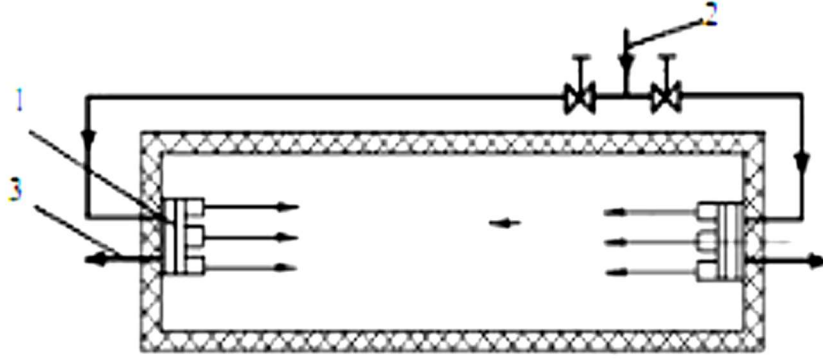
olarak kullanılmaktadırlar (Özgür vd., 2001).

Şekil 6'da RHVT ile vakumla şekillenen parça soğutma uygulaması verilmiştir. Şekil 7'de ise standart soğutma cihazlarının bulunmadığı durumlarda kullanılan vorteks tüp sistemi verilmiştir.





Şekil 6: Vakumla şekillenen parça soğutma uygulaması (URL-1).



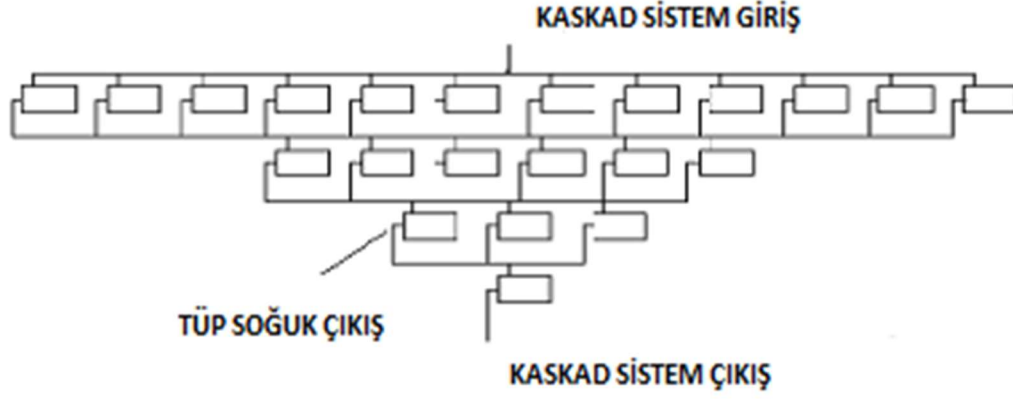
Şekil 7: Standart soğutma cihazlarının bulunmadığı durumlarda kullanılan vorteks tüplü sistem (Azarov, 2007).

### 1.2.2.2 Gazların Sıvılaştırılmasında Kullanımı

Gaz sıvılaştırma sistemlerinde RHVT performanslarının düşük olması nedeniyle soğutucu yerine sistem tasarımlarında genişleme motoru olarak kullanılmaktadır. Linde prosesinin kısma soğutmasına eklenmesi RHVT gaz sıvılaştırmasında kullanımına en basit uygulamadır ve birçok avantajı vardır. Bu avantajların en önemlisi tüm gazlar etkin olarak “yapay iyileştirilmiş” izentalpik Joule-Thomson katsayısına sahiptir. Genişleme otomatikman soğutma etkisi verdiğinden dolayı herhangi bir ön soğutma sistemine gerek duyulmamaktadır. Kısma işlemi tamamen ortadan kaldırılıp onun yerine RHVT kullanılabilir. Uygulanan basınç oranının logaritmasıyla RHVT'nin ısı ayrışma performansı değişmektedir. Bu nedenle gazı tek bir RHVT yerine çok sayıda RHVT'den

geçirerek genişletme, daha az çıkış debisine karşın daha büyük bir sıcaklık farkı oluşturabilir.

Şekil 8’de böyle bir kaskat sistem görülmektedir. Kaskat sistemlerde bir tüpten çıkan soğuk akış diğer tüpün giriş kısmına bağlanarak çok düşük sıcaklıklar elde edilebilmektedir (Yılmaz vd., 2007c).



Şekil 8: RHVT kaskat sistem (Cockerill, 1998).

### 1.2.2.3 Gaz Karışımlarının Ayrıştırılmasında Kullanımı

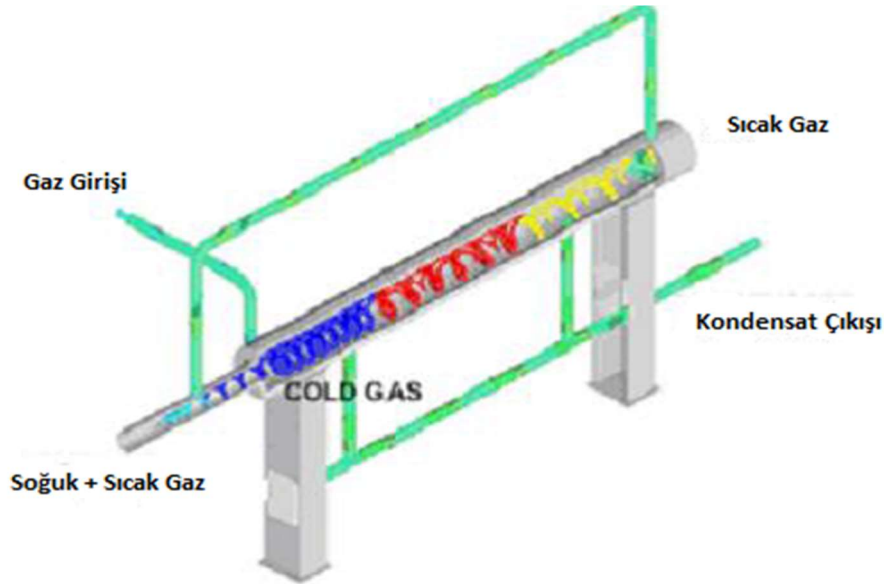
Rangue-Hilsch vorteks tüpleri gaz karışımlarının ayrıştırılmasında kullanım alanları aşağıda verilmiştir. Bunlar sırasıyla;

- Doğal gazdan ağır hidrokarbonların,
- Petrolden propan-bütan karışımının,
- Havanın,
- CO<sub>2</sub>'nin,
- İzotopların,
- Diğer gaz karışımlarının, ayrıştırılması işlemlerinde de kullanılmaktadır (Yılmaz vd., 2007c).

### 1.2.2.4 Gazların Kurutulmasında Kullanımı

Gaz üretim sistemlerinin temel işlemlerinden biri ağır hidrokarbonlar ve su gibi bileşenlerin uzaklaştırılmasıdır. RHVT separatörleri (VTS) gazların nemden arındırılması amacıyla geliştirilmiştir. RHVT separatörleri (VTS) genişleme ile gazı soğutan bir

cihazdır. RHVT separatörleri (VTS) “Joule “Ranque-Hilsch Etkisi” ve Thompson Etkisi” olarak iki temel fiziksel kavrama dayanmaktadır. Ranque-Hilsch etkisi gazın RHVT girişinden geçerek zorlanmış vorteks oluşturmasıdır. Buna bağlı olarak vorteksin yerçekimsel alanında eş zamanlı olarak sıvı- gaz ayrışması ve beraberinde vorteks boyunca sıcaklık gradyenti oluşturmasıdır. Joule-Thompson etkisi ise, kısma yoluyla adyabatik genişleme sonucu gazın soğutulmasıdır. Sıcaklık gradyenti nedeniyle genişleme, Joule-Thompson prosesinden (adyabatik genişleme) daha etkin olan izentropik genişlemeye yaklaşır. RHVT separatörleri (VTS) gazı gazın kurutulması ve çığ noktasına getirme ve amacıyla kullanılmaktadır. Gaz kurutmak amacıyla kullanılan bir RHVT separatörleri (VTS) sistemi Şekil 9’da gösterilmiştir (Yılmaz vd., 2007c).



Şekil 9: Ranguer-Hilsch Vorteks tüp separatörü (URL-2).

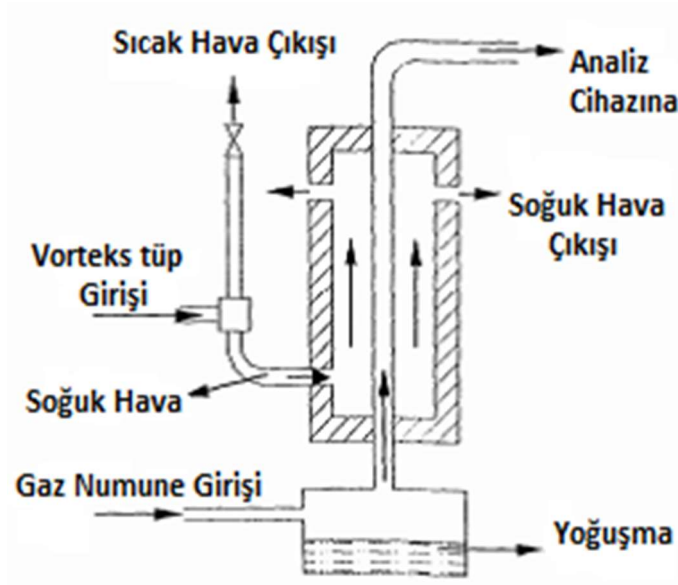
#### 1.2.2.5 Kimyasal Endüstride Kullanılması

RHVT lerin kimyasal analizlerde sıklıkla kullanılan uygulama haline gelmesinin nedeni boyutlarının küçük olması ve soğuk akış sıcaklıklarının yeterli seviyelere ulaşım sağlamasıdır. RHVT’lerin kimyasal endüstrisinde kullanıldığı alanları sırasıyla;

- Orta sıcaklıklı kromatografik analizlerde,
- Kromatografik şırınganın soğutulmasında,
- Çözeltilerin soğutulmasında,

- Numunenin nemden arındırılmasında (Şekil 10),
- Kızılötesi analizlerde numunenin soğutulmasında kullanılmaktadır (Cebeci, 2013).

Şekil 10’da Rangu-Hilsch Vorteks tüp soğutması ile bir gaz numuneden nem alma sistemi verilmiştir.



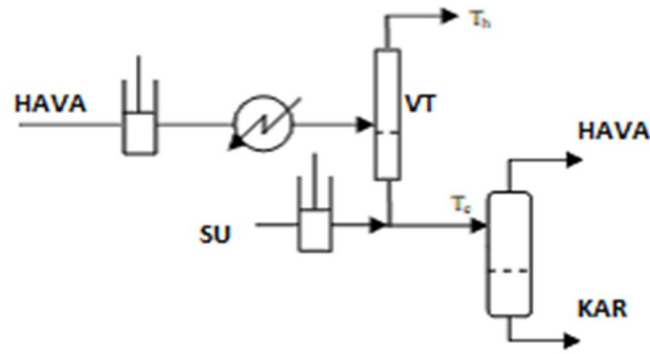
Şekil 10: Rangu-Hilsch Vorteks tüp soğutmalı bir gaz numuneden nem alma sistemi (Özgür, 2001).

#### 1.2.2.6 Elektrik Üretiminde Kullanımı

Termoelektrik soğutucunun performansını geliştirmek için Landecker (1977)’de Rangu-Hilsch vorteks tüpü kullanmıştır. Yapılan bu araştırmada termoelektrik jeneratör kullanılarak basınçlı doğalgazın enerjisi RHVT ile ısı enerjisiye dönüştürülmüştür. RHVT parametreleri için hesap yöntemi ve istenilen elektrik parametrelerin elde edilebilmesi için termoelektrik sistem geliştirilmiştir. Boucher ve tippetts (2000) hareketli parçası olmayan termoelektrik jeneratörü tanımlamıştır. RHVT’den çıkan soğuk ve sıcak hava termoelektrik jeneratör modülleri üzerine çarparak düşük voltajlı DC elektrik akımı üretmektedir (Yılmaz vd., 2007c).

### 1.2.2.7 Kar Üretiminde Kullanımı

Bir su jetinden pülverize olarak püskürtülen su ile elde edilen soğuk akım kesiştirilerek kar üretilmektedir. Kar üretimi elde etmek için sıcaklık donma noktasının çok aşağısına düşmek zorunda olmadığından üretilen kar ise bir tankta depolanır. Kar oluşumu haline gelemeyen su ise tahliye edilmektedir. Suyu soğuk hava ile temas ettirmenin başka yöntemleri de vardır. Bu yöntemlerden biri Şekil 11’de verilmiştir. Soğutma, ekonomizer ısı değiştiricisinde geri kazanılmakta ve RHVT ile beslenen hava akımına ön soğutma işlemi yapmaktadır (Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).



Şekil 11: Vorteks tüp ile kar üretme (Nabhani, 1989).

### 1.2.2.8 Medikal Uygulamalarda Kullanımı

RHVT’ler çeşitli medikal uygulamalarda kullanım alanları bulmaktadır. Bunlar;

- Beyin sıcaklığını azaltma (hipotermi)
- Vücuttaki herhangi bir bölgeyi soğutma ve/veya ısıtma,
- Vücuttaki tümörlerin imha edilmesi,
- Haşaratların imha edilmesi,
- Solunum cihazlarıyla kullanımı, olarak sınıflandırılabilirler (Yılmaz vd., 2007c)

### **1.2.2.9 Diğer Uygulama Alanları**

RHVT'ler bazı özel uygulamalarda da kullanılmaktadır. Bunlar alt başlıklar olarak aşağıda verilmiştir.

#### **1.2.2.9.1 Vorteks Temizleyiciler (Hidrosiklonlar)**

Hidrosiklonlar fiber-sıvı-süspansiyon ayırıştırıcılarıdır. Hidrosiklonlar kâğıt sanayi endüstrisinde kullanılan kâğıt hamuru içerisindeki yabancı maddeleri temizlemek için kullanılır. Süspansiyon vorteks odasına odanın ucundaki teğetsel girişten yüksek hızla girer ve helisel hareket kazanan akım konik uca doğru hareket eder. Santrifüj kuvvetler nedeniyle kıymık, kum zerrelere, metal partikülleri, talaş, gibi ağır partiküller vorteks odasının cidarına doğru hareket ettiği esnada 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 çıkıştan vorteks temizleyiciyi terk eder (Skardal, 1980; Cebeci, 2013).

#### **1.2.2.9.2 Toz Ayırıştırıcısı Olarak Kullanımı**

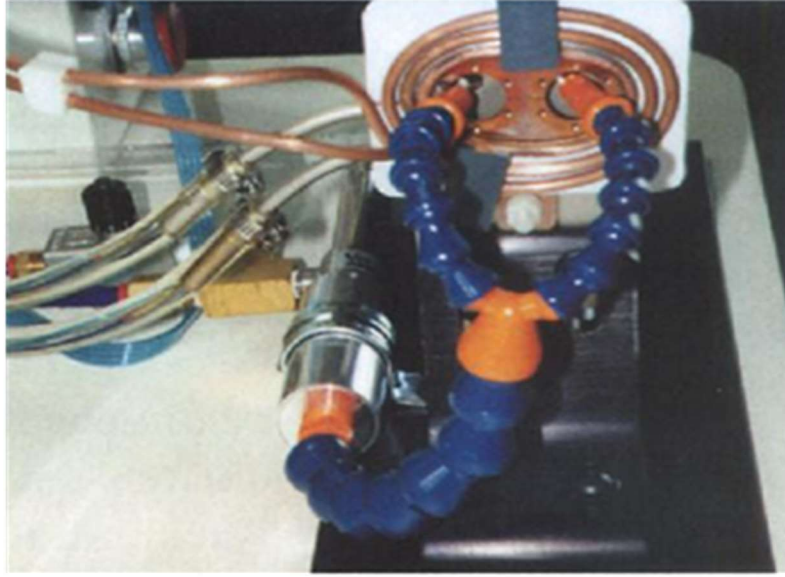
Toz ayırıştırıcılar atmosfere atılan atık gazların içindeki kirleticilerin uzaklaştırılması için yıllarca hava kirliliğini önlemek için kullanılmıştır. Bundan dolayı güvenilir hava kontrol cihazı geliştirmek için çok sayıda araştırma yapılmıştır. Gaz atıklarından katı partikülleri ayırmak için çoğunlukla siklonlar kullanılmaktadır. Bunun nedeni ise gaz işleme kapasitesi, etkin ayrışma ve sıcaklıktan etkilenmeyen özgünlüğe sahip olmasıdır. Fakat siklonlar yüksek oranda 10 µm'den küçük olan parçacıklar bulunduran tozlar için uygun olmamaktadır (Yılmaz vd., 2007c).

#### **1.2.2.9.3 Klimalı Koltuklarda Kullanımı**

RHVT'lerin ürettiği sıcak ve soğuk havadan faydalanarak klimalı koltuklar geliştirilmiştir. RHVT'lerin uçlarına ve koltuğa bağlanan hava iletim hatları, hava akışını kontrol için valfler ve koltuktan oluşmaktadır. Koltuk sıcaklığını düzenleyen sistem eklenerek birden fazla koltuk içeren sistemler ise çeşitli bağlantı hatları ve valfleri, basınçlı hava kaynağı ve basınçlı hava deposundan oluşmaktadır (Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).

#### 1.2.2.9.4 Uygulamalı Ürün Vorteks Tüpler

RHVT'ler bulunduğu ilk günden günümüze kadar çeşitli endüstriyel uygulamalarında kullanılmıştır. Bunlardan bazıları kullanıldığı alanda fayda gösterdiğinden dolayı tasarlanarak uygulamalı ürünlere dönüştürülmüştür. Bunlar mini, spot, bileşen soğutucular, sıcak ve soğuk hava tabancaları ve kabin soğutucularıdır (Cebeci, 2013). Şekil 12'de tıbbi tüp şekillendirme işlemlerinde RHVT kullanılarak kalıbın soğutulması verilmiştir.



Şekil 12: Tıbbi tüp şekillendirme işlemlerinde kalıbın soğutulması (URL-1).

#### 1.2.3 Rangu-Hilsch Vorteks Tüplerinin Avantajları ve Dezavantajları

RHVT'ler mevcut olan soğutma cihazlarına göre birçok avantajları ve dezavantajları da vardır.

##### 1.2.3.1 Avantajları

Rangu-Hilsch vorteks tüpünün diğer soğutma sistemlerine göre avantajları sırasıyla;

- Basit geometriye sahiptirler ve imatları kolaydır,
- Ebatları küçük ve hafiftir,

- Hareketli mekanik elemanları yoktur ve sızdırmazlık elemanı kullanılmasını gerektirmez,
- Hareketli elemanları olmadığından minimum aşınma oluşur,
- Kullanılması emniyetli ve portatiftir,
- İlk yatırım ve bakım maliyetleri düşüktür,
- Rejime gecikmesiz olarak ulaşır,
- Fanlar, ısı değiştiriciler, soğutkan, sızıntı oluşturabilen borular veya tesisat malzemeleri gerektirmez,
- Ekolojik açıdan zararsızdır,
- Elektriksel ve kimyasal güç gerektirmez hava ile çalışır,
- Bakım gerektirmez,
- Sıcaklık ayarı kolayca yapılabilmektedir
- Metal parçalardan ve paslanmaz çelikten yapılmış olup plastik parçalar içermez,

olarak verilmiştir (Nabhani, 1989; Cockerill, 1998; Özgür, 2001; Yılmaz vd., 2006a; Cebeci 2013).

### **1.2.3.2 Dezavantajları**

Rangue-Hilsch vorteks tütünün diğer soğutma sistemlerine göre dezavantajları sırasıyla;

- Düşük ısı verime sahiptirler. Bu ise uygulama alanlarına önemli sınırlamalar getirmektedir.
- Ses seviyeleri yüksektir.
- Hazır basınçlı gaz kaynağı gerektirirler,

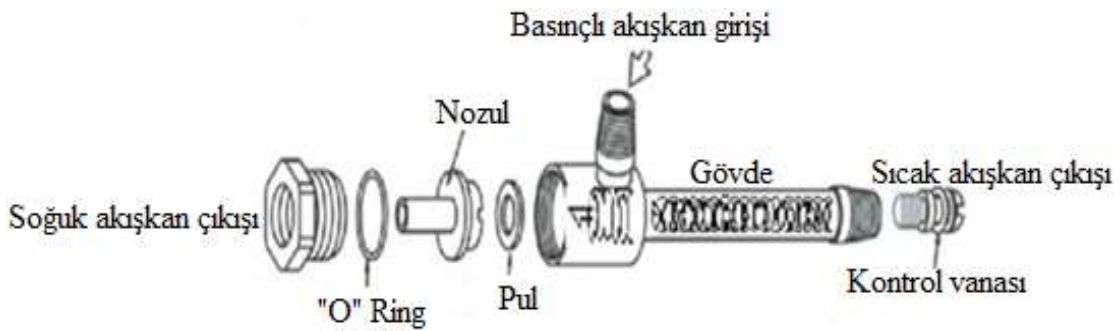
olarak verilmiştir ( Nabhani, 1989; Cockerill, 1998; Yılmaz vd., 2006b).



## 1.3 Vorteks Tüplerin Konstrüksiyonu ve Çalışma Prensibi

### 1.3.1 Vorteks Tüplerin Konstrüksiyonu

Vorteks tüpün verimli çalışabilmesi için gerekli temel elemanlar; giriş lüleleri, gövde, sıcak uç kontrol vanası ve soğuk uç orfisidir. Bu temel elemanların yanında, termostat, kompresör, regülatör, susturucular, filtre, basınçlı hava tankı, basınçlı hava hattı, nozul, selenoid vana gibi yardımcı elemanları da bulunmalıdır (Şekil 13) (Yılmaz vd., 2006b; Cebeci, 2013).



Şekil 13: Rangué-Hilsch karşıt akışlı vorteks tüp (Cebeci, 2013).

#### 1.3.1.1 Gövde

Gövdesi çeşitli malzemelerden imal edilebilmekte ve genellikle silindirik veya konik bir geometrik şekle sahiptir. Bu malzemeler genel olarak, “plastik” ve “metal” olmak üzere ikiye ayrılabilir. Plastik malzeme olarak perspeks, polistiren, kaprolan gibi malzemeler kullanılırken, metal malzeme olarak ise alüminyum, çelik, pirinç ve metal alaşımlı malzemeler kullanılmaktadır. Bu malzemelerin yüzeyinin pürüzsüz olması, ısı iletim katsayısı düşük malzemeler kullanılması ve basınca dayanıklı malzemeler kullanılması gerekmektedir (Singh, 2005; Azarov, 2004-2007; Yılmaz vd., 2006a; Cebeci, 2013).

##### 1.3.1.1.1 Çelik Gövde

Sağlam yapılarından dolayı çelik gövdeli vorteks tüpleri genellikle ticari alanlarda kullanılır. 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 tüpüne yalıtım yapılarak veya sabit sıcaklıklı bir su ceketini yaparak vorteks tüpünün verimi yükseltilebilir (Cebeci, 2013).

#### **1.3.1.1.2 Pirinç Gövde**

Pirincin deneysel çalışmalar dışında ticari kullanımı yaygın değildir. Bunun nedeni pirincin ısı iletim katsayısı yüksek olup çevreye yüksek ısı kaybına neden olması ve tüpün verimini azaltmasıdır (Cebeci, 2013).

#### **1.3.1.1.3 Perspeks Gövde**

Persperks malzeme araştırmalarda çok sık kullanılır. Bunun nedeni 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 olmasıdır (Cebeci, 2013).

#### **1.3.1.1.4 Gövde Malzemesinin Tüp Performansına Etkisi**

Gövde malzemesinin vorteks tüplerin verimine etkisi aşağıdaki maddelerde belirtilmiştir.

Bunlar sırasıyla;

- Gövde malzemesinin iç yüzeyinin pürüzlülüğü, sistemin performansını %20'ye kadar azaltabilmektedir (Parulekar, 1961).
- Vorteks tüplerin imalatında, pürüzsüz yüzeyler ve düşük ısı iletim katsayılı malzemelerin kullanılması, daha yüksek ikinci yasa verimi sağlamaktadır (Saidi ve Yazdi, 1999).
- 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).
- Gövdesi bakırdan yapılmış tüpün performansının, perspeksten yapılmış tüpün performansından düşük olmasının sebebi bakırın ısı iletim katsayısının

perspeksin ısı iletim katsayısından daha yüksek olmasından kaynaklanır. Bu sebepten dolayı perspeks, vorteks tüp imalatı için iyi bir malzemedir (Singh vd., 2004).

- Perspeks malzemenin ısı iletim katsayısı, pirinç malzemenin ısı iletim katsayısından daha düşük olduğundan ısı kaybı daha azdır. Perspeks, giriş havasının yüksek basıncına dayanamayacak kadar kırılabilir. Pirinç malzeme, yüksek basıncın neden olduğu vorteks akışın aşındırmasına perspeks malzemedeki kadar dayanabilmesi, sürtünme nedeniyle enerji kayıplarını azaltan pürüzsüz bir cidar sağlaması nedeniyle daha iyi bir malzemedir. Uzun kullanımda pirinç malzeme daha dayanıklı olduğundan dolayı perspeks malzemeyle yapılmış gövdeye göre verim azalmayacağından dolayı tercih edilmektedir (Singh, 2005).
- Çevreye olan enerji kaybını azaltmak için vorteks tüpünün 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 (Promvonge ve Eiamsa-ard, 2005).

olarak verilmiştir.

Sonuç olarak ısıl özelliklerin yanında vorteks tüpün tüm fizibilite çalışmalarında imalatı için dayanıklı bir malzeme seçiminin önemini vurgulamak gerekir. Tüm araştırmacılar, vorteks tüp malzemesinin pürüzsüz olması gerektiğini, ısı iletim katsayısı düşük malzemeleri kullanmanın ve vorteks tüpü yalıtmanın daha yüksek enerji ayrışması oluşturduğunu belirtmiştir (Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).

### **1.3.1.2 Giriş Lüleleri**

Giriş lüleleri basınçlı gazın tüpe girişini sağladığı gibi aynı zamanda akışın giriş hızını artırmak gibi fonksiyona sahiptir. Lüle çıkışında ses hızı değerlerine erişebilen akış, tüpün silindirik olması nedeniyle dönmeye başlar. Vorteks tüplerde lüle sayısı, lüle şekli ve lüle çapı tüpün performansına önemli ölçüde etki yapmaktadır. Bunlarla ilgili çok sayıda araştırma yapılmıştır. Bu araştırmalardan çıkarılacak bazı temel sonuçlar şöyle özetlenebilir (Yılmaz vd., 2006 a-2006b; Yılmaz vd., 2007c).

Bunlar sırayla;

- Minimum soğuk akış sıcaklığı için lüleler, basınçlı akışkanın vorteks tüpüne tamamen teğetsel girmesini sağlamalı (Martynovskii ve Alekseev, 1957).
- Vorteks odası ve giriş lülesinin şekli çok önemlidir. Bu amaçla, tasarımlar kullanılmıştır. Arşimet spirali, yarık lüle, silindirik lüle, dikdörtgen kesitli lüle vb (Cebeci, 2013).
- Optimum lüle çapı, vorteks tüpünün çapı ile değişmektedir. Optimum sonuçlar için tüp çapı arttıkça lüle çapı artırılmalıdır (Martynovskii ve Alekseev, 1957).
- Giriş lülesinin efektif yüksekliğini artırma sıcak ve soğuk akımların sıcaklıklarında artış oluşturmaktadır (Cebeci, 2013).
- Çok girişe sahip lülelerde soğuk hava sıcaklığı ve verim azalmaktadır. Dolayısıyla optimum lüle sayısı bulunmaktadır (Saidi ve Valipour, 2003).

olarak verilmiştir.

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

### 1.3.1.3 Soğuk Uç Orifisi

Karşıt akışlı vorteks tüplerde giriş lülelerinin olduğu tarafta ve genellikle dairesel kesite sahip olan bir orifis bulunur. Paralel akışlı vorteks tüplerde ise 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. 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; Cebeci, 2013).

#### **1.3.1.4 Sıcak Çıkış Valfi**

Sıcak çıkış valfi, vorteks tüpün ısıtma ve soğutma kapasitelerinin değiştirilebilmesine imkan vermektedir. Vorteks tüpe giren akışkanın bir kısmı sıcak çıkış ucunda bulunan ayarlanabilir valf vasıtasıyla tüpten çıkmaktadır. Bu valfin ayarlanması yoluyla, sıcak akış debisi artırılıp azaltılmakta ve böylece soğuk uçtan çıkan akışkanın debisi ve sıcaklığı ayarlanabilmektedir. En çok kullanılan valf konik şekilli valftir (Cebeci, 2013).

#### **1.3.1.5 Filtreler**

Filtre-ayırıcılar ve yağ ayırma filtreleri kullanılarak vorteks tüpüne giren basınçlı akışkanın nem, toz ve yağdan arıtılmasını sağlar. Böylece vorteks tüpleri bakım gereksinimi olmadan uzun süre çalışabilmektedirler (Yılmaz vd., 2006a; Cebeci, 2013).

#### **1.3.1.6 Nozul**

Nozullar, RHVT'den daha küçük boyutta yapılı ve silindirik bir geometriye sahiptir. Nozullarda bulunan çeşitli sayıdaki kanallar vasıtası ile basınçlı akışa yön vererek tüp içerisindeki dönme hareketinin oluşmasını sağlar. Soğuk hava, nozulun ortasında bulunan delikten akmakta ve soğuk hava çıkış ucundan dışarı çıkmaktadır. Değiştirilebilir bir eleman olan nozul, basınçlı akışkanın debisini kontrol etmekte ve elde edilen sıcaklıkları etkilemektedir. Nozullar değiştirilerek RHVT'nin soğutma kapasitesi kolaylıkla ayarlanabilmektedir (Cebeci, 2013).

##### **1.3.1.6.1 Kurutucu**

Kurutucu olmayan bir sistemde yoğuşmuş su bulunma ihtimali yüksektir. Normal zamanlarda vorteks tüp uygulamalarında kurutucuya ihtiyaç duyulmaz. Bazen küçük çıkışlı sıcaklık uygulamalarında çalışıldığında ortaya çıkan buzlanma problemlere neden olabilmektedir. Hatta bazı uygulamalarda içerisinde hiç yoğuşmuş su yada buz

bulunmayan soğuk havaya ihtiyaç duyulabilmektedir. Soğuk hava akımındaki yoğunlaşmış su ya da buzu elimine etmek için giriş hattında bir kimyasal kurutucu kullanılabilir. Kurutucu, beklenen en düşük soğuk çıkış sıcaklığından daha düşük bir atmosferik çığ noktası üretecek şekilde belirlenmelidir (Cebeci, 2013).

#### **1.3.1.6.2 Kir Tutucu**

Pas ve kir sıkıştırılmış hava hatlarındaki sudan kaynaklanır. Bu pas ve kirleri 5 µm bir filtre kullanarak etkin bir şekilde uzaklaştırmak mümkündür. Kir tutucu filtrenin değiştirilme sıklığı kullanıcı tarafından belirlenmelidir (Cebeci, 2013).

#### **1.3.1.7 Regülatörler**

Basınç regülatörleri vorteks tüpündeki basınçlı akışkanın ayarlanması için kullanılmaktadır. Sıcaklığı kontrol etmenin diğer bir yöntemi, RHVT'ye tam basınçla akışkanı göndermek, daha sonra termostat ile kontrol edilen bir solenoid valf vasıtasıyla akışkan akışını açıp kapamaktır (Yılmaz vd., 2006a).

#### **1.3.1.8 Susturucular**

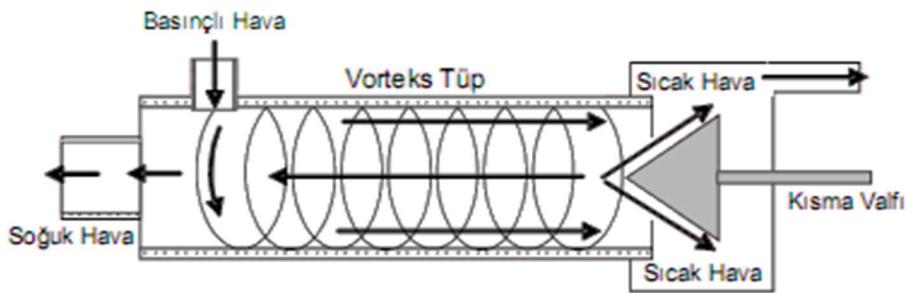
Akışkanın vorteks tüpünden çıkışı nedeniyle daima bir ses oluşmaktadır. Vorteks tüplerin çalışması sonucu üretilen bu ses seviyesi insan sağlığı için rahatsızlık verici seviyelere ulaşabilmektedir. Tüp içerisindeki akış hızı ne kadar yüksek olursa ses seviyesi o kadar artar. Genellikle soğuk hava, bir 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 (Yılmaz vd, 2006a; Cebeci, 2013).

##### **1.3.1.8.1 Sıcak ve Soğuk Susturucular**

Sıcak ve 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. 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 (Cebeci, 2013).

#### 1.4.2 Rangu-Hilsch Vorteks Tüplerin Çalışma Prensibi

Rangu-Hilsch vorteks tüp, George Joseph Ranque tarafından 1931 yılında bulunmuş ve Rudolph-Hilsch tarafından 1947 yılında geliştirilmiştir. Vorteks tüpleri, iki araştırmacının isimleri ile RanqueVorteks Tüpü (RVT), Hilsch Vorteks Tüpü (HVT) ve Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü (RHVT) olarak adlandırılmaktadırlar. RHVT basit bir borudan oluşan, kontrol vanası hariç hareketli hiç bir parçası bulunmayan bir sistemdir. Nozullar vasıtası ile vorteks tüpüne teğetsel olarak gelen basınçlı akışkan, vorteks tüpünün silindirik yapıya sahip olmasından dolayı giriş tarafından gönderilen hıza ve basınca bağlı olarak vorteks tüpünün içinde yüksek hızda dönmeye başlamaktadır. Şekil 14’de görüldüğü gibi vorteks tüpü cidarının yakınındaki akışkanın hızı, cidardaki sürtünme etkisinden dolayı vorteks tüpünün merkezindeki akışkanın hızına göre daha düşük olup böylece merkezdeki akışkan vorteks tüpü cidarındaki akışkanı ivmelendirmeye çalışmaktadır. Bu sebeple merkezdeki akışkan vorteks tüpü cidarındaki akışkana enerji transferi yapar ve tüpün geometrik yapısından dolayı durma noktasında ters yönde hareket eder, soğuk çıkış tarafından vorteks tüpünü terk eder. Burada enerji transfer eden soğuk akışkan olup, transfer edilen ise sıcak akışkan olmaktadır (Dinçer ve Başkaya, 2009).



Şekil 14: Karşıt akışlı bir vorteks tüpteki akış (Yılmaz vd., 2006b).





## BÖLÜM 2

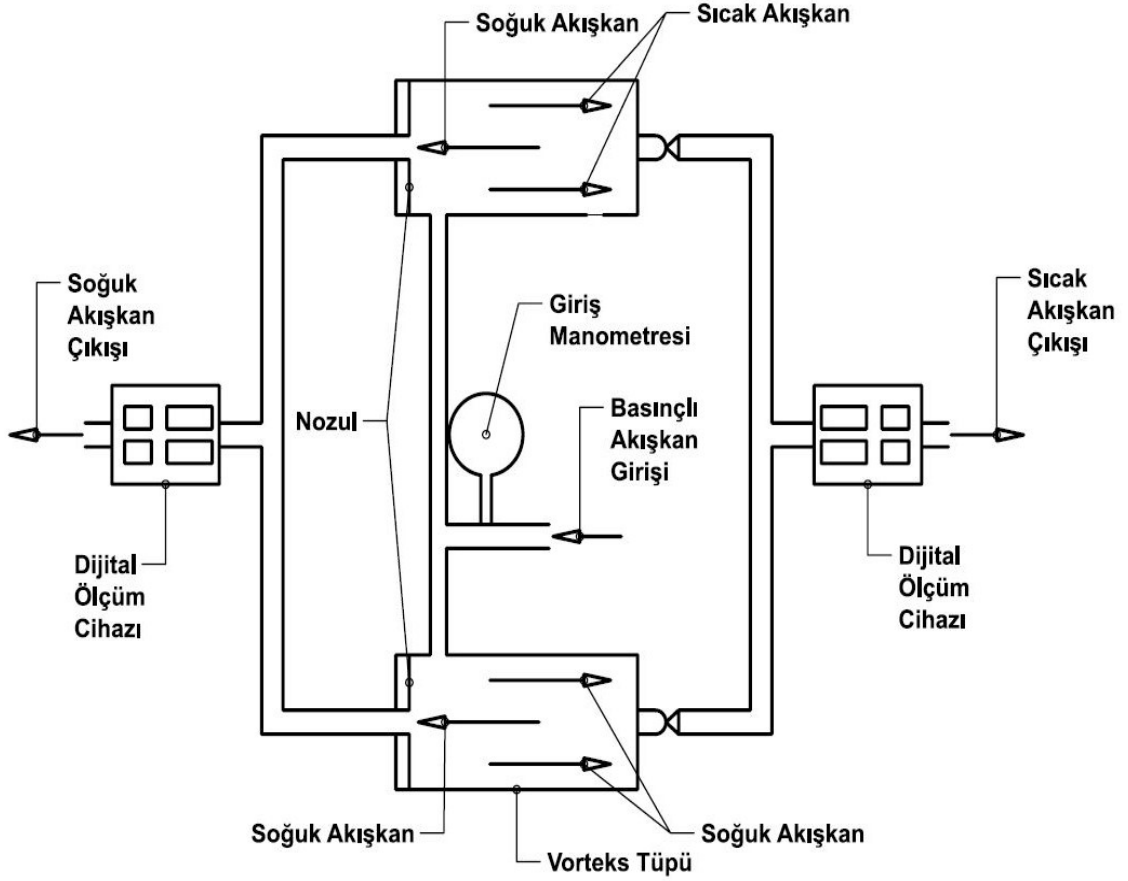
### MATERYAL VE YÖNTEM

#### 2.1 Materyal

Bu çalışmada, iç çapı 7 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan iki adet karşıt akışlı Ranque - Hilsch vorteks tüp kaskad olarak birbirlerine paralel olarak bağlanmıştır. Çalışmada kullanılan Ranguer-Hilsch vorteks tüpünde bulunan nozul olarak 2, 4 ve 6 nozul sayılarında tasarımları yapılan Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemesinden imal edilmiş nozullar kullanılmıştır. RHVT'de 150 kPa'dan 50 kPa aralıklarla 550 kPa basınç değerlerine kadar hava kullanarak RHVT'nin soğutma – ısıtma performansları deneysel olarak incelenerek, ekserji analizi ile sistemdeki kayıp iş ve verim hesaplanmıştır.

##### 2.1.1.1 Deneysel Sistem

Şekil 15'deki gibi RHVT'ler birbirine paralel şekilde bağlanarak, boyu 100 cm, genişliği 20 cm, kalınlığı 1,2 mm olan bir sac levha üzerine yatay konumda sabitlenmiştir. Ranque-Hilsch vorteks tüpe giren havanın basıncını ölçmek için %5 hassasiyetinde PAKKENS marka gliserinli manometre, hacimsel debilerini ölçmek için %3 hassasiyetinde TSI (Trust, Science, Innovation) marka debimetreler RHVT'lerin birleşme noktalarına bağlanmıştır. Ayrıca kullanılan debimetre ile bağlandığı noktadaki basınç ve hacimsel debi değerleri okunmaktadır. Ayrıca RHVT çıkan soğuk ve sıcak akışkanların sıcaklıklarını ölçmek için  $\pm 1$  °C hassasiyetinde olan dijital termometreler kullanılmıştır. Dijital termometrelerin problemleri Ranque-Hilsch vorteks tüpün sıcak ve soğuk çıkış taraflarından 1 cm ilerisine 1 mm çapında delinmiş tüpün merkezine gelecek şekilde yerleştirilmiş, etrafı silikonla kapatılarak sızdırmazlık sağlanmıştır. Sistemde basınçlı akışkan kaynağı olarak kompresör kullanılmıştır. Sistem elemanları arasındaki bağlantılar basınca dayanıklı pnömatik hortum vasıtasıyla yapılmıştır.



Şekil 15: Deneysel Sistem

### 2.1.1.2 Deneylerde Kullanılan Ölçüm Cihazları

#### 2.1.1.2.1 Debimetre

RHVT çıkan soğuk ve sıcak akışkanın debisini, basıncını ve sıcaklığını ölçmek için TSI marka debimetreler kullanılmıştır. Kullanılan debimetre,

- Debi (l/dk) ölçüm hassasiyeti % 1,
- Sıcaklık (°C) ölçüm hassasiyeti % 1,
- Basınç (kPa) ölçüm hassasiyeti % 10,
- Debi, sıcaklık ve basınç değerlerini aynı anda okumaya olanak sağlayan geniş dijital ekran,
- NIST kalibrasyon sertifikasına sahip, uzun ömürlü ve dış etkenlerle bozulmayan kalibrasyon,
- Hava, oksijen ve azot gazı ile kullanılabilir,

- Analog çıktı almaya uygun, dijital çıktı için RS232 ara yüz ve kon figüre edilebilmektedir.

özelliklerine sahiptir.

#### **2.1.1.2.2 Manometre**

DeneySEL sisteme giren akışkan basıncını ölçmek için PAKKENS marka gliserinli manometre kullanılmıştır. Kullanılan manometrenin özellikleri;

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

## **2.2 Yöntem**

### **2.2.1 RHVT Analizi**

Şekil 15'deki gibi iki adet RHVT birbirine paralel bağlanarak oluşturulan deneySEL sistemin girişi ile hava kompresörü arasında 10000 kPa basınç dayanımı olan pnömatik hortum, quick kuplin vasıtasıyla bağlanmıştır. Hava kompresörü çalıştırılmış ve tüpün akışkan girişindeki vana yardımıyla deneylerde başlangıç basıncı olan 150 kPa basınç sağlanmıştır. Yapılan basınç ayarlamasından deneySEL sistemin girişine, sıcak ve soğuk akışkan çıkışına monte edilen ölçüm cihazlarında okunan sıcaklık değerleri sabit oluncaya kadar aynı basınçta hava, kompresörden gönderilmiştir.

DeneySEL sistemin giriş, sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık değerleriyle birlikte hacimsel debileri ve basınç değeri de okunmuştur. Daha sonra 200 kPa olan basınç değerindeki

deneye başlamadan önce deneysel sistemin giriş, soğuk ve sıcak akışkan sıcaklığını ölçen dijital termometre ile ortam sıcaklığını ölçen dijital termometrelerin eşit sıcaklık değerine gelinceye kadar beklenmiş ve okunan değerler eşitlendikten sonra 200 kPa olan basınç değerindeki deneyler yapılmaya başlanmıştır. 200 kPa basınç değerindeki deney tamamlandıktan sonra da yukarıda belirtilen işlemlerden sonra 250, 300, 350, 400, 450, 500 ve 550 kPa basınç değerlerinde poliamid, alüminyumun ve pirinç malzemesinden imal edilmiş olan bütün nozul numaralarında deneyler tamamlanmıştır.

Tüm deneyler 21 °C'lik ortam sıcaklığında yapılmıştır. Deneyde elde edilen sonuçların doğruluğu için bir deney 3 kez tekrarlanmış ve elde edilen değerlerin ortalamaları alınmıştır.

RHVT performansına önemli ölçüde etki eden soğuk akışkanın kütle debisinin, girişteki akışkanın kütle debisine oranı  $y_c$  olarak tanımlanmış ve eşitlik 2.1 de verilmiştir (Dinçer, 2005).

$$y_c = \frac{m_c}{m_i} \quad (2.1)$$

$$m_g = m_c + m_h \quad (2.2)$$

Burada;

$m_c$  = Soğuk akışkanın kütledebisi, kg/s

$m_h$  = Sıcak akışkanın kütledebisi, kg/s

$m_i$  = Giren akışkanın kütledebisi, kg/s.

RHVT'lerde sıcak çıkış tarafında bulunan vananın açılıp kapanması ile ( $y_c$ ) değeri değişmektedir. Yapılmış olan bu deneysel çalışmada, vorteks tüpün sıcak akış çıkışındaki vana tam açık konumda bırakılarak deneyler yapıldığından ( $y_c$ ) oranı değişmemektedir.

Girişteki akışkan sıcaklığı ( $T_i$ ) ile soğuk uçtaki akışkan sıcaklık ( $T_c$ ) farkı, soğuk akışkan sıcaklık farkı  $\Delta T_c$  olarak tanımlanmış ve eşitlik 2.3 ile verilmiştir.

$$\Delta T_c = T_c - T_i \quad (2.3)$$

Girişteki akışkan sıcaklığı ( $T_i$ ) ile sıcak uçtaki akışkan sıcaklık ( $T_h$ ) farkı, sıcak akışkan sıcaklık farkı  $\Delta T_h$  olarak tanımlanmış ve Eşitlik 2.4 ile verilmiştir.

$$\Delta T_h = T_h - T_i \quad (2.4)$$

Deneysel sistemin performansı, sıcak akışkanın sıcaklığı ile soğuk akışkanın sıcaklığı arasındaki fark olan  $\Delta T$  cinsinden Eşitlik 2.5 ile ifade edilmiştir.

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (2.5)$$

### 2.2.2 RHVT'lerde Ekserji Analizi

Belirli bir çevreye ait bir halde bulunan sistemden elde edilebilecek en fazla yararlı işe ekserji denir. Diğer bir deyişle, bir düzeneğin verebileceği işin üst sınırını temsil eder. Ekserji kelimesi genellikle Avrupa'da kullanılmaktadır. Amerika'da daha çok "kullanılabilirlik" olarak ifade edilmektedir. Ekserji kavramı 1950'li yıllardan beri yaygın olarak kullanılmaktadır. Ekserji, enerji kalitesinin bir ölçüsüdür. İş ise tamamen başka tür bir enerjiye dönüştürülebilen en kaliteli enerjidir.

Termodinamikte ekserji, bir miktar enerji veya maddeyi referans çevre ile denge haline ulaştırdığımızda, o enerjiden veya maddeden elde edilebilecek en fazla teorik iştir. Ekserji yöntemleri verimi artırmanın yanı sıra, kaynakların kullanımında en fazla fayda elde edilmesini sağlayan ve çevre kirliliği gibi istenmeyen etkileri azaltmaya yarayan araçlardır.

Herhangi bir enerji türünün (ısı, entalpi, vb) ne kadarının işe yarayan ekserji olduğunun belirlenmesi için, ekserjinin tanımlanması gereklidir. Ekserjinin ilk tanımı Baehr tarafından "Ekserji, enerjinin diğer enerji türlerine dönüştürülebilen kısmıdır" olarak yapılmıştır. Enerjinin bu tanımı nitel olup, nicel hesaplarda kullanılamaz. Termodinamik açıdan termal sistemlerin performansları, termodinamiğin birinci yasası (enerjinin korunumu-enerji analizi) ve ikinci yasası (kullanılabilirlik-ekserji analizi) ile doğrulanmaktadır. Termal sistemlerin enerji ve ekserji verimleri; sistemlerin dizaynında, sistemlerin seçilmesinde ve sistemin çalışma şartlarının belirlenmesinde önemli karar parametreleridir.

Termodinamiğin birinci yasası enerji korunumuna dayanır ve enerjinin var veya yok edilemeyeceğini vurgular. Enerji analizi sistemin bütünü hakkında bilgi verir, enerjinin niceliğiyle ilgilenir, sistem içerisindeki tersinmezliklerden (entropi üretimi) meydana gelen kayıpları göz önüne almaz.

Termodinamiğin ikinci yasası, bir hal değişimi sırasında enerjinin niteliğinin azalması, entropi üretimi ve iş yapabilme olanağının değerlendirilmesini analiz eder. Tersinir sistemlerin haricinde kullanılabilirlik (ekserji) enerji gibi korunmaz. Ekserjinin bir bölümü sistem içerisindeki tersinmezliklerden dolayı yok olur, bir bölümü ise sistem sınırlarından çevreye atılır (ekserji kaybı).

Ekserji analizi; ekserji kayıplarının yerini, tipini ve miktarını doğru bir şekilde belirleyebildiği için sistemlerin tasarlanmasında ve geliştirilmesinde kullanışlı bir metot olarak son zamanlarda yoğun bir şekilde kullanılmaya başlanmıştır. Ekserji verimi, bir sistemin veya prosesin ideal şartlara ne kadar yaklaştığının bir göstergesidir. Ayrıca ekserji analizi yöntemi; bir sistemdeki termodinamik verimsizliklerin düşülerek daha verimli sistem tasarımının nasıl yapılabileceğini ve mevcut şartların doğru tanımlanmasını sağlamaktadır.

Ekserji, tersinir bir süreç sonunda çevre ile denge sağlandığı takdirde kuramsal olarak elde edilebilecek maksimum iş miktarıdır. Bosnjakovic'in tanımına uygun olarak ekserjinin hesaplanabilmesi için;

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

Ranque-Hilsch Vorteks tüplerde ekserji analizi hesapları;

Ranque-Hilsch vorteks tüpe sisteminde giriş, sıcak ve soğuk çıkıştaki entropi değişimi (birim kütle);

$$\Delta s_i = s_i - s_o = c_p \ln \frac{T_i}{T_o} - \ln \frac{P_i}{P_o} \quad (2.6)$$

$$\Delta s_h = s_h - s_o = c_p \ln \frac{T_h}{T_o} - \ln \frac{P_h}{P_o} \quad (2.7)$$

$$\Delta s_c = s_c - s_o = c_p \ln \frac{T_c}{T_o} - \ln \frac{P_c}{P_o} \quad (2.8)$$

Ranque-Hilsch vorteks tüp sistemde giriş, sıcak ve soğuk çıkıştaki entalpi değişimi (birim kütle);

$$(h_i - h_o) = C_p(T_i - T_o) \quad (2.9)$$

$$(h_h - h_o) = C_p(T_h - T_o) \quad (2.10)$$

$$(h_c - h_o) = C_p(T_c - T_o) \quad (2.11)$$

Ranque-Hilsch vorteks tüp sisteminden çıkan soğuk akım tarafından çıkan ekserji;

$$e_c = (h_c - h_o) - T_o(s_c - s_o) \quad (2.12)$$

$$E_c = m_c \cdot e_c \quad (2.13)$$

Ranque-Hilsch vorteks tüp sisteminden çıkan sıcak akım tarafından çıkan ekserji;

$$e_h = (h_h - h_o) - T_o(s_h - s_o) \quad (2.14)$$

$$E_h = m_h \cdot e_h \quad (2.15)$$

Ranque-Hilsch vorteks tüp sistemine giren ekserji:

$$e_i = (h_i - h_o) - T_o(s_i - s_o) \quad (2.16)$$

$$E_i = m_i \cdot e_i \quad (2.17)$$

Ranque-Hilsch vorteks tüp sisteminden çıkan toplam ekserji:

$$E_o = (1 - y_c)E_h - y_c E_c \quad (2.18)$$

Ranque-Hilsch vorteks tüp sistemindeki toplam kayıp ekserji:

$$E_l = E_i - E_o \quad (2.19)$$

İkinci yasa verimi:

$$n_u = \frac{E_o}{E_i} \quad (2.20)$$

formülleriyle yapılabilir.



## BÖLÜM 3

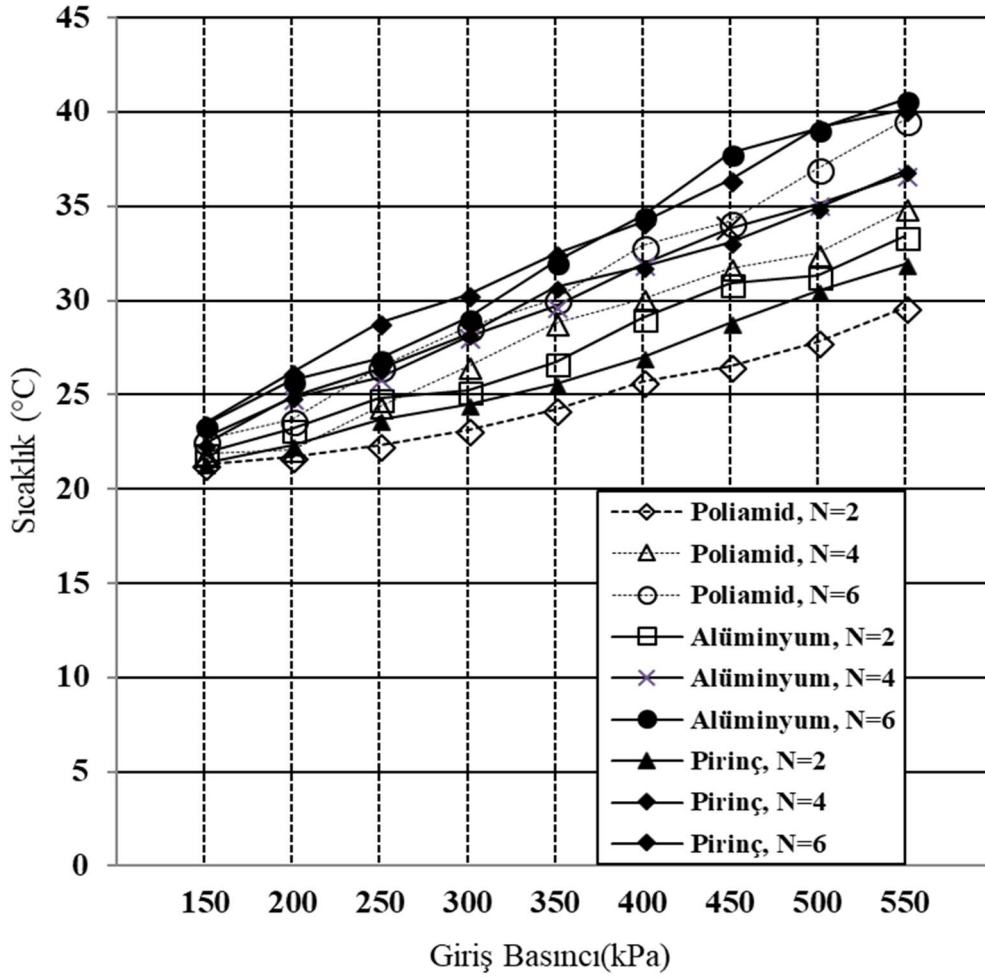
### BULGULAR VE TARTIŞMA

Bu çalışmada, hacimsel debileri ayarlamak için bir kontrol vanası hariç hiçbir hareketli parçası bulunmayan, iç çapı 7 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan iki adet karşıt akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüp (RHVT) birbirine paralel bağlanarak oluşturulan deneysel sistem kullanılmıştır. Oluşturulan deneysel sistemdeki RHVT'lerde nozul malzemesi olarak Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemedan üretilmiş 2, 4 ve 6 orfisli nozullar kullanılmıştır. Oluşturulan deneysel sisteme giriş basıncı değeri olarak 150 kPa'dan 550 kPa değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı hava kullanılmıştır.

Deneysel çalışmalarda, RHVT'de sıcak akışkan çıkış tarafındaki kontrol vanası tam açık konumda bırakılmıştır. RHVT'de oluşan enerji ayrışma olayı deneysel olarak incelenmiştir ve deneysel sonuçları grafiklerle değerlendirilmiştir. Ekserji analizinden elde edilen deneysel sonuçlar doğrultusunda giren ekserji, çıkan ekserji, kayıp ekserji ve ikinci yasa verimi hesaplanmıştır. Deneysel çalışmanın yapılmış olduğu tüm geometrik yapıdaki vorteks tüplerde, giriş basıncın artmasıyla girişteki ekserji de sürekli artış göstermiştir. Uygulanan tüm basınç değeri Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemedan üretilmiş 2, 4 ve 6 orfisli nozullar için giriş ve çıkış ekserjileri birbiri ile mukayese edilmiştir. Ekserji soğuk, ekserji sıcak ve ekserji kayıp karşılaştırılmıştır.

#### 3.1 RHVT Analizlerine Ait Bulgular

Paralel bağlı karşıt akışlı RHVT deneysel sistemde hava, poliamid, alüminyumun ve pirinç malzemedan yapılmış 2, 4 ve 6 nozul (N), giriş basıncı ( $P_i$ ) 150 kPa'dan 50 kPa aralıklarla 550 kPa basınç değerine kadar gönderilmiş ve deneysel sistemin sıcak akışkan çıkış ucunda ölçülen sıcaklıklar ( $T_h$ ) sırasıyla Şekil 16'da verilmiştir.

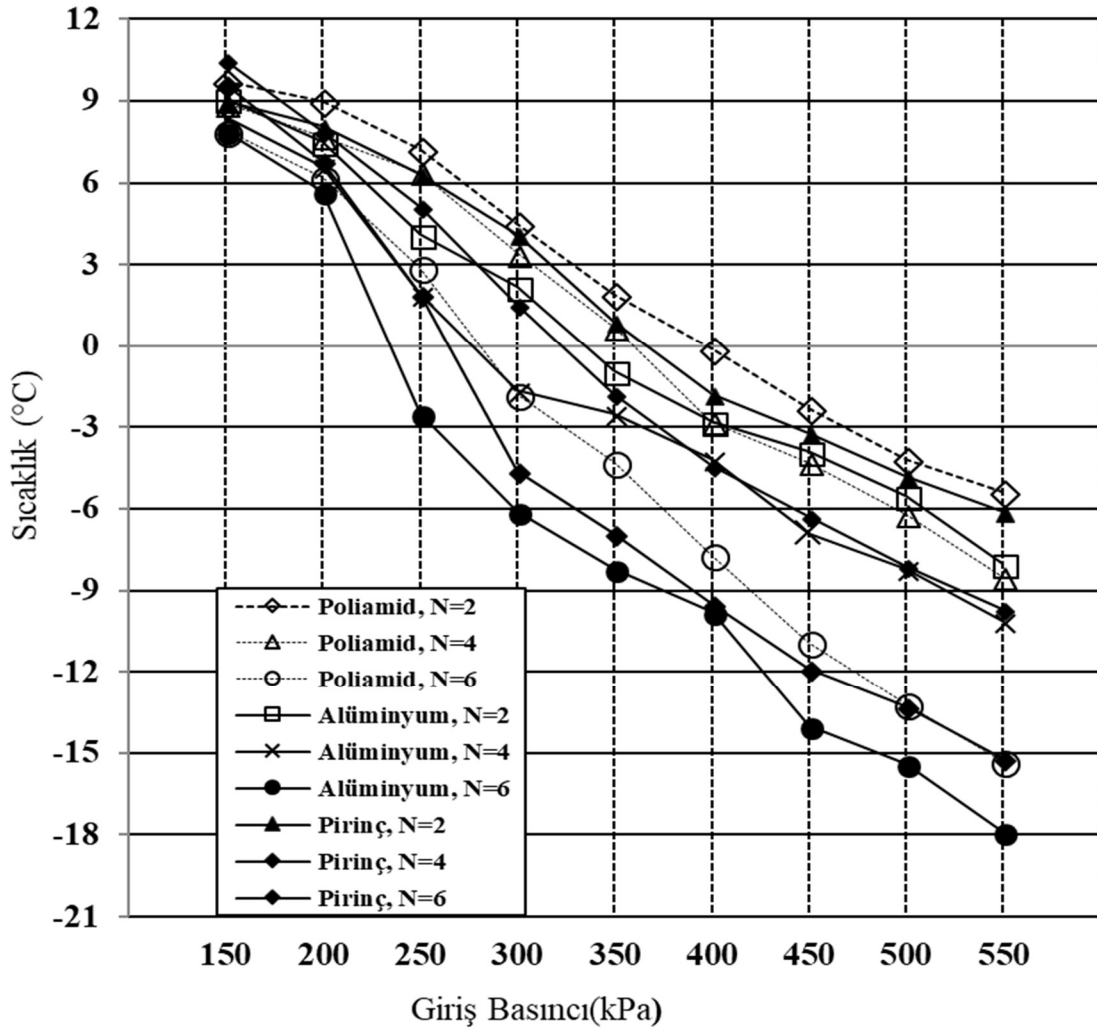


Şekil 16: Giriş Basıncı  $T_h$  değişim grafiği

Poliamid Plastik, Alüminyum ve Piriñ malzemedan üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaraları (N) için en yüksek  $T_h$  incelendiğinde, Alüminyum malzemedan üretilmiş N = 6 ve  $P_i = 550$  kPa değerinde  $40.7$  °C olduğu, en düşük  $T_h$  değeri ise Poliamid Plastik malzemedan üretilmiş N = 2 ve  $P_i = 150$  kPa değerinde  $21.3$  °C olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir (Şekil 16).

Poliamid, piriñ ve alüminyum malzemedan yapılmış 2, 4 ve 6 nozul numaraları için en yüksek  $T_h$  incelendiğinde sırasıyla, Poliamid malzeme için N = 6 ve  $P_i = 550$  kPa değerinde  $T_h$  değeri  $39.6$  °C; Piriñ malzeme için  $T_h$  değeri  $40.1$  °C; Alüminyum malzeme için  $T_h$  değeri  $40,7$  °C; olarak tespit edilmiştir. En düşük  $T_h$  incelendiğinde sırasıyla, Poliamid malzeme için N = 2 ve  $P_i = 150$  kPa değerinde  $T_h$  değeri  $21,3$  °C; Piriñ malzeme için N = 2 ve  $P_i = 150$  kPa değerinde  $T_h$  değeri  $21,4$  °C; Alüminyum malzeme için N = 2 ve  $P_i = 150$  kPa değerinde  $T_h$  değeri  $21,9$  °C; olarak ölçülmüştür (Şekil 16).

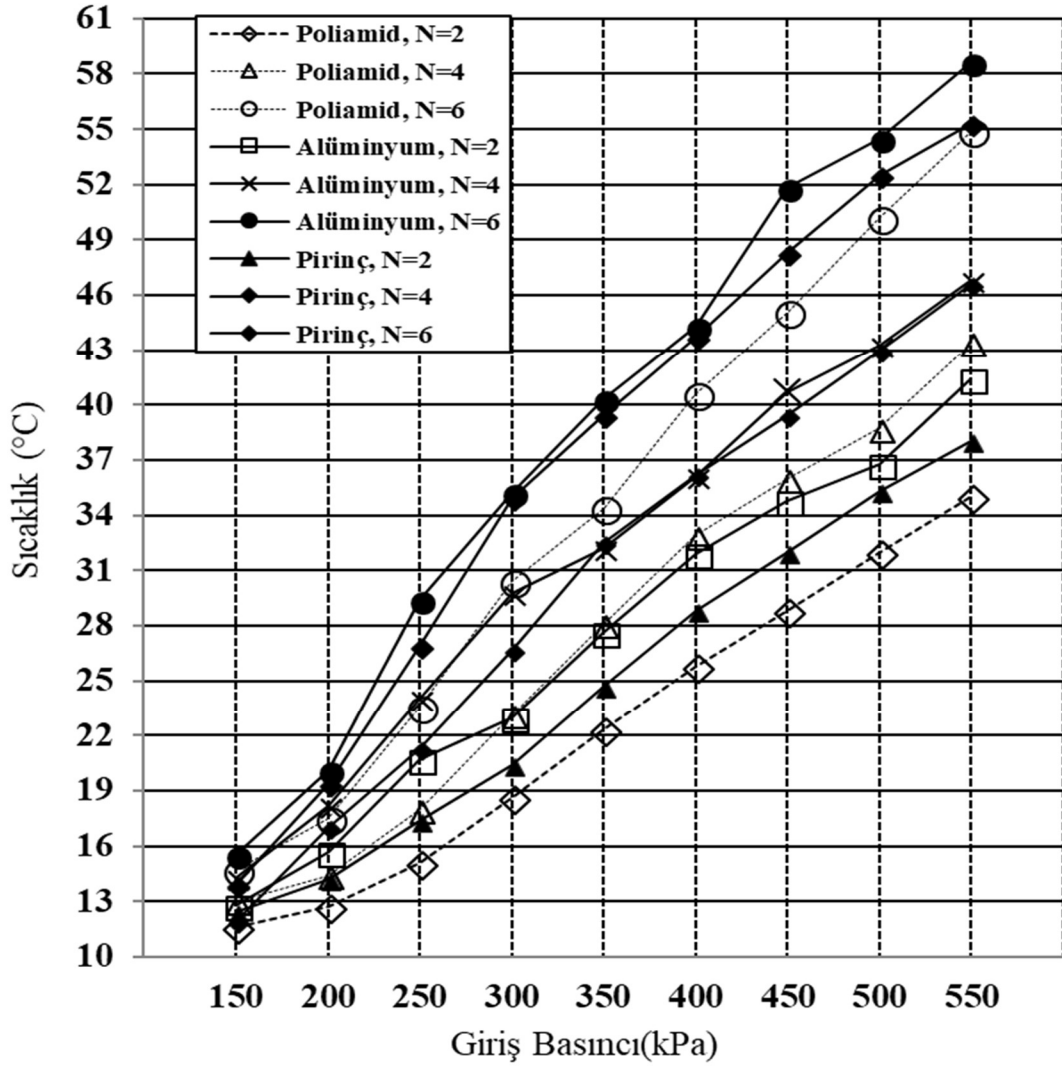
Paralel bağılı karşıt akışlı RHVT deneysel sistemde hava, poliamid, alüminyumun ve pirinç malzemedan yapılmış 2, 4 ve 6 nozul (N), giriş basıncı ( $P_i$ ) 150 kPa'dan 50 kPa aralıklarla 550 kPa basınç değeri kadar gönderilmiş ve deneysel sistemin soğuk akışkan çıkış ucunda ölçülen sıcaklıklar ( $T_c$ ) sırasıyla Şekil 17'de verilmiştir.



Şekil 17: Giriş Basıncı  $T_c$  değişim grafiği

Poliamid, pirinç ve alüminyum malzemedan yapılmış 2, 4 ve 6 nozul sayıları için en düşük  $T_c$  incelendiğinde sırasıyla, Poliamid malzeme için  $N = 6$  ve  $P_{gir} = 550$  kPa değerinde  $T_c$  değeri  $-15,3$  °C; Pirinç malzeme için  $T_c$  değeri  $-15,4$  °C; Alüminyum malzeme için  $T_c$  değeri  $-17,9$  °C; olarak tespit edilmiştir. En yüksek  $T_c$  incelendiğinde sırasıyla, Poliamid malzeme için  $N = 2$  ve  $P_i = 150$  kPa değerinde  $T_c$  değeri  $9,7$  °C; Pirinç malzeme için  $N = 2$  ve  $P_i = 150$  kPa değerinde  $T_c$  değeri  $9$  °C; Alüminyum malzeme için  $N = 2$  ve  $P_i = 150$  kPa değerinde  $T_c$  değeri  $9,1$  °C; olarak ölçülmüştür (Şekil 17).

Paralel bağılı karışık akışlı RHVT deneysel sistemin performans değeri olarak da bilinen çıkan sıcak akışkan sıcaklığı ile çıkan soğuk akışkan sıcaklığı arasındaki fark ( $\Delta T$ ) değerleri Şekil 18’de verilmiştir.



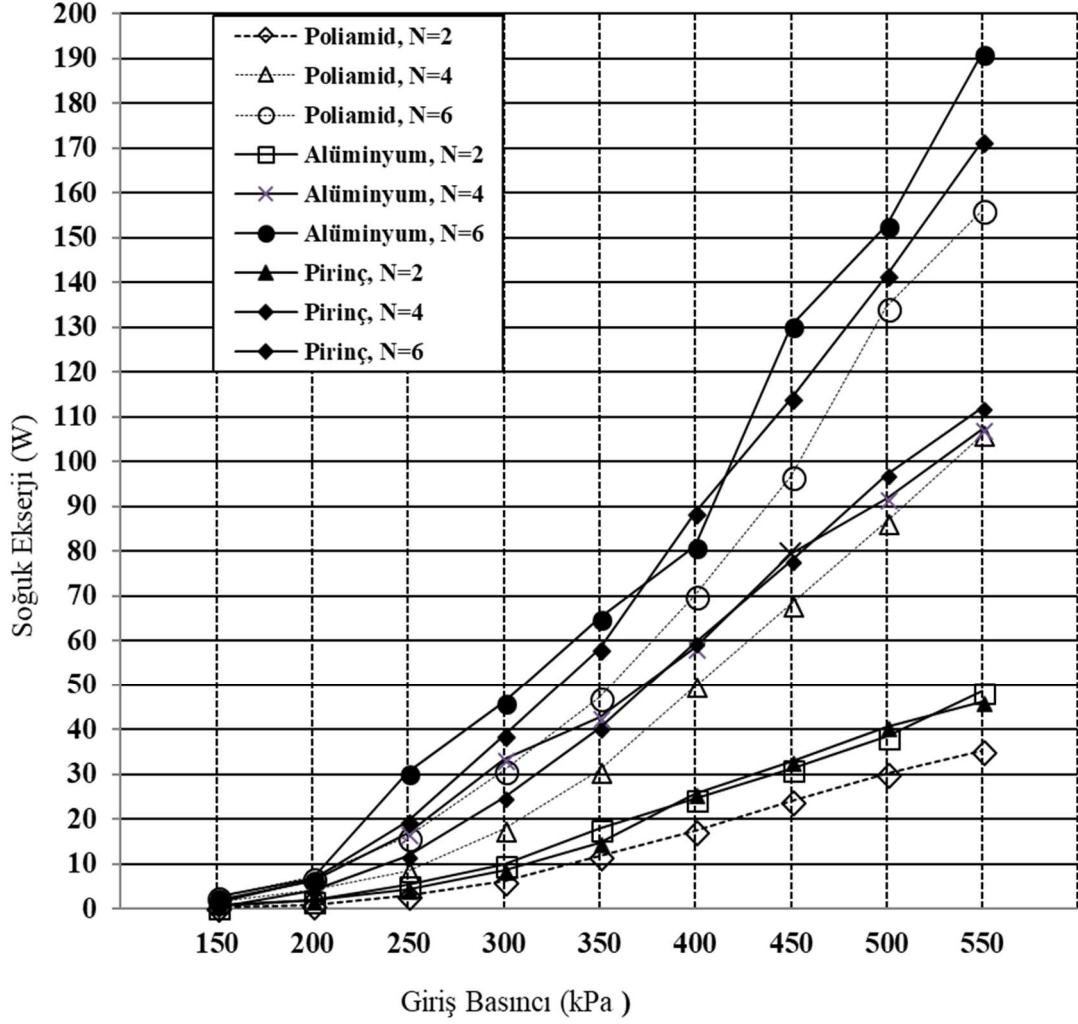
Şekil 18: Giriş Basıncı  $\Delta T$  ( $T_h - T_c$ ) değişim grafiği

Poliamid, pirinç ve alüminyumun malzemedan yapılmış 2, 4 ve 6 nozul sayıları için en yüksek  $\Delta T$  incelendiğinde sırasıyla, Poliamid malzeme için  $N = 6$  ve  $P_i = 550$  kPa değerinde  $\Delta T$  değeri  $54.9$  °C; Pirinç malzeme için  $\Delta T$  değeri  $55.3$  °C; Alüminyum malzeme için  $\Delta T$  değeri  $58.6$  °C olarak tespit edilmiştir. En düşük  $\Delta T$  incelendiğinde sırasıyla, Poliamid malzeme için  $N = 2$  ve  $P_i = 150$  kPa değerinde  $\Delta T$  değeri  $11.6$  °C; Pirinç

malzeme için  $N = 2$  ve  $P_i = 150$  kPa değerinde  $\Delta T$  değeri  $12.4$   $^{\circ}\text{C}$ ; Alüminyum malzeme için  $N = 2$  ve  $P_{gir} = 150$  kPa değerinde  $\Delta T$  değeri  $12.8$   $^{\circ}\text{C}$ ; olarak ölçülmüştür (Şekil 18).

### 3.2 RHVT'lerde Ekserji Analizine Ait Bulgular

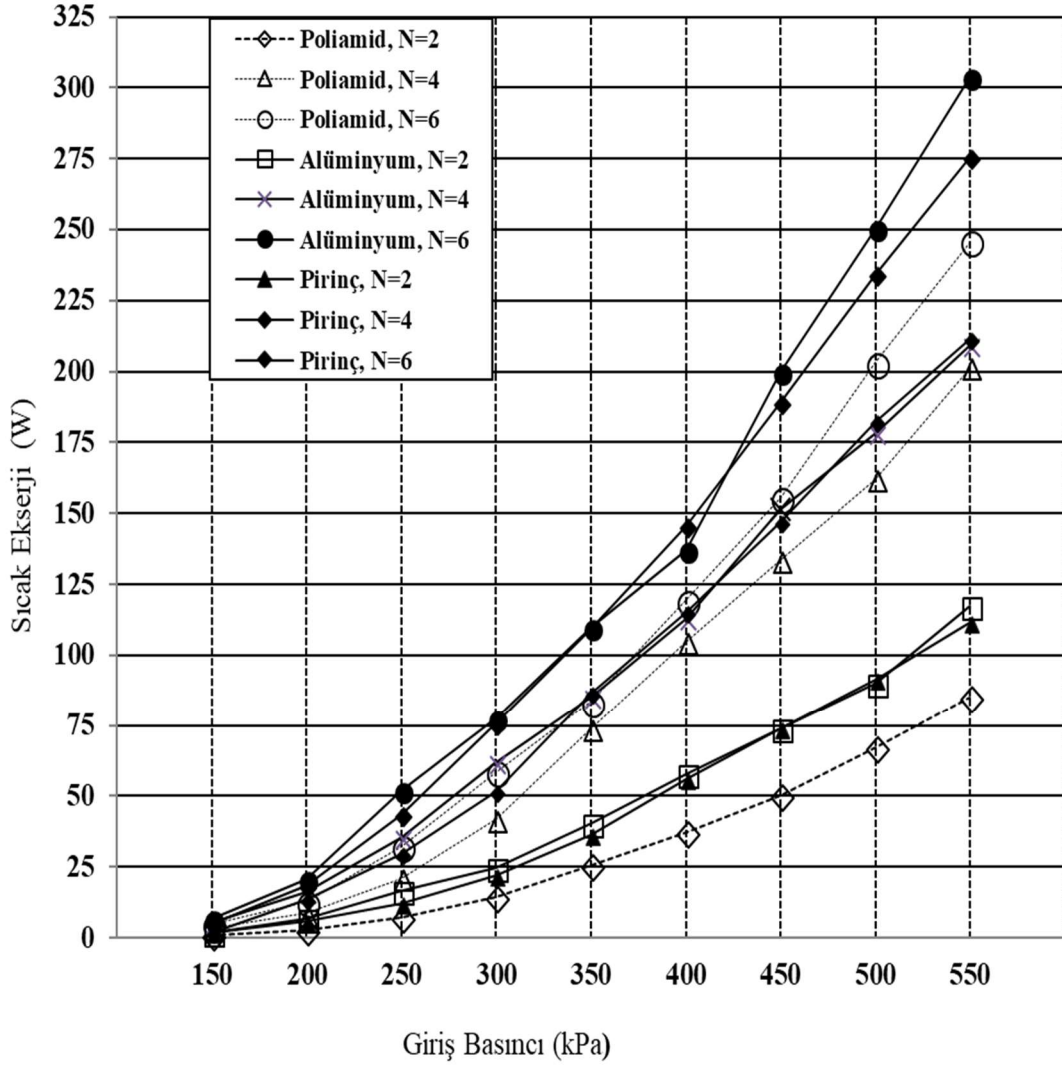
Deneysel sistemde kullanılan Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaralarında 150 kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem 2.13 kullanılarak hesaplanan, deneysel sistemin soğuk akış tarafından çıkan ekserji ( $E_c$ ) değerleri Şekil 19'de verilmiştir.



Şekil 19: N = 2, 4, 6; Giriş Basıncı için  $E_c$  değişimi

Şekil 19 incelendiğinde, en düşük  $E_c$  değeri, Poliamid malzemeden üretilmiş 2 numaralı nozulda  $P_i = 150$  kPa basıncında, 0.28 W'tır. En yüksek  $E_c$  değeri ise Alüminyum malzemeden üretilmiş 6 numaralı nozulda  $P_i = 550$  kPa basıncında, 191.3 W'tır. Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4 ve 6 orfisli nozzullar için basınç değeri arttıkça  $E_c$  değerinin de arttığı görülmektedir.

Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaralarında 150 kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem 2.15 kullanılarak hesaplanan, deneysel sistemin sıcak akış tarafından çıkan ekserji ( $E_h$ ) değerleri Şekil 20'de verilmiştir.

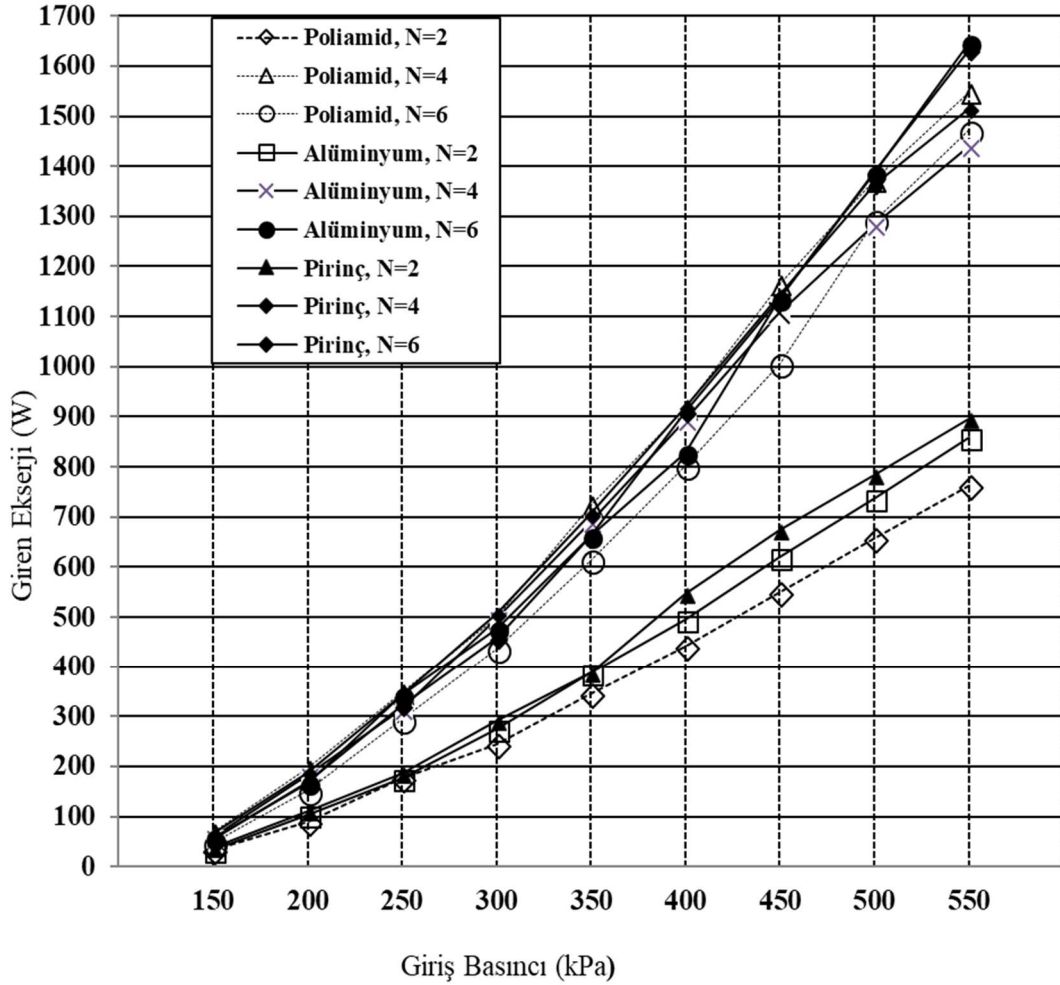


Şekil 20: N = 2, 4, 6; Giriş Basıncı için  $E_h$  değişimi

Şekil 20 incelendiğinde, en düşük  $E_h$  değeri, Poliamid malzemeden üretilmiş 2 orfisli nozulda  $P_i = 150$  kPa basıncında,  $0.85$  W'tır. En yüksek  $E_h$  değeri ise Alüminyum malzemeden üretilmiş 6 orfisli nozulda  $P_i = 550$  kPa basıncında,  $303.9$  W'tır. Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaraları için basınç değeri arttığı zaman  $E_h$  değerinin de arttığı görülmektedir.

Deneysel sistemde kullanılan Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaralarında 150 kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla,

denklem 2.17 kullanılarak hesaplanan, deneysel sistemin soğuk akış tarafından çıkan ekserji ( $E_0$ ) değerleri Şekil 21’de verilmiştir.

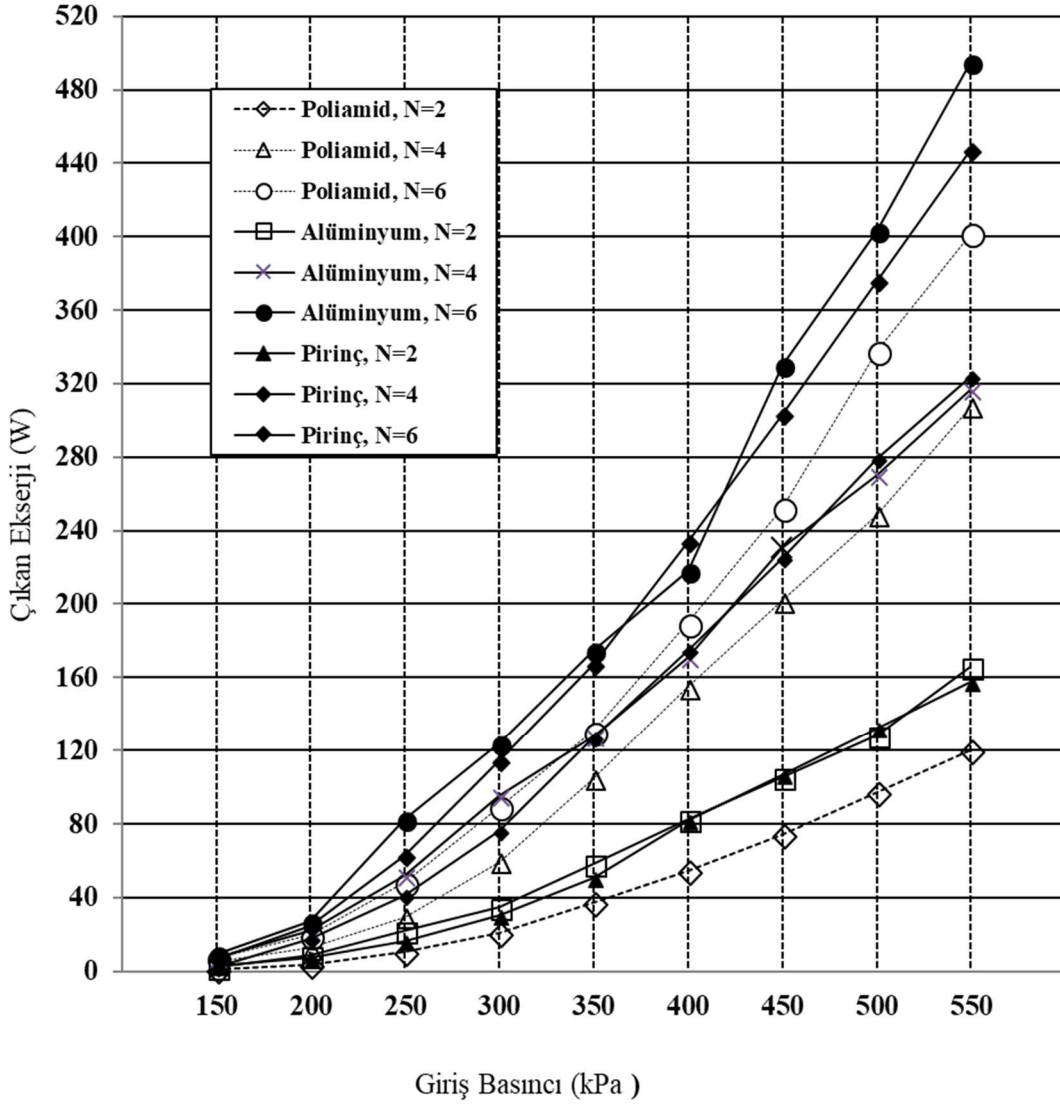


Şekil 21: N = 2, 4, 6; Giriş Basıncı için  $E_i$  değişimi

En düşük  $E_i$  değeri, Poliamid malzemeden üretilmiş 2 orfisli nozulda  $P_i = 150$  kPa basıncında, 34.33 W iken, en yüksek  $E_i$  değeri ise Alüminyum malzemeden üretilmiş 6 numaralı nozulda  $P_i = 550$  kPa basıncında, 1648 W olduğu Şekil 21 görülmektedir. Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaraları için basınç değeri arttıkça  $E_i$  değerinin de arttığı görülmektedir (Şekil 21).

Deneysel sistemde kullanılan Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaralarında 150 kPa’dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem 2.18 kullanılarak hesaplanan, deneysel sistemin soğuk akış tarafından çıkan ekserji ( $E_0$ ) değerleri Şekil 22’de verilmiştir.

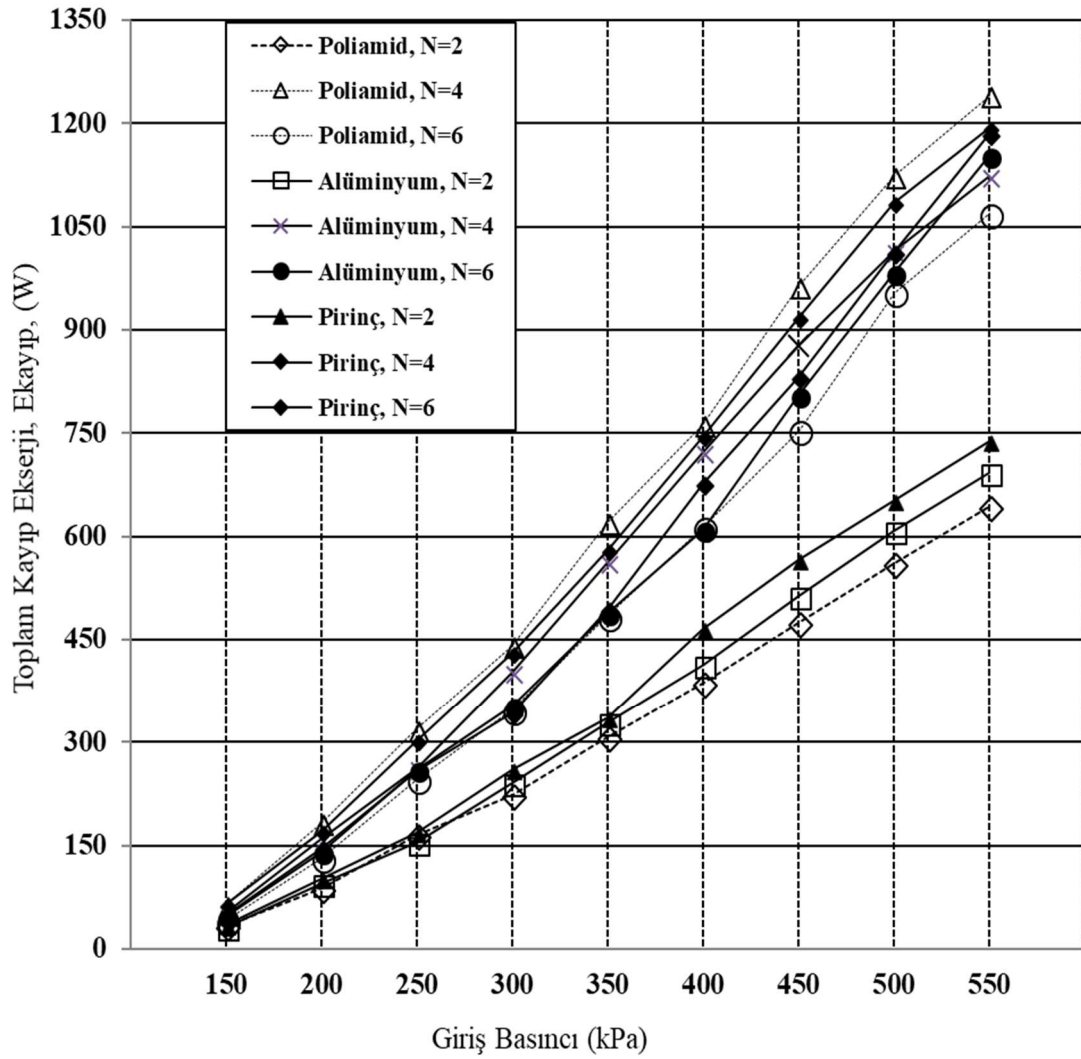




Şekil 22: N= 2, 4, 6; Giriş Basıncı için  $E_0$  değişimi

Şekil 22 incelendiğinde, en düşük  $E_0$  değeri, Poliamid malzemenen üretilmiş 2 orfslı nozulda  $P_i = 150$  kPa basıncında, 1.13 W'tır. En yüksek  $E_0$  değeri ise Alüminyum malzemenen üretilmiş 6 orfslı nozulda  $P_i = 550$  kPa basıncında, 495.3 W'tır. Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemenen üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaraları için basınç değeri arttığı zaman  $E_0$  değerinin de arttığı görülmektedir.

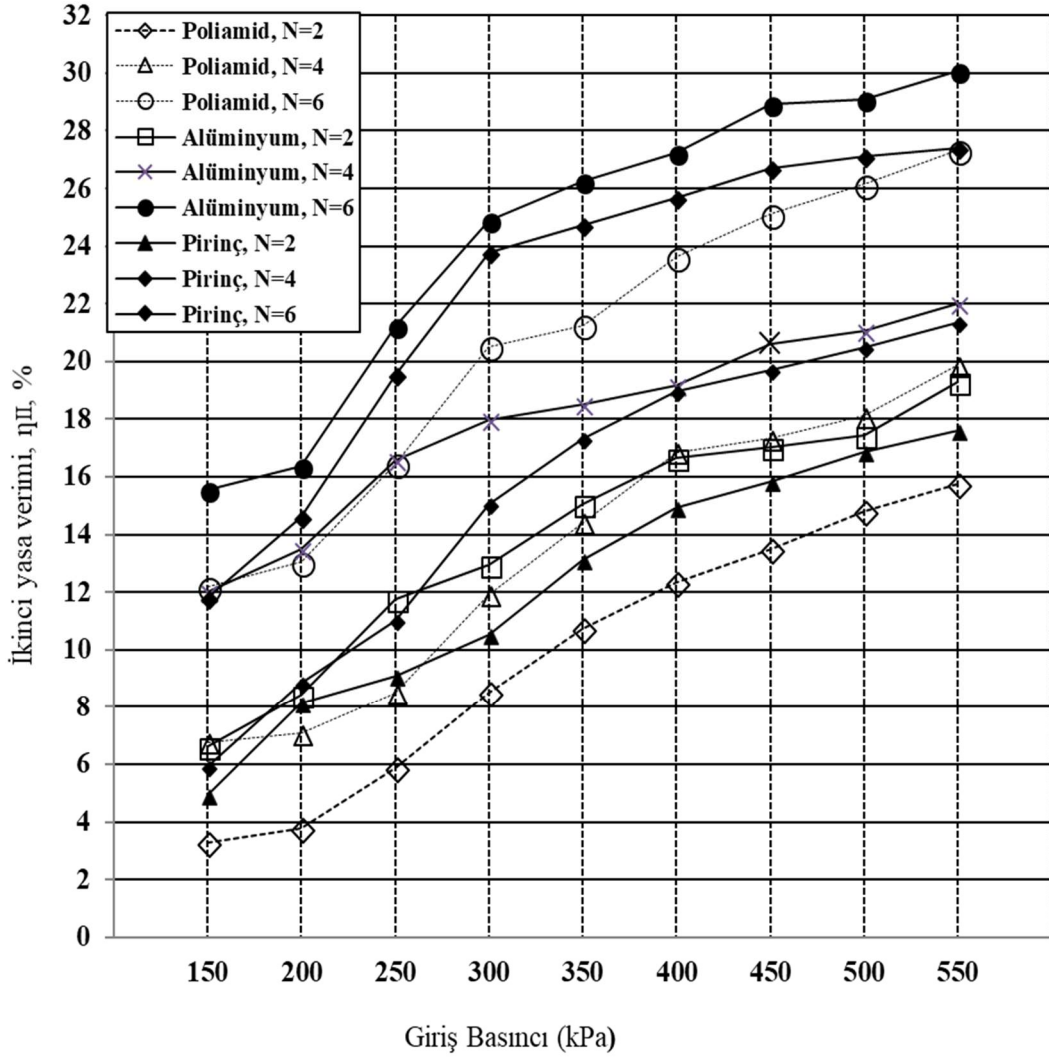
Deneysel sistemde kullanılan Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemenen üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaralarında 150 kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem 2.19 kullanılarak hesaplanan, deneysel sistemin soğuk akış tarafından çıkan ekserji ( $E_i$ ) değerleri Şekil 23'de verilmiştir.



Şekil 23: N= 2, 4, 6; Giriş Basıncı için  $E_1$  değişimi

Şekil 23 incelendiğinde, en düşük  $E_1$  değeri, Alüminyum malzemenen üretilmiş 2 orfisli nozulda  $P_i = 150$  kPa basıncında, 31.46 W'tır. En yüksek  $E_1$  değeri ise Poliamid malzemenen üretilmiş 4 orfisli nozulda  $P_i = 550$  kPa basıncında, 1240 W'tır. Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemenen üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaraları için basınç değeri arttığı zaman  $E_1$  değerinin de arttığı görülmektedir.

Deneysel sistemde kullanılan Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemenen üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaralarında 150 kPa'dan 55 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem 2.20 kullanılarak hesaplanan, deneysel sistemin İkinci yasa verimi ( $\eta_{II}$ ) değerleri Şekil 24'de verilmiştir.



Şekil 24: N = 2, 4, 6; Giriş Basıncı için  $\eta_{II}$  değişimi

Şekil 24 incelendiğinde,  $\eta_{II}$  en düşük değeri, Poliamid malzemeden üretilmiş 2 orfislilikte  $P_i = 150$  kPa basıncında, % 3.29'dur. En yüksek  $\eta_{II}$  değeri ise Alüminyum malzemeden üretilmiş 6 orfislilikte  $P_i = 550$  kPa basıncında, %30.06'dır. Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 2, 4 ve 6 nozul numaraları için basınç değeri arttıkça  $\eta_{II}$  değerinin de arttığı görülmektedir.

Tablo 1'de Polyamid, pirinç ve alüminyum malzemelerinden yapılmış olan N = 2,4,6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava kullanıldığı ve 150 kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, çıkıştaki toplam ekserjinin ( $E_o$ ) girişteki toplam ekserjiye ( $E_i$ ) oranı olan ve ikinci yasa verimi olarak adlandırılan ( $\eta_{II}$ ) değerler verilmiştir (Denklemler 2.20).

Tablo 1: Polyamid, Pirinç, Alüminyum için  $N = 2,4,6$  ve  $P_i = 150-550$  kPa da ikinci yasa verimi( $\eta_{II}$ )

N=	2			4			6		
Verim=	$(\eta_{II})\%$			$(\eta_{II})\%$			$(\eta_{II})\%$		
Pgir(kPa)	Polyamid	Pirinç	Alüminyum	Polyamid	Pirinç	Alüminyum	Polyamid	Pirinç	Alüminyum
150	3,289	4,93	6,598	6,759	5,92	11,994	12,176	11,8	15,564
200	3,791	8,14	8,416	7,068	8,85	13,492	13,052	14,6	16,356
250	5,877	9,06	11,768	8,497	11	16,575	16,434	19,6	21,238
300	8,492	10,5	12,951	11,904	15	17,976	20,515	23,8	24,896
350	10,737	13,1	15,061	14,426	17,3	18,509	21,264	24,7	26,238
400	12,331	14,9	16,637	16,861	19	19,153	23,62	25,7	27,236
450	13,492	15,8	17,031	17,319	19,7	20,625	25,102	26,7	28,937
500	14,824	16,9	17,46	18,111	20,5	21,041	26,132	27,1	29,083
550	15,759	17,6	19,303	19,875	21,3	21,997	27,334	27,4	30,059

Tablo 1 incelendiğinde, alüminyum, poliamid ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan  $N=6$  için  $\eta_{II}$  değerleri incelendiğinde, en yüksek  $\eta_{II}$  değeri, hızın ve kütleysel debinin en düşük değeri olan  $P_i = 550$  kPa giriş basıncında, alüminyum malzemedan yapılmış olan  $N=6$  ve oksijen için %30.059 olarak görülmüştür. En düşük  $\eta_{II}$  değeri ise polyamid malzemedan yapılmış olan  $N=2$  ve  $P_{gir} = 150$  kPa değerinde %3.289 olduğu görülmektedir.

Yapılan bu çalışma, literatür incelendiğinde ile kıyaslandığında bire bir benzer bir çalışma bulunmamaktadır. Ancak literatürde yapılan çalışmalar incelendiğinde bir adet RHVT ile yapılan çalışmalar mevcuttur. Bu mevcut çalışmalarda biri ise 2008 yılında Kırmacı'nın yaptığı çalışmada 6 nozullu polyamid malzeme ile yapılan deney dataları ile bu çalışmada, kullanılan polyamid malzemedan üretilen nozullar ile elde edilen deneysel datalar kıyaslanarak tartışılmıştır. Kırmacı (2008), yaptığı deneysel çalışmada, iç çapı 11mm, gövde uzunluğu 160 mm olan bir adet RHVT'de, polyamid malzemedan ürettiği 6 nozulda, 200 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 100 kPa aralıklarla hava, karbondioksit, azot, argon ve karışım gazını soğutma – ısıtma performanslarını deneysel olarak incelemiştir. Kırmacı 2008 yılında yaptığı çalışmada en düşük  $T_c$  sıcaklığın hava da  $N=6$  ve  $P_i = 700$  kPa basıncında 271.055 K; en yüksek  $T_h$  sıcaklığı hava da  $N=6$  ve  $P_i = 700$  kPa basıncında 331.70 K; en yüksek  $\Delta T$  hava ise  $N=6$  ve  $P_i = 700$  kPa giriş basıncında 40.8 K olduğunu bulmuştur.

Bu mevcut çalışmalardan bir diğeri ise 2009 yılında Kırmacı'nın yaptığı çalışmada kullanılan 2, 4 ve 6 nozullu polyamid malzemeden elde edilen deney dataları ile bu çalışmada, kullanılan polyamid malzemeden üretilen nozullar ile elde edilen deneysel datalar kıyaslanarak tartışılmıştır. Kırmacı (2009), yaptığı deneysel çalışmada, iç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 150 mm olan bir adet RHVT'de, polyamid malzemeden ürettiği 2, 3, 4, 5 ve 6 nozulu sayılarda, 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hava ve oksijen akışkanlarını kullanarak, soğutma – ısıtma performanslarını ve ekserji analizini deneysel olarak incelemiştir. Kırmacı yaptığı çalışmada, en düşük  $T_c$  sıcaklığın hava da  $N=2$  ve  $P_i = 700$  kPa basıncında 263.15 K; en yüksek  $T_h$  sıcaklığı hava da  $N=2$  ve  $P_i = 400$  kPa basıncında 302.76 K,; en yüksek  $\Delta T$  hava ise  $N=2$  ve  $P_i = 700$  kPa giriş basıncında 39.6 K; en yüksek  $E_i$  hava da  $N=6$  ve  $P_i = 700$  kPa basıncında 320 W; en yüksek  $E_l$  hava da  $N=6$  ve  $P_i = 700$  kPa basıncında 270 W olduğunu bulmuştur.

Yukarıda belirtilen çalışmalar ile kıyaslandığında, yaptığım çalışmada ise en düşük  $T_c$  sıcaklığın hava da  $N=6$  ve  $P_i = 550$  kPa basıncında 257.85 K,; en yüksek  $T_h$  sıcaklığı hava da  $N=6$  ve  $P_i = 550$  kPa basıncında 312.75 K,; en yüksek  $\Delta T$  hava da  $N=6$  ve  $P_i = 550$  kPa giriş basıncında 54.9 K; en yüksek  $E_i$  hava da  $N=6$  ve  $P_i = 550$  kPa basıncında 1471 W; en yüksek  $E_l$  hava da  $N=6$  ve  $P_i = 550$  kPa basıncında 1069 W olduğunu bulmuştur. Yapılan bu çalışmalardaki deneysel veriler kıyaslandığında  $T_c$ ,  $T_h$ ,  $\Delta T$  ve ekserji bakımından kıyaslandığında iki adet karşıt akışlı RHVT paralel bağlı olarak kullanımının daha verimli olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir.

## BÖLÜM 4

### SONUÇ VE ÖNERİLER

Deneyssel olarak yapılan bu çalışmada, vorteks tüpünde, sabit ( $y_c$ ) oranında, 150 kPa'dan 550 kPa'a kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve çıkan soğuk ve sıcak akışkan sıcaklık performansları incelenmiş ve ekserji analizi yapılmıştır.

Yapılmış olan deneyssel çalışmanın sonucunda;

1. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 4 ve 6 nozul sayılarında (N), Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeler kullanılarak  $P_i = 150$  kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, elde edilen en düşük soğuk akışkan sıcaklıkları ( $T_c$ ) incelendiğinde Alüminyum için  $N = 6$  ve  $P_i = 55$  kPa da  $T_c = -17,9$  °C olarak ölçülmüştür. Bütün nozullerde en düşük  $T_c$  değeri 150-550 kPa basınç değerleri arasında ölçülmüş ve bundan sonra basınç değeri arttırıldığı zaman,  $T_c$  değerinin arttığı görülmektedir
2. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 4 ve 6 nozul sayılarında (N), Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeler kullanılarak  $P_i = 150$  kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, elde edilen en yüksek sıcak akışkan sıcaklıkları ( $T_h$ ) incelendiğinde Alüminyum için  $N = 6$  ve  $P_i = 550$  kPa da  $T_h = 40,7$ °C
3. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 4 ve 6 nozul sayılarında (N), Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeler kullanılarak  $P_i = 150$  kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpü soğuk akım tarafından çıkan ekserji ( $E_c$ ) değerleri incelendiğinde;

En düşük  $E_c$  değerlerinin, Poliamid için  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında, 0,279 W olduğu, Pirinç için  $E_c$  değerinin ise  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında 0,460 W olduğu, Alüminyum için  $E_c$  değerinin ise  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında 0,577 W olduğu görülmüştür.

En yüksek  $E_c$  değerlerinin, Poliamid için  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 156,2 W olduğu, Pirinç  $E_c$  değeri  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 171,5 W olduğu görülmüştür. Alüminyum  $E_c$  değeri  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 191,3 W olduğu görülmüştür.  $E_c$  değerinin de arttığı görülmüştür.

4. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 4 ve 6 nozul sayılarında ( $N$ ), Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeler kullanılarak  $P_i=150$  kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpü sıcak akım tarafından çıkan ekserji ( $E_h$ ) değerleri incelendiğinde;

En düşük  $E_h$  değerlerinin, Poliamid için  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında, 0,829 W olduğu, Pirinç için  $E_h$  değerinin ise  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında 1,425 W olduğu, Alüminyum için  $E_h$  değerinin ise  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında 1,645 W olduğu görülmüştür.

En yüksek  $E_h$  değerlerinin, Poliamid için  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 245,78 W olduğu, Pirinç  $E_h$  değeri  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 275,55 W olduğu görülmüştür. Alüminyum  $E_h$  değeri  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 303,91 W olduğu görülmüştür.  $E_h$  değerinin de arttığı görülmüştür.

5. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 4, 6 nozul sayılarında ( $N$ ), Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeler kullanılarak  $P_i=150$  kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpü giren ekserji ( $E_i$ ) değerleri incelendiğinde ;

En düşük  $E_i$  değerlerinin, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan Poliamid için  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında, 34,32 W olduğu, Pirinç için  $E_i$  değerinin ise  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında 38,23 W olduğu, Alüminyum için  $E_i$  değerinin ise  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında 39,68 W olduğu görülmüştür.

En yüksek  $E_i$  değerlerinin ise Poliamid için  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 1470 W olduğu, Pirinç için  $E_i$  değerinin ise  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 1632 W olduğu, Alüminyum için  $E_i$  değerinin ise  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 55$  kPa basıncında 1647 W olduğu görülmüştür.  $E_i$  değerinde basınç ve orifiz sayısı arttıkça arttığı tespit edilmiştir

6. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan olarak hava, 2, 4 ve 6 nozul sayılarında (N), Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeler kullanılarak  $P_i = 150$  kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpü çıkan ekserji ( $E_0$ ) değerleri incelendiğinde;

En düşük  $E_0$  değerlerinin, hıza ve kütlesel debinin en düşük değeri olan Poliamid için  $N=2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında, 1,128 W olduğu, Pirinç için  $E_0$  değerinin ise  $N=2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında 1,886 W olduğu, Alüminyum için  $E_0$  değerinin ise  $N=2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında 2,222 W olduğu görülmüştür.

En yüksek  $E_0$  değerlerinin ise Poliamid için  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 402,06 W olduğu, Pirinç için  $E_e$  değerinin ise  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 447,13 W olduğu, Alüminyum için  $E_0$  değerinin ise  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 495,21 W olduğu görülmüştür.  $E_0$  değerinde basınç ve orifiz sayısı arttıka arttığı tespit edilmiştir.

7. Vorteks tüpü girişinde basınçli akışkan olarak hava, 2, 4 ve 6 nozul sayılarında (N), Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeler kullanılarak  $P_i = 150$  kPa dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpü çıkan ekserji ( $E_1$ ) değerleri incelendiğinde;

En düşük  $E_1$  değerlerinin, hıza ve kütlesel debinin en düşük değeri olan Poliamid için  $N=2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında, 33,194 W olduğu, Pirinç için  $E_1$  değerinin ise  $N=2$  sayısında,  $P_i= 150$  kPa basıncında 36,353 W olduğu, Alüminyum için  $E_1$  değerinin ise  $N=2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında 31,459 W olduğu görülmüştür.

En yüksek  $E_1$  değerlerinin ise Poliamid için  $N = 4$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 1240,13 W olduğu, Pirinç için  $E_i$  değerinin ise  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 1185,41 W olduğu, Alüminyum için  $E_1$  değerinin ise  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında 1152,30 W olduğu görülmüştür.  $E_i$  değerinde basınç ve orifiz sayısı arttıka arttığı tespit edilmiştir. En fazla kayıp poliamid de olduğu tespit edilmiştir.



8. Vorteks tüpü girişinde basınçlı akışkan hava, 2, 4 ve 6 nozul sayılarında ( $N$ ),  $P_i = 150$  kPa'dan 550 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla hesaplanan, vorteks tüpü çıkışındaki toplam ekserjinin ( $E_0$ ) girişindeki toplam ekserjiye ( $E_i$ ) oranı olan ve ikinci yasa verimi olarak adlandırılan ( $\eta_{II}$ ) değerleri incelendiğinde;

En düşük ( $\eta_{II}$ ) değerlerinin, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan Poliamid için  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında, %3,289 olduğu, Pirinç için ( $\eta_{II}$ ) değerinin ise  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında %4,932 olduğu, Alüminyum için ( $\eta_{II}$ ) değerinin ise  $N = 2$  sayısında,  $P_i = 150$  kPa basıncında %6,598 olduğu görülmüştür.

En yüksek ( $\eta_{II}$ ) değerlerinin ise Poliamid için  $N = 4$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında %27,334 olduğu, Pirinç için ( $\eta_{II}$ ) değerinin ise  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında %27,888 olduğu, Alüminyum için ( $\eta_{II}$ ) değerinin ise  $N = 6$  sayısında,  $P_i = 550$  kPa basıncında %30,059 olduğu görülmüştür. ( $\eta_{II}$ ) değerinde basınç ve orifiz sayısı arttıkça arttığı tespit edilmiştir.

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

Elde edilen değerler neticesinde alüminyum malzemenin veriminin yüksek olduğu tespit edilmiştir ve orifiz sayısı arttıkça verimin arttığı tespit edilmiştir. Bu sonuçtan dolayı daha yüksek basınç ve daha fazla orifiz sayısı ile testler yapılabileceği tesbit edilmiştir.

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 artırılması nedeniyle, vorteks tüpün ekserji verimliliğinin (Tablo 1) de performansının 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., 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.
- Aydın, O., ve Baki, M., (2006). An Experimental Study on the Design Parameters of a Counterflow Vortex Tube, *Energy*, 31, 2763-2772.
- Azarov, A. I., (1998). Qulaimetric Method of Comprasion of Refrigerating Systems According To The Totality of Their Technological and Operational Characteristics, *Int Conf. Resourcessaving In Foodindustry*, 143 – 144.
- Azarov, A. I., (2004). Ways of İmproving Commercial Vortex Tubes, *Chemicaland Petroleum Engineering*, 40 (7-8), 411-416.
- Azarov, A.I., (2007). Modular multi-chambers vortex tubes. Available at [<https://ecoteco.ru/id158/>].
- Azeez, N.T., Al-Barwari, R.R., Talabani, Z.J., (2010). An Experimental Investigation of The Geometric Parameters on The Performance for The Counter-Flow Vortex Tubes, *International Conference on Mechanical and Electrical Technology*, 467-470.
- Balmer, R., (1988). Pressure Driven Ranque-Hilsch Temperature Separation in Liquids, *Journal Of Fluids Engineering-Trans. of Asme*, 110, 2, Pp.161-164. 60
- 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.
- Cebeci, İ., (2013). Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Hava Oksijen Akışlarının Farklı Nozullarda Enerji-Ekserji Analizlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi, Bartın Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bartın*
- Cockerill, T. T., (1998). Thermodynamics and Fluid Mechanics of A Ranque-Hilsch Vortex Tube, *Phd Thesis, University of Cambridge*.
- Danış, A., (2010). Kas Kuvveti İle Çalıştırılan Vorteks Tüplerinin Soğutma-Isıtma Amaçlı Kullanılmasında Performans Analizi, *Yüksek Lisans Tezi, Karabük Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Karabük*

- Dincer, K., Başkaya, Ş., (2009). Ekserji Analiz Metoduyla Karşıt Akışlı Ranque Hilsch Vorteks Tüpün Tapa Açısının Ekserji Verimliliğine Etkisinin Değerlendirilmesi, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak. Der.*, Cilt 24, No 3, 533-538.
- Diğer, K., (2011). Experimental investigation of the effects of threefold type Ranque–Hilsch vortex tube and six cascade type Ranque–Hilsch vortex tube on the performance of counter flow Ranque–Hilsch vortex tubes, *Gazi Üniv. Müh. Mim. Fak.* Ankara
- Gao, C. M., Bosschaart, K. J., Zeegers, J. C., de Waele, A.T.A.M. (2005). Experimental Study on A Simple Ranque-Hilsch Vortex Tube, *Cryogenics*, 45, 173-183.
- Kaçmaz, H., (2010). Bir Vorteks Tüpünde Farklı Gazların Isıl Ve Akış Performanslarının Sayısal İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi, Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri
- 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 Isıtma–Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak Karşılaştırılması, *Saü Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi* 10. Cilt, 2. Sayı S. 39-44.
- Kırmacı, V., (2007). Altı Nozullu Vorteks Tüpünün Soğutma–Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi, *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–Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi, *Fırat Üniv. Fen Ve Müh. Bil. Dergisi* 20 (2), 345-354.
- Kırmacı, V., Uluer, O. (2008). The effects of orifice nozzle number on heating and cooling performance of vortex tubes: an experimental, *Instrumentation Science and Technology*, Vol. 32, N.5 493–502.
- Kırmacı, V. Uluer, O., ve 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. 62.
- Köse, D. (2014). Doğal gaz basınç düşürme istasyonlarında enerji geri kazanımının teknik ve ekonomik analizi, *Yüksek Lisans Tezi, Trakya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü*, Edirne.

- Lewins, J, Bejan, A., (1999). Vortex Tube Optimization Theory, *Energy*, 24, 931-43.
- Markal, B., (2010). Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Enerji Ayırışmasının Deneysel Ve Termodinamik İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi, Karadeniz Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Trabzon*
- 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.
- Selek, M., Taştemir., S, Dinçer., K, Başkaya, T. (2011). Experimental examination of the cooling performance of Ranque-Hilsch vortex tube on the cutting tool nose point of the turret lathe through infrared thermography method, *International Journal of Refrigeration*, Vol.34, N.3 807–1815.
- 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 İle 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.
- Promvongse, P., Eiamsa-Ard S. (2005). Investigation On The Vortex Thermal Separation In A Vortex Tube Refrigerator, *Science Asia*, 31, 215-223. 63
- Saidi, M.H., Yazdi, R.A., (1999). Exergy Model of A Vortex Tube System With Experimental Results, *Energy*, 24, 625-632.
- Saidi, M.H., Valipour M.S., (2003). Experimental Modeling of Vortex Tube Refrigerator, *Applied Thermal Engineering*, 23, 1971-1980.
- Singh, P.K., Tathgir, R.G., Gangacharyulu, D., and Grewal G.S., (2004). An Experimental Performance Evaluation of Vortex Tube, *Ice (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.
- URL-1. <http://www.exair.com>, Exair Corporation Vortex Tubes and Spot Cooling Products.

- URL-2. [https://ssl.arcor-secure.de/filtan.de/ENGLISH/VTS\\_A.htm](https://ssl.arcor-secure.de/filtan.de/ENGLISH/VTS_A.htm), The Vortex Tube Separator
- Xue, Y, ve Arjomandi, M. (2008). The Effect of Vortex Angle on the Efficiency of the Ranque-Hilsh Vortex Tube, *Exp. Thermal and Fluid Science*, 33, 54-57.
- Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M., Karşlı, S. (2006a). Vorteks Tüpleri: 1 Teknolojik Gelişim, *Mühendis Ve Makina*, 47 (553), 46-54.
- Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M., Karşlı, S. (2006b). Vorteks Tüpleri: 2 Enerji Ayırma Mekanizması Ve Performans Karakteristikleri, *Mühendis Ve Makina*, 47 (554), 42-51.
- Yılmaz, M., Kaya, M., Karagöz, Ş., 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. (2007c). Vorteks Tüplerin Soğutma Tekniğinde Kullanılması, *Tübitak Proje No: 105m028*, Ankara.
- Yüksel, S., (2014). Cnc Tornalamada Vorteks Tüplü Soğutma Sistemi Performansının İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul*

## ÖZGEÇMİŞ

### Kişisel Bilgiler

Adı Soyadı : Fahrettin GÜNVER  
Doğum Yeri ve Tarihi : Malatya 03.08.1978

### Eğitim Durumu

Lisans Öğrenimi : Fırat Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği Bölümü  
Bartın Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü  
Yüksek Lisans Öğrenimi : Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği AnaBilim Dalı  
Bildiği Yabancı Diller :  
Bilimsel Faaliyet/Yayımlar : Makaleler

Kaya H., Günver F., Kırmacı V. (2018). “Experimental Investigation of Thermal Performance of Parallel Connected Vortex Tubes with Various Nozzle Materials”, Applied Thermal Engineering, 136, 287-292, (2018)

#### Bildiriler

Kaya H., Eren H., Günver F., Kırmacı V. (2018). “Comparison of Performances of Parallel And Serial Connected Counter Flow Rangué-Hilsch vortex Tubes System Experimentally”, Proceeding book, 2nd International Conference on Engineering Technology and Innovation, Budapeste, HUNGARY (2018)

Kaya H., Günver F., Kırmacı V. (2017) “An Investigation Performance Analysis of Parallel Connected Two Counter Flow Rangué-Hilsch Vortex Tubes With Made of Bronzed Teflon And Steel Nozzles”, Proceeding book, 2nd International Conference on Material Science and Technology in Cappadocia, Nevşehir, TURKEY (2017)

Kaya H., Günver F., Kırmacı V. (2017) “Paralel Bağlı Karşıt Akışlı Rangué-Hilsch Vorteks Tüplerinde Farklı Sayı Ve Malzemelerdeki Nozulların Enerji-Ekserji Analizlerinin İncelenmesi” 1. Uluslararası Türk Dünyası Mühendislik ve Fen Bilimleri Kongresi Bildiriler Kitabı,

1. Uluslararası Türk Dünyası Mühendislik ve Fen Bilimleri Kongresi, Antalya, TÜRKİYE, 616-625, (2017)

Kaya H., Günver F., Kırmacı V. (2018) “Tek Ve Seri Bağlı Karşıt Akışlı Rangu-Hilsch Vorteks Tüp Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi”, The Internatinonal Conference on Materials Science, Mechanical and Automotive Engineerings and Technology in ÇEŞME/İZMİR, (IMSMATEC’18), April 10-12 (2018)

Kaya H., Günver F., Kırmacı V. (2018) “Akışkan Olarak Oksijen Kullanılan Tek Ve Seri Bağlı Karşıt Akışlı Rangu-Hilsch Vorteks Tüp Sisteminin Performansının Deneysel Olarak Karşılaştırılması”, The Internatinonal Conference on Materials Science, Mechanical and Automotive Engineerings and Technology in ÇEŞME/İZMİR, (IMSMATEC’18), April 10-12 (2018)

Aldığı Ödüller :

### **İş Deneyimi**

Stajlar :

Projeler ve Kurs Belgeleri :

Çalıştığı Kurumlar : Mert İplik A.Ş  
Tan Otomotiv Ltd. Şti  
İsotek Mak.  
Hpt Hidrolik Ltd. Şti  
Statik Hidrolik Ltd. Şti

**İletişim** : 05358258017

E-Posta Adresi : fgunver42@gmail.com

**Tarih** : 09/05/2018 (Tez sınav tarihi)