



T.C.

BARTIN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KARŞIT AKIŞLI KASKAD RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜNDE
FARKLI NOZUL MALZEMELERİNDE ENERJİ-EKSERJİ
ANALİZLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

HAZIRLAYAN
ÜMİT TOPCUOĞLU

DANIŞMAN
DR. ÖĞR. ÜYESİ VOLKAN KIRMACI

BARTIN-2018



T.C.

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

**KARŞIT AKIŞLI KASKAD RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜNDE FARKLI
NOZUL MALZEMELERİNDE ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİNİN DENEYSEL
OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

HAZIRLAYAN

Ümit TOPCUOĞLU

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

Ümit TOPCUOĞLU tarafından hazırlanan “KARŞIT AKIŞLI KASKAD RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜNDE FARKLI NOZUL MALZEMELERİNDE ENRJİ-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. ETİMAD 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 “KARŞIT AKIŞLI KASKAD RANQUE-HILSCH VORTEKS TÛPÜNDE FARKLI NOZUL MALZEMELERİNDE 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

Ümit TOPCUOĞLU

ÖNSÖZ

Karşıt Akışlı Kaskad Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Farklı Nozul Malzemelerinde Enerji-Ekserji Analizleri Deneysel Olarak İncelenmesi başlıklı bu çalışma, Bartın Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı'nda, Yüksek Lisans Tezi olarak hazırlanmıştır.

Bu çalışma yapılırken “Karşıt Akışlı Kaskad Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Hava Ve Oksijen Akışkanlarının Farklı Nozul Numaralarında Enerji-Ekserji Analizlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi“ başlıklı ve 2014-FEN-A-003 proje numaralı BAP projesi kapsamında Bartın Üniversitesi BAP Koordinatörlüğünce desteklenmiş olup desteklerinden dolayı teşekkür ederim.

Bu tezde jüri üyesi olma nezaketini gösteren, tezin incelenerek hataların düzeltilmesinde değerli vakitlerini harcayan sayın hocalarım Doç. Dr. Etimad EYVAZOV'a ve Doç. Dr. Onuralp ULUER'e, şükranlarımı sunarım.

Bu çalışmanın gerçekleştirilmesinde değerli bilgilerini benimle paylaşan, beni yönlendirme ve bilgilendirmeleriyle çalışmamı bilimsel temeller ışığında şekillendiren, deney düzeneğinin kurulmasında bana yardımcı olan tez danışmanım Sayın Dr. Öğr. Üyesi Volkan KIRMACI'ya sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Ümit TOPCUOĞLU

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

KARŞIT AKIŞLI KASKAD RANQUE-HILSCH VORTEKS TÜPÜNDE FARKLI NOZUL MALZEMELERİNDE ENERJİ-EKSERJİ ANALİZLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ

Ümit TOPCUOĞLU

Bartın Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Tez Danışmanı: Dr. Öğr. Üyesi Volkan KIRMACI

Bartın-2018, sayfa: XIV + 61

Bu tez çalışmasında, 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) kullanılmış ve seri biçimde kaskad olarak birbirine bağlanarak deneysel sistem oluşturulmuştur. RHVT’de Polyamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 6 nozul kullanılmıştır. RHVT’de akışkan olarak giriş basıncı 200 kPa’dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı hava ve oksijen kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda, RHVT’de sıcak akışkan çıkış tarafındaki kontrol vanası tam açık konumda bırakılmıştır. Karşıt akışlı kaskad RHVT sisteminde oluşan enerji ayrışma olayı deneysel olarak incelenmiş ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Anahtar Kelimeler

Ranque-Hilsch vorteks tüpü; ısıtma; soğutma; ekserji analizi.

Bilim Kodu

625.04.01

ABSTRACT

M.Sc. Thesis

AN EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF DIFFERENT NOZZLE MATERIALS IN COUNTERFLOW CASCADE RANQUE-HILSCH VORTEX TUBE ON ENERGY-EXERGY ANALYSIS

Ümit TOPCUOĞLU

**Bartın University
Graduate School of Natural and Applied Sciences
Mechanical Engineering**

Thesis Advisor: Assist. Prof. Volkan KIRMACI

Bartın-2018, pp: XIV + 61

In this thesis study, inner diameter 7mm and body length 100 mm serially connected two numbers of counter flow Ranque-Hilsch vortex tubes (RHVT), which do not have any moving parts except a valve for volumetric flow adjusting, have been used as experimental system. 6 Nozzles made by polyamide, aluminum and brass material have been used. Inlet pressure of pressurized air and oxygen used as fluid material in RHVT change from 200 kPa to 600 kPa with 50 kPa intermediate value. In the experimental studies, a control valve which is on the exit side of the hot fluid in RHVT, has been kept in open position. Energy dissociation in counterflow cascade RHVT system were examined experimentally and performed exergy analysis.

Key Words

Ranque-Hilsch vortex tube; heating; cooling; exergy analysis.

Science Code

625.04.01

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa</u>
KABUL	ii
BEYANNAME	iii
ÖNSÖZ	iv
ÖZET	v
ABSTRACT	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
TABLolar DİZİNİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	xiii
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
1.1 Literatür Çalışması	2
1.1.1 Yurt İçi Çalışmaları	2
1.1.2 Yurt Dışı Çalışmaları.....	3
1.2 Vorteks Tüp	8
1.2.1 Ranque-Hilsch Vorteks Tüp Tipleri	8
1.2.1.1 Akış Karakteristiklerine Göre Ranque–Hilsch Vorteks Tüpler.....	8
1.2.1.1.1 Karşıt Akışlı Ranque – Hilsch Vorteks Tüpler.....	8
1.2.1.1.2 Paralel Akışlı Ranque – Hilsch Vorteks Tüpler	9
1.2.1.2 Tasarım Özelliklerine Göre Ranque – Hilsch Vorteks Tüpler	10
1.2.1.2.1 Adyabatik Ranque – Hilsch Vorteks Tüpler.....	10
1.2.1.2.2 Adyabatik Olmayan Ranque – Hilsch Vorteks Tüpler.....	10
1.2.2 Ranque – Hilsch Vorteks Tüplerin Uygulama Alanları.....	10
1.2.2.1 Isıtma ve Soğutma Uygulamaları	11
1.2.2.2 Gazların Sıvılaştırılmasında Kullanımı	12
1.2.2.3 Gaz Karışımlarının Ayırıştırılmasında Kullanımı	13
1.2.2.4 Gazların Kurutulmasında Kullanımı	13
1.2.2.5 Kimyasal Endüstride Kullanılması.....	14
1.2.2.6 Elektrik Üretiminde Kullanımı.....	15
1.2.2.7 Kar Üretiminde Kullanımı.....	16
1.2.2.8 Medikal Uygulamalarda Kullanımı.....	17

	<u>Sayfa</u>
1.2.2.9 Diğer Uygulama Alanları	18
1.2.2.9.1 Toz Ayırıştırıcısı Olarak Kullanımı	18
1.2.2.9.2 Ranque–Hilsch Vorteks Temizleyiciler.....	18
1.2.2.9.3 Klimalı Koltuklarda Kullanımı.....	19
1.2.2.9.4 Uygulamalı Ürün Ranque–Hilsch Vorteks Tüpler.....	19
1.2.3 Ranque–Hilsch Vorteks Tüplerinin Avantajları Ve Dezavantajları.....	21
1.2.3.1 Avantajlar.....	21
1.2.3.2 Dezavantajları.....	21
1.3 Ranque–Hilsch Vorteks Tüplerin Konstrüksiyonu Ve Çalışma Prensibi.....	22
1.3.1 Ranque–Hilsch Vorteks Tüplerin Konstrüksiyonu	22
1.3.1.1 Gövde.....	22
1.3.1.1.1 Çelik Gövde	23
1.3.1.1.2 Pirinç Gövde.....	23
1.3.1.1.3 Perspeks Gövde	23
1.3.1.2 Gövde Malzemesinin Tüp Performansına Etkisi	23
1.3.1.3 Giriş Lüleleri	25
1.3.1.4 Soğuk Uç Orifisi.....	26
1.3.1.5 Sıcak Çıkış Valfi	26
1.3.1.6 Jeneratör	26
1.3.1.7 Filtreler.....	27
1.3.1.7.1 Kurutucu	27
1.3.1.7.2 Kir Tutucu	27
1.3.1.7.3 Yağ Tutucu.....	27
1.3.1.8 Regülatörler.....	28
1.3.1.9 Susturucular	28
1.3.1.9.1 Soğuk Susturucular.....	28
1.3.1.9.2 Sıcak Susturucular.....	29
1.3.2 Ranque–Hilsch Vorteks Tüplerin Çalışma Prensibi.....	29
BÖLÜM 2 MATERYAL VE YÖNTEM.....	31
2.1 Materyal.....	31
2.1.1 Deneysel Sistem	31

	<u>Sayfa</u>
2.1.2 Deneylerde Kullanılan Ölçüm Cihazları.....	32
2.1.2.1 Manometre.....	32
2.1.2.2 Debimetre	32
2.2 Yöntem	33
2.2.1 RHVT Analizi.....	33
2.2.2 RHVT’lerde Ekserji Analizi	35
BÖLÜM 3 BULGULAR VE TARTIŞMA.....	38
3.1 RHVT Analizine Ait Bulgular.....	38
3.2 RHVT’lerde Ekserji Analizine Ait Bulgular	44
BÖLÜM 4 SONUÇ VE ÖNERİLER	52
KAYNAKLAR	56
ÖZGEÇMİŞ	61

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil No	Sayfa No
1. Fröhlingsdorf ve Unger'in CFX çözümünden oluşturduklar hız profilleri	5
2. Saidi ve Valipour'un çalışmalarında kullandıkları vorteks tüp.....	5
3. Ranque-Hilsch tüpün şematik görünümü.....	6
4. Aljuwayhel vd. çalışmalarında kullandıkları vorteks tüp geometrisi.....	6
5. Karşıt akışlı Ranque–Hilsch vorteks tüp	9
6. Paralel akışlı Ranque–Hilsch vorteks tüp	9
7. Adyabatik olmayan Ranque–Hilsch vorteks tüp.....	10
8. Ranque–Hilsch Vorteks tüplü kaskad sistem.....	13
9. Ranque–Hilsch vorteks tüp separatörü.....	14
10. Ranque–Hilsch vorteks tüp soğutmalı bir gaz numuneden nem alma sistemi.....	15
11. Ranque–Hilsch Vorteks tüp tahrikli termoelektrik jeneratör	16
12. Kar üretme sistemi	17
13. Ranque–Hilsch vorteks tüp ile kar üretme	17
14. Ranque–Hilsch Vorteks temizleyici.....	19
15. Paletleyicideki kesme uçlarının soğutulması	20
16. Tıbbi tüp şekillendirme işlemlerinde kalıbın soğutulması.....	20
17. Jeneratörlü bir karşıt akışlı Ranque–Hilsch vorteks tüp	22
18. Karşıt akışlı Ranque–Hilsch vorteks tüpteki akış	30
19. Ranque–Hilsch Vorteks tüp içindeki soğuk ve sıcak akış hareketi	30
20. Denysel sistem	33
21. Hava, $N=6$, $P_i = 200 - 600$ kPa için T_c değişimleri	39
22. Hava, $N=6$, $P_i = 200 - 600$ kPa için T_h değişimleri	40
23. Hava, $N=6$ ve $P_i = 200 - 600$ kPa için $\Delta T (T_h - T_c)$ değişimleri	41
24. Oksijen, $N=6$, $P_i = 200 - 600$ kPa için T_c değişimleri	42
25. Oksijen, $N=6$, $P_i = 200 - 600$ kPa için T_h değişimleri	43
26. Oksijen, $N=6$ ve $P_i = 200 - 600$ kPa için $\Delta T (T_h - T_c)$ değişimleri	44
27. Hava ve oksijen, $N=6$ ve $P_i = 200 - 600$ kPa için, soğuk taraftan çıkan ekserji (E_c) değişimleri	45
28. Hava ve oksijen, $N=6$ ve $P_i = 200 - 600$ kPa için, sıcak taraftan çıkan ekserji (E_h) değişimleri	46

Şekil	Sayfa
No	No
29. Hava ve Oksijen, $N=6$ ve $P_i = 200-600$ kPa için, giren ekserji (E_i) değişimleri	47
30. Hava ve Oksijen, $N=6$ ve $P_i = 200 - 600$ kPa için, çıkan toplam ekserji (E_o) değişimleri	48
31. Hava ve Oksijen, $N=6$ ve $P_i = 200 - 600$ kPa için, kayıp ekserji (E_i) değişimleri. ..	49

TABLolar DİZİNİ

Tablo No	Sayfa No
1. Hava ve oksijen, $N=6$ ve $P_{gir}=200 - 600$ kPa için, ikinci yasa verimi (η_1) değişimleri.....	50

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

SİMGELER

- d : Vorteks tüp orifis çapı, (mm)
- D : Vorteks tüp iç çapı, (mm)
- E_i : Giren ekserji, (W)
- E_h : Giren ekserji, (W)
- E_c : Giren ekserji, (W)
- E_o : Çıkan ekserji, (W)
- E_l : Kayıp ekserji, (W)
- h : Entalpi, (kj/kg.K)
- n : Nozul sayısı
- η_{II} : 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_h : Sıcak Akış Basıncı, (kPa)
- P_c : Soğuk Akış Basıncı, (kPa)
- P_e : Çevre Ortam Basıncı, (kPa, P)
- P_c : Özgül ısı, (kj/kg.K)
- ΔT : Sıcak Akışın İle Soğuk Akışın Arasındaki Sıcaklık Farkı, (K) T
- T_c : Soğuk Akış Sıcaklığı, (K)
- T_h : Sıcak Akış Sıcaklığı, (K)
- T_i : Giren akışkan Sıcaklığı, (K)
- T_e : 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

Isıtma ve soğutma konusu insanoğlunun var oluşundan günümüze kadar sürekli olarak araştırmalar yapılan konulardır. Son yıllarda, kullanılan ısıtma ve soğutma sistemlerinin çevreye verdiği zararlı etkilerden dolayı alternatif ısıtma ve soğutma sistemlerine yönelmiştir. Bu alternatif ısıtma ve soğutma sistemlerinden biri de vorteks tüpleridir.

Vorteks tüpler ilk kez 1933 yılında Ranque tarafından keşfedilmiş ve 1947 yılında Hilsch tarafından geliştirilmiştir. Keşfi ve geliştirmesini yapan kişilerin isimlerinden dolayı Ranque–Hilsch vorteks tüpü (RHVT) olarak adlandırılmıştır. Sıcak çıkış tarafındaki vana hariç hareketli hiçbir parçası bulunmayan vorteks tüpler, basınçlı gaz ile çalışarak aynı anda hem ısıtma hem de soğutma elde edilen sistemdir. Ebatlarının küçük olmaları, hızlı rejim süresi, herhangi bir soğutucu akışkan ihtiyacı olmaması ve çevresel açıdan zararlı olmamaları gibi bir çok özelliklerinden dolayı RHVT'ler günümüzde bir çok soğutma ve ısıtma problemine çözüm olabilmektedirler.

Bu çalışmada, hacimsel debileri ayarlamak için bir kontrol vanası hariç hiçbir hareketli parçası bulunmayan karşıt akışlı iki adet Ranque–Hilsch vorteks tüp seri biçimde kaskad olarak birbirine bağlanarak deneysel sistem kurulmuştur. Kurulan deneysel sistemde bulunan vorteks tüp içerisinde bulunan nozullar Poliamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden imalatı yapılarak kaskad vorteks tüpün performansı incelenmiştir. Kurulan deneysel sistem üzerinde teorik ve deneysel çalışmalar yapılarak termodinamiğin 1. yasası ve 2. yasası uygulanmıştır.

Termodinamiğin 2. yasasından yararlanarak karşıt akışlı kaskad RHVT sisteminden çıkan sıcak ve soğuk akışkan sıcaklıklarının giriş basıncına göre nasıl etkilendiği, deneysel olarak incelenmiş ve ekserji analizi ile de sistemde oluşan kayıp iş ve verimi hesaplanmıştır.

1.1 Literatür Çalışması

RHVT ile yapılan çalışmalar yurt içi ve yurt dışı olmak üzere iki kısımda yapılmıştır.

1.1.1 Yurt İçi Çalışmaları

Usta vd. (2004 - 2005), yaptıkları deneysel çalışmalarda RHVT'de basınçlı akışkan olarak hava, azot, karbondioksit gazlarını kullanarak enerji ayrışmasını deneysel olarak incelemişlerdir. Bu çalışmalarında soğuk akışkanın kütlesi debisinin giriş akışkan kütle debisi oranı sabit tutularak basınçlı akışkanların giriş basıncı değiştirilerek RHVT'deki performansları incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışma sonucunda azot, karbondioksit ve oksijen gazlarının havaya göre daha yüksek performans gösterdiğini elde etmişlerdir.

Yılmaz vd. (2005), yaptığı derleme çalışmasında vorteks tüplerini sınıflandırmış, konstrüksiyonu yaparak enerji ayrışmasını incelemiştir.

Dinçer (2005), yaptığı doktora tezi çalışmasında RHVT'lerinin, uzunluğunun çapa oranını, tapa uç açısı, tapa konmuş nozul sayısı ve giriş basıncı gibi parametrelerin RHVT performansına olan etkisini incelemiştir.

Aydın ve Baki (2006), yaptıkları deneysel çalışmada, karşıt akışlı RHVT'in tasarım parametreleri ile performansını incelemişlerdir. Çalışmada basınçlı akışkan olarak hava , oksijen, azot kullanarak farklı giriş basınçlarında tüp uzunluğu, nozul çapı ve kontrol valfi açısı performanslarını deneysel olarak incelemişlerdir.

Kırmacı vd. (2006a), yaptığı çalışmada RHVT'de hava, oksijen, karbondioksit ve azot olmak üzere dört farklı akışkanı giriş basıncına göre enerji ve ekserji ayrışması olayını deneysel olarak incelemiştir.

Kırmacı vd. (2006b), yaptıkları deneysel çalışmada vorteks tüpünde meydana gelen enerji ayrışması olayını argon , karbondioksit , oksijen, azot ve hava akışkanları için incelenmiş ve ısıtma-soğutma sıcaklık performanslarını karşılaştırmışlardır.

Dinçer ve Başkaya (2009), yaptıkları deneysel çalışmada karşıt akışlı RHVT'ünü açık bir sistem kabul ederek ekserji analizini incelemişlerdir.

Markal (2010), yaptığı yüksek lisans çalışmasında RHVT'de farklı nozul geometrilerinin ve termo fiziksel parametrelerinin tüp üzerine olan etkilerini incelemiştir.

Kaçmaz (2010), yaptığı yüksek lisans çalışmasında sayısal çözümlemede giriş basıncının farklı değerlerde sabitlenmesi sıcak ve soğuk basınçların aynı anda artırılması ve ayrıca soğuk basıncın sabitlenerek sadece sıcak basınç değişimi sonucunda RHVT'nün çalışma performansı hesaplamalı akışkanlar dinamiği kullanılarak incelemiştir.

Velioğlu (2012), yaptığı yüksek lisans çalışmasında RHVT'de basınçlı akışkan olarak hava ve karbondioksit gazı kullanarak vorteks tüpünün sıcak akış tarafında bulunan tapa farklı açılarda kullanılarak deneysel olarak performansını incelemiştir. Ayrıca bu çalışmada fullent programında modelleme yapmıştır.

Şahin (2013), yaptığı yüksek lisans çalışmasında konik formlu vorteks tüplerin kullanıldığı çalışmaların sayılarının sınırlı olması sebebi ile bu alanda kaynak oluşturabilecek neticeler elde ederek çeşitli geometrik parametreler ve akış parametrelerin vorteks tüplerin performansına etkilerini incelemiştir.

Yüksel (2014), yaptığı yüksek lisans çalışmasında geleneksel soğutma yöntemlerine bir alternatif olan vorteks tüplü soğutma sistemini, tornalama uygulamalarında kullanılmış ve soğutma performansı incelenmiştir.

1.1.2 Yurt Dışı Çalışmaları

Hartnett ve Eckert (1957), yaptıkları deneysel çalışmada çapı 3 inç, uzunluğu 30 inç olan vorteks tüpünü fleksiğlastan imal etmişlerdir. 3,8 inç çapındaki 8 nozul ile çalışmışlardır. Vorteks tüpünde 10, 15 ve 20 psi giriş basıncı olarak uygulamışlardır. Vorteks tüpün gövdesine eksen boyunca 1 inç, 3 inç, 6 inç, 12 inç ve 18 inç olmak üzere 5 prob yerleştirilerek ölçümler yapmışlar ve vorteks tüpü'nün merkezindeki akış sıcaklığının düşük vorteks tüpünün cidarındaki sıcaklığın ise yüksek olduğunu belirtmişlerdir.

Deissler ve Perlmutter (1960), yaptıkları çalışmada vorteks tüpünde radyal ve aksenal akışları içeren bir oz m sunmuşlardır. Yaptıkları teorik analize dayanarak enerji ayrışma sürecinin merkezdeki akışkanın dış bölgedeki akışkan üzerine iş yaptığı sonucuna varmışlardır.

Bruun (1969), tarafından yapılan deneysel çalışmada vorteks tüpündeki ısı transferinin ve türbülans ısı taransferinin enerji ayrışmasına önemli katkılar sağladığı belirtilmiştir.

Takahama vd. (1979), yaptıkları deneysel çalışmada buharla çalışan vorteks tüpünde enerji ayrışma performansını deneysel olarak incelemişlerdir.

Takahama ve Yokosawa (1981), yaptıkları deneysel çalışmada sıcaklık ayrışma performansında hiçbir düşme olmadan vorteks tüpünün boyunu küçültmeye çalışmışlardır.

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

Nabhani (1989), yaptığı çalışmada vorteks borusundaki dönmeli akış karakterisliklerini sıcak tel manometresi kullanarak uygulamalı olarak incelemiştir.

Ahlborn vd. (1996), yaptıkları çalışmada, vorteks tüp için yeni bir model geliştirmiş ve soğuk uçtaki sıcaklık düşüşü için bir alt limit, sıcak uçtaki sıcaklık artışı için bir üst limit belirleyerek, vorteks tüpündeki ısınma ve soğumayı kinetik enerjinin artması veya azalması ile ilişkilendirmişlerdir.

Cockerill (1998), yaptığı yüksek lisans tezi çalışmasında çapı 18 ve 26 mm olan pirinç malzemeden yapılmış iki adet vorteks tüp ile çapı 24 mm olan saydam prespex vorteks tüplerdeki gaz sıvılaştırma proseslerinin ve gaz ayrışma proseslerini kullanarak radyal, teğetsel ve aksel hız dağılımlarını incelemiştir.

Fröhlingsdorf ve Unger (1999), yaptıkları çalışmada Ranque-Hilshvorteks tüpündeki enerji ayrışma olayını, sıkıştırılabilir akış için CFX kodlu programda 2 boyutlu olarak modellemiş ve çalışma sonucunda enerji ayrışmasının nedenini, soğuk gazdan sıcak gaza olan mekanik iş transferi olarak açıklamışlardır (Şekil 1).



Şekil 1: CFX çözümünden oluşturulan hız profilleri (Fröhlingsdorf ve Unger, 1999).

Choi vd. (2001), yaptıkları çalışmada CNC makinelerinde, iş parçasının ve takımın soğutulmasında soğutucu akışkan yerine vorteks tüpü kullanmıştır. Soğutmanın vorteks tüpten sağlanan soğuk hava ile yapıldığında, işlenen parçadaki yüzey pürüzlülüğün daha az olduğunu gözlemlemişlerdir.

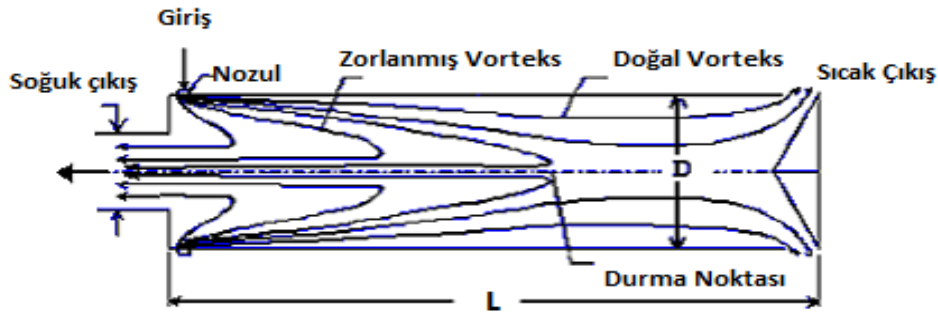
Saidi ve Valipour (2003), yaptıkları çalışmada vorteks tüp çapını $D=18\text{mm}$, vorteks tüp uzunluğunu $L=55.5*D=1000\text{ mm}$, boyutlarındaki vorteks tüpünü kullanarak, soğuk çıkış çapı, vorteks tüp girişindeki havanın nemi, gaz tipi, vorteks tüp uzunluğunun vorteks tüp çapına göre değişiminin, RHVT performansına etkisini incelemişlerdir (Şekil 2).



Şekil 2: Vorteks tüp (Saidi ve Valipour, 2003).

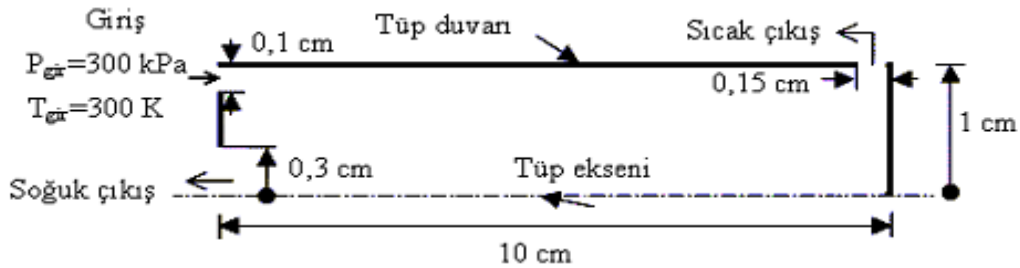
Shannak (2004), yaptığı deneysel çalışmada, vorteks tüp içerisindeki enerji ayrışma olayı ile sürtünme kayıplarını teorik ve deneysel olarak incelemiştir. Çalışmada, termodinamik özelliklere bağlı olarak havanın sıcak ve soğuk uçtan çıkış sıcaklıklarını ölçmüştür. Çalışma sonucunda, deneysel olarak elde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

Behera vd. (2005), yaptıkları çalışmada vorteks tüp içindeki akımı iki bölgeye ayırmış, soğuk akımın olduğu bölgeyi zorlanmış vorteks, sıcak akımın olduğu bölgeyi ise doğal vorteks bölgesi olarak isimlendirmişlerdir (Şekil 3).



Şekil 3: Ranque-Hilsch tüpün şematik görünümü (Behera vd., 2005).

Aljuwayhel vd. (2005), yaptıkları çalışmada Ranque-Hilschvorteks tüpünü, FLUENT kodlu bilgisayar programında, $P_{gir}=300$ kPa, $T_{gir}=300$ K, vorteks tüp gövdesinin uzunluğu $L=10$ cm, çapı $D=2$ cm ve 75 000 hücre kullanarak, iki boyutlu olarak modellemiştir (Şekil 4).



Şekil 4: Vorteks tüp geometrisi (Aljuwayhel vd., 2005).

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

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

Kırmacı (2009), yaptığı deneysel çalışmada vorteks tüpünde akışkan olarak hava ve oksijen kullanarak farklı giriş basıncı ve farklı nozullar için deneysel çalışma yaparak vorteks tüpünün ısıtma ve soğutma performansını incelemiştir.

Uluer vd. (2009), yaptıkları çalışmada yapay sinir ağ sistemini kullanarak giriş nozul sayısı giriş basıncının ısıtma ve soğutma sistemine etkilerinin elde edildiği deneysel verileri çözmüşlerdir. Sistemi etkileyen parametreler üzerine bilgi vermişlerdir. Sistemi (YSA) çözümü için Levenberg-Marquardt (LM) ve fermi transfer fonksiyonu kullanılmıştır. Elde edilen istatistiksel modelin geçerlilik kat sayısını belirtmişlerdir.

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

Kırmacı vd. (2010), yaptıkları deneysel çalışmada, 2, 3, 4, 5 ve 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ve oksijenin 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla soğutma – ısıtma performanslarını deneysel olarak incelemiş, ekserji analizi ile sistemdeki kayıp iş hesaplanmış ve vorteks tüpünde yapılan deneyler sonucunda elde edilen veriler değerlendirilerek, performansın artırılmasına yönelik önerilerde bulunmuşlardır.

1.2 Vorteks Tüp

Vorteks tüpünün icadı Fransız metalurjist ve fizikçi olan George Joseph Ranque tarafından 1931 yılda ilk kez yapılmış olup, daha sonra yapılan tasarım 1947 yılında Alman fizikçi Rudolf Hilsch tarafından geliştirilmiştir (Özkul, 1999). RHVT kontrol vanası hariç hareketli bir parçası bulunmayan basit bir borudan oluşan ve basınçlı akışkan kullanılarak aynı anda hem soğutma hem de ısıtma işlemi gerçekleştirebilen bir sistemdir (Althouse vd., 1979).

Boyutlarının küçük olması, hafif olmaları, rejim sürelerinin hızlı olması, herhangi bir soğutucu akışkan gereksinimi olmamasından dolayı çevresel açıdan da zararlı olmaması gibi birçok özellikleri nedeniyle RHVT'ler günümüzde birçok soğutma ve ısıtma alanlarında çözüm olabilmektedirler (Balmer, 1988).

1.2.1 Ranque–Hilsch Vorteks Tüp Tipleri

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

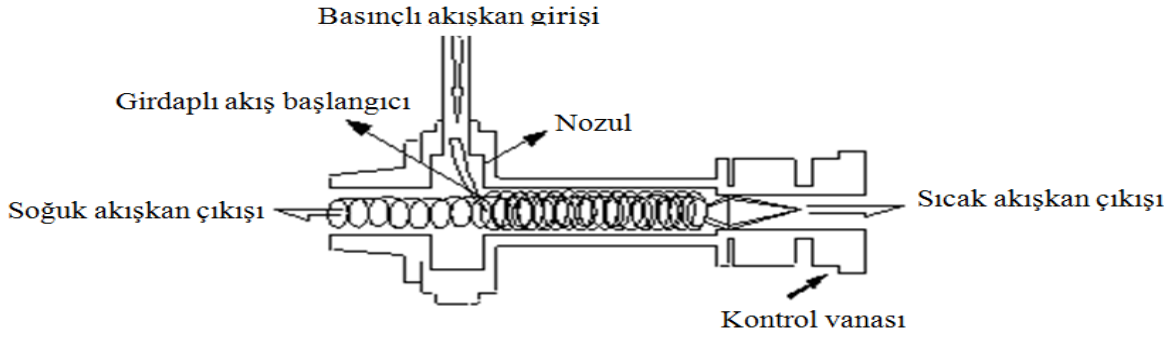
1.2.1.1 Akış Karakteristiklerine Göre Ranque–Hilsch Vorteks Tüpler

RHVT'ler akış özelliklerine göre, Karşıt Akışlı RHVT'ler ve Paralel Akışlı RHVT'ler olmak üzere ikiye ayrılmaktadır.

1.2.1.1.1 Karşıt Akışlı Ranque - Hilsch Vorteks Tüpler

Karşıt akışlı Ranque – Hilsch vorteks tüplerde basınçlı akışkan, vorteks tüpün bir ucundan bir tüpün içerisine teğetsel olarak girer. Bunun sonucunda, tüpe giren basınçlı akışkan dönme hareketi kazanır. Tüpün diğer ucunda bir vana bulunur. Bu vana, genellikle eksenî tüp eksenine aynı olan konik şekilli bir tıkaç görünümündedir. Vananın bulunduğu bu uç, tüpün sıcak tarafı olarak adlandırılır.

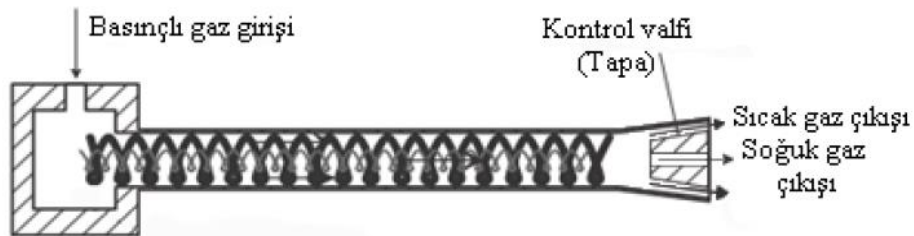
Tüpün lüle bulunan ucunda ise dairesel bir orifis bulunur. Orifisin çapı vorteks tüpün çapından daha küçük olup tüpün bu ucuna soğuk uç adı verilir. Vorteks tüpüne teğetsel olarak giren yüksek basınçlı akışkan vananın bulunduğu noktadan itibaren iki kısma ayrılır ve sıcak akım sıcak yönden, soğuk akım ise soğuk yönden tüpü terk eder (Şekil 5) (Yılmaz vd., 2007a).



Şekil 5: Karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüp (Yılmaz vd., 2007a).

1.2.1.1.2 Paralel Akışlı Ranque - Hilsch Vorteks Tüpler

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 6). Sıcak akışkan kontrol valfinin dış kısmından, soğuk akışkan ise tüpün ortasındaki delikten tüpü terk eder. Sıcak akışkanın çıktığı kesit alanın değişmesine imkân veren bir valf yardımıyla soğuk ve sıcak akışkan sıcaklıkları ile kütleli debilerinin değişmesi sağlanır. Paralel akışlı vorteks tüplerde, akışlar içinde meydana gelebilecek karışmalar sebebi ile akış sıcaklıklarının olumsuz etkilenmesinden dolayı, tercih edilen bir yapı değildir (Cockerill, 1998; Özgür, 2001).



Şekil 6: Paralel akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüp (Gao vd., 2005).

1.2.1.2 Tasarım Özelliklerine Göre Ranque–Hilsch Vorteks Tüpler

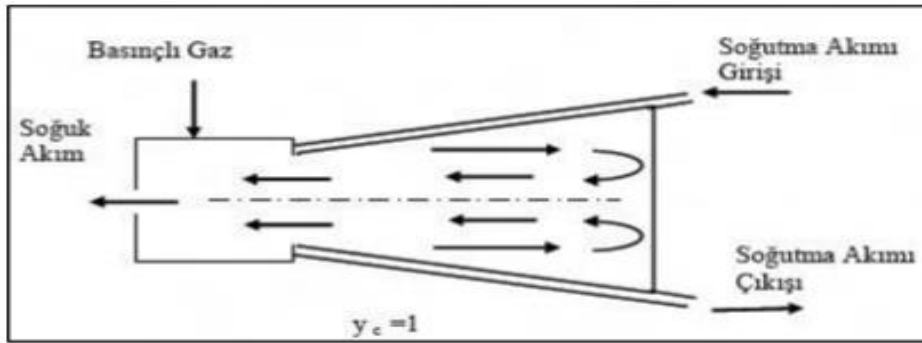
Tasarım özelliklerine göre, Adyabatik ve Adyabatik Olmayan Ranque–Hilsch vorteks tüpler olmak üzere ikiye ayrılmaktadırlar.

1.2.1.2.1 Adyabatik Ranque–Hilsch Vorteks Tüpler

Çevreye olan ısı transferinin ihmal edildiği ve gövdesi üzerinde yalıtım uygulanmış vorteks tüpler, adyabatik Ranque–Hilsch vorteks tüp olarak adlandırılır.

1.2.1.2.2 Adyabatik Olmayan Ranque–Hilsch Vorteks Tüpler

Çevreye olan ısı transferini gövdesi üzerinden yapan tüpler adyabatik olmayan Ranque–Hilsch vorteks tüp olarak adlandırılır. Şekil 7’de böyle bir vorteks tüp gösterilmiştir. Bu vorteks tüpünün sıcak ucunun kapalı olması karşıt akışlı vorteks tüpünden olan farklılığını göstermektedir. Vorteks tüp, soğutma akımı ile beslenen bir dış ceket içerisine yerleştirilmektedir (Khodorkov vd., 2003; Cebeci, 2013).



Şekil 7: Adyabatik olmayan Ranque–Hilsch vorteks tüp (Khodorkov vd., 2003).

1.2.2 Ranque–Hilsch Vorteks Tüplerin Uygulama Alanları

RHVT’ler, basit ve küçük tasarımları, düşük maliyetleri nedeniyle birçok endüstriyel uygulama alanı bulunmaktadır(Nabhani, 1989). Bu alanlar;

- Gazların sıvılaştırılması,
- Kar üretimi,
- Gaz karışımlarının ayrıştırılması,
- Medikal uygulamalar,
- Gazların kurutulması,
- Kimyasal endüstri,
- Elektrik üretimi,
- Isıtma ve soğutma uygulamaları,
- Diğer uygulama alanları olarak adlandırılabilirler (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 dezavantaj olmasına rağmen, diğer soğutma cihazlarına göre ebatlarının oldukça küçük olması ve düşük ilk yatırım maliyetleri bu dezavantajı ortadan kaldırmaktadır. Basınçlı akışkan kaynağının var olduğu her yerde, neredeyse maliyetsiz olarak soğutma ve ısıtma sağlanabilir (Nabhani, 1989; Cockerill, 1998; Yılmaz vd., 2007c).

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

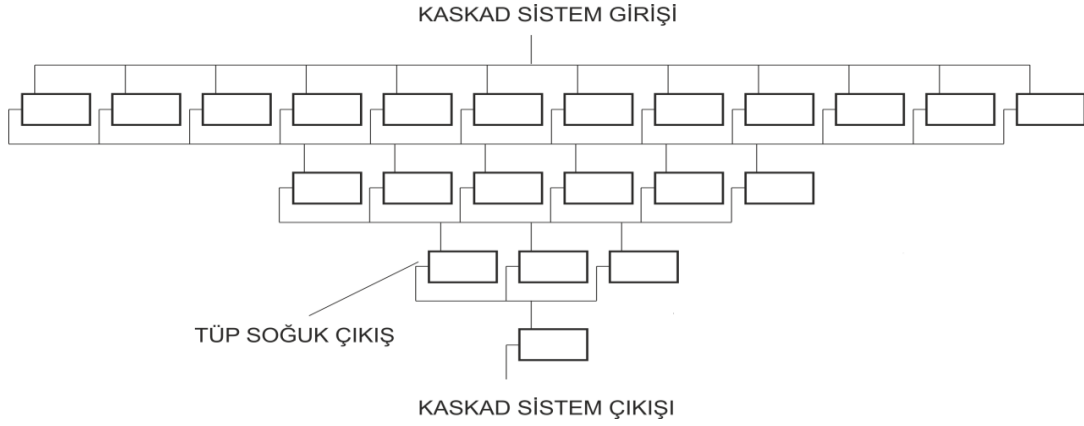
- İtfaiyeci kıyafetlerinin soğutulmasında,
- Elektronik makine elemanlarının, otomatik hatların ve robotize uygulamaların elektronik ünitelerinin soğutulması,
- Termal kameraların merceklelerinin soğutulması,

- Bilgisayar ve CNC cihazlarının devrelerinin soğutulması,
- İp üreten cihazlarda sürtünmeden dolayı ısınan iplerin ve cihaz donanımlarının soğutulması,
- Kesici takımların ve taşlama cihazlarının soğutulması,
- Sürekli kaynak yapan ve ısınan punto cihazlarının soğutulması,
- Rigo tezgâhlarında mamül köşelerinin soğutulması,
- Uzay araçları,uçakalar ve madenlerin soğutulmasında,
- Kimyasal çözümlmelerde numunelerin soğutulmasında,
- Fabrikaların üretim hatlarında kullanılmaktadır (Özgür, 2001).

1.2.2.2 Gazların Sıvılaştırılmasında Kullanımı

RHVT gazların sıvılaştırılması sistemlerinde kullanımında, performansının düşük olması nedeni ile soğutucu yerine genişleme motoru olarak kullanılmaktadır. RHVT' lerin gaz sıvılaştırılmasında en basit uygulama Linde prosesinin kısma soğutmasına eklenmesidir. RHVT' yi Linde prosesinde etkin kullanmanın en önemli avantajı yapay iyileştirilmiş izentalpik Joule-Thomson katsayısına sahip olmalarıdır. Otomatik olarak soğutma etkisi vermesi sebebi ile herhangi bir ön soğutma sistemine ihtiyaç yoktur. Kısma işlemi ortadan kaldırılıp, yerine RHVT kullanılabilir.

Vorteks tüpün ısı ayrışma performansı uygulanan basınç oranının logaritmasıyla değişmekte olması nedeni ile gazı tek bir vorteks tüp yerine çok sayıda vorteks tüpten geçirerek genişletme, daha az çıkış debisi karşın daha büyük bir sıcaklık farkı oluşturabilir. Böyle bir sistem Şekil 8'de görülmekte olup kaskat sistemlerde bir tüpten çıkan soğuk akış diğer tüpün giriş ağzına bağlanmakta ve böylece çok düşük sıcaklıklar elde edilebilmektedir (Yılmaz vd., 2007c).



Şekil 8: Ranque–Hilsch Vorteks tüplü kaskad sistem (Cockerill, 1998).

1.2.2.3 Gaz Karışımlarının Ayırıştırılmasında Kullanımı

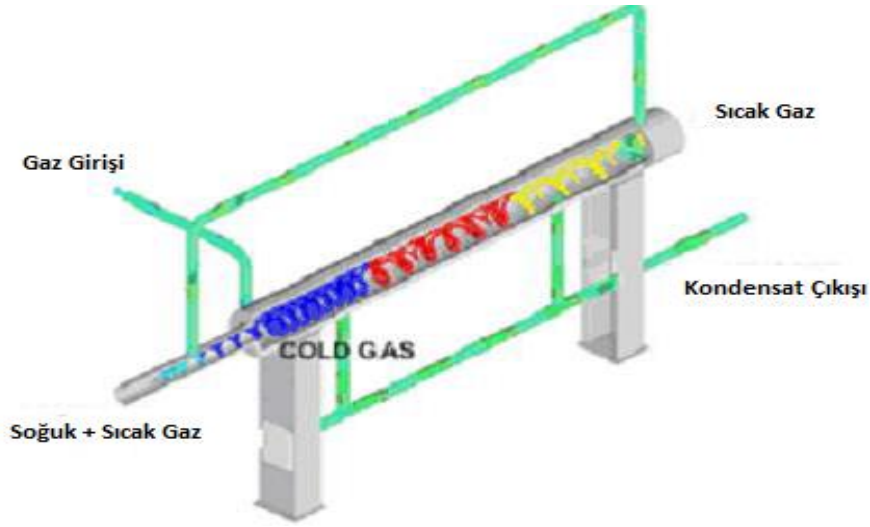
Ranque–Hilsch vorteks tüpler, gaz karışımlarının ayırıştırılma işlemlerinde de kullanılmaktadır.

- Doğal gazdan ve baca gazından karbondioksit ayırıştırılması,
- Havanın ayırıştırılması,
- Doğalgazdan ağır hidrokarbonların ayırıştırılması,
- Uranyum izotoplarının ayırıştırılması (Velioğlu vd., 2012).

1.2.2.4 Gazların Kurutulmasında Kullanımı

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

kurutulması amacıyla kullanılmaktadır. Şekil 9’da gaz kurutmak amacıyla kullanılan bir VTS sistemi gösterilmiştir. (Yılmaz vd., 2007c)

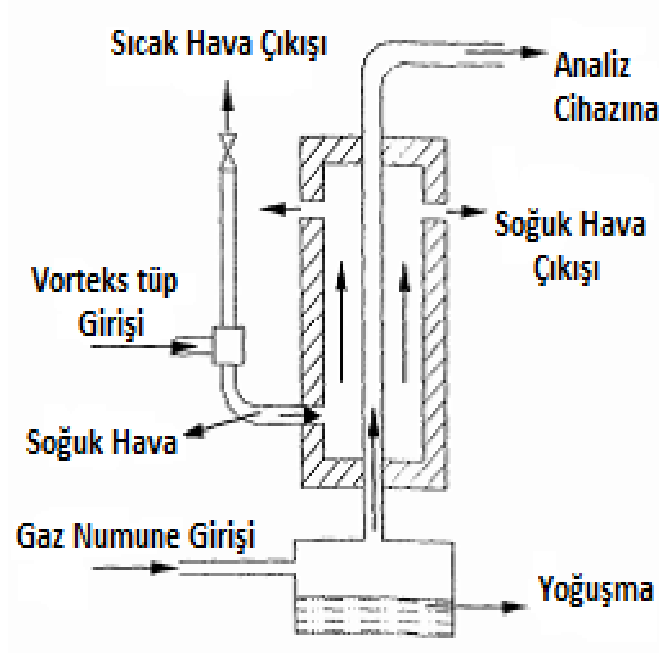


Şekil 9: Ranque–Hilsch vorteks tüp separatörü (URL-1, 2018).

1.2.2.5 Kimyasal Endüstride Kullanılması

RHVT’ler, boyutlarının küçük olması ve soğuk akış sıcaklıklarının yeterli seviyelere ulaşım sağlaması gibi özelliklerinden dolayı kimya endüstrisinde sıkça kullanılmıştır. RHVT’ler, kimyasal endüstrilerde;

- Numunenin nemden arındırılmasında (Şekil 10),
- Kromatografik şırınganın soğutulmasında,
- Orta sıcaklıklı kromatografik analizlerde,
- Çözeltilerin soğutulmasında,
- Kızılötesi analizlerde numunenin soğutulmasında kullanılmaktadır (Özgür, 2001; Cebeci, 2013).

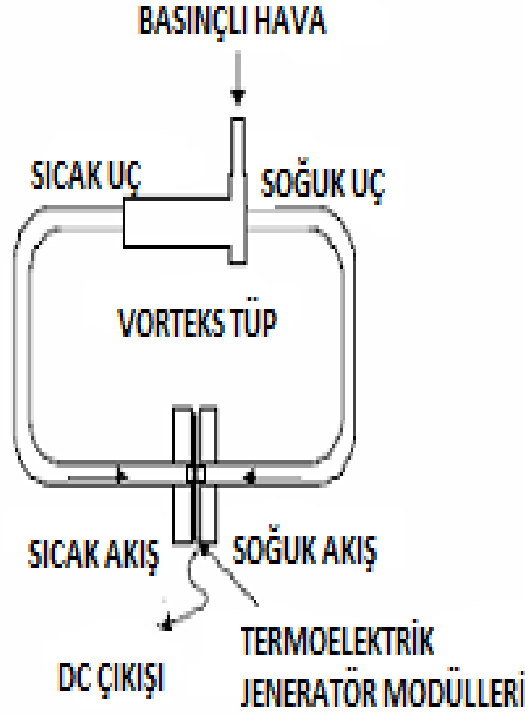


Şekil 10: Ranque–Hilsch vorteks tüp soğutmalı bir gaz numuneden nem alma sistemi (Özgür, 2001).

1.2.2.6 Elektrik Üretiminde Kullanımı

Varich vd. (2002) gaz endüstrisinde bağımsız güç kaynağı olarak termoelektrik jeneratörünün vorteks tüp ile kullanılabileceğini önermiş olup, Landecker, (1977) termoelektrik soğutucunun performansını geliştirmek için vorteks tüpü kullanmıştır. Yapılan bu araştırmada termoelektrik jeneratör kullanılarak basınçlı doğalgazın enerjisi vorteks tüp ile ısı enerjisiye dönüştürülmüştür. Vorteks tüp parametreleri için hesap yöntemi ve istenilen elektrik parametrelerin elde edilebilmesi için termoelektrik sistem geliştirilmiştir.

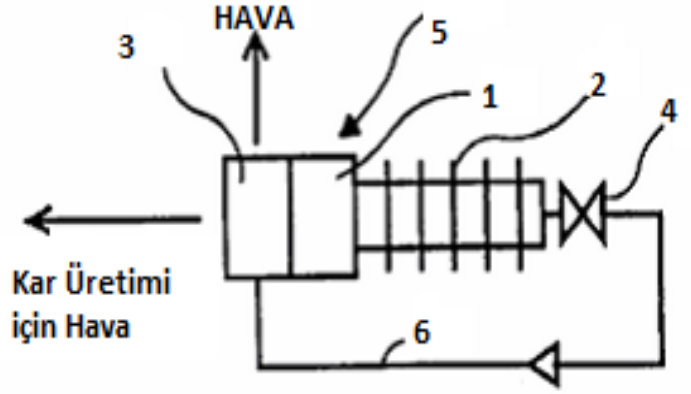
Boucher ve Tippetts, (2000) pnömatis olarak hareketli parçası bulunmayan termoelektrik jeneratörü tanımlamıştır (Şekil 11). Demonstrasyonu yapılan bu konsept ilk olarak British Gaz araştırmacıları tarafından önerilmiştir. Vorteks tüpten çıkan soğuk ve sıcak hava termoelektrik jeneratör modülleri üzerine çarparak düşük voltajlı DC elektrik akımı üretmektedir (Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).



Şekil 11: Ranque–Hilsch Vorteks tüp tahrikli termoelektrik jeneratör (Boucher ve Tippets, 2000).

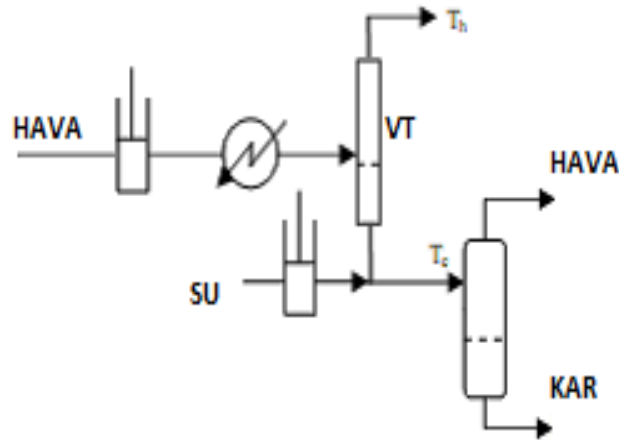
1.2.2.7 Kar Üretiminde Kullanımı

Ranque–Hilsch vorteks tüpüne gönderilen basınçlı hava, tüp içerisinde meydana gelen enerji ayrışması sonucu soğuk ve sıcak akım olmak üzere ikiye ayrılmaktadır. Bir su jetinden pülverize olarak püskürtülen su ile elde edilen soğuk akım kesiştirilerek kar üretilmektedir. Şekil 12’de Ranque–Hilsch vorteks tüp ile kar üretme sisteminin şematik resmi görülmüş olup, su basınçlandırılarak bir lülede genişleyerek vorteks tüpten çıkan soğuk hava akımı ile karıştırılmaktadır. Kar üretimi elde etmek için sıcaklık donma noktasının çok aşağısına düşmek zorunda olmadığından üretilen kar ise bir tankta depolanır ve ihtiyaç halinde boşaltılmaktadır. Kar oluşumu haline gelemeyen su ise tahliye edilmektedir. Suyu soğuk hava ile temas ettirmenin başka yöntemleri de vardır. Bu yöntemlerden biri Şekil 13’de gösterilmiştir. Soğutma, ekonomizer ısı değiştiricisinde geri kazanılmakta ve vorteks tüpe beslenen hava akımına ön soğutma işlemi yapmaktadır (Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).



Eleman	İşlevi
1	Vorteks Tüp
2	Kanatçıklar
3	Isı Değiştirici
4	Sıcak çıkış vanası
5	Hava Girişi
6	Soğuk akımın ısı değiştiriciye dönüş hattı

Şekil 12: Kar üretme sistemi (Tunkel vd., 1999).



Şekil 13: Ranque–Hilsch vorteks tüp ile kar üretme (Nabhani, 1989).

1.2.2.8 Medikal Uygulamalarda Kullanımı

Ranque–Hilsch vorteks tüp çeşitli medikal uygulamalarda kullanım alanları bulmaktadır. Bunlar;

- Vücuttaki herhangi bir bölgeyi soğutma ve/veya ısıtma,

- Vücuttaki tümörlerin imha edilmesi,
- Haşaratların imha edilmesi,
- Solunum cihazlarıyla kullanımı, olarak sınıflandırılabilirler (Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).

1.2.2.9 Diğer Uygulama Alanları

Ranque–Hilsch vorteks tüp yukarıda anlatılan uygulama alanlarının dışında bazı özel uygulamalarda da kullanılmaktadır.

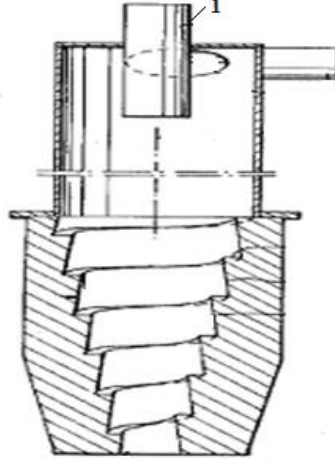
1.2.2.9.1 Toz Ayrıştırıcısı Olarak Kullanımı

Atmosfere atılan atık gazların içindeki kirleticilerin uzaklaştırılması için yıllarca hava kirliliğinde önemli faktör oluşturmuşlardır. Bu sebepten, güvenilir hava kontrol cihazı geliştirmek için çok sayıda araştırma yapılmıştır. Gaz atıklarından katı partekülleri ayırmak için çoğunlukla siklonlar kullanılmaktadır. Bunun nedeni ise gaz işleme kapasitesi, etkin ayırma ve sıcaklıktan etkilenmeyen özgünlüğe sahip olmasıdır. Fakat siklonlar yüksek oranda 10 µm'den küçük ebatlı olan partiküller bulunduran tozlar için uygun olmamaktadır (Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).

1.2.2.9.2 Ranque–Hilsch Vorteks Temizleyiciler

Hidrosiklon olarak da adlandırılan ve diğer adıyla vorteks temizleyiciler , fiber-sıvı-süspansiyon ayırıştırıcılardır. Bu tip vorteks temizleyiciler, kâğıt sanayi endüstrisinde kullanılan kâğıt hamuru içerisindeki süspansiyonlarını, zımba teli, talaş, kum zerreleri, ataş, raptiye, kıymık vb. parçacıklardan temizlemek için kullanılır. Bir vorteks temizleyicinin şematik resmi Şekil 14'de gösterilmiştir. 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 zerreleri, 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 (1) ile gösterilen çıkıştan vorteks temizleyiciyi terk eder (Skardal, 1980; Cebeci, 2013).



Şekil 14: Ranque–Hilsch Vorteks temizleyici (Skardal, 1980).

1.2.2.9.3 Klimalı Koltuklarda Kullanımı

Isıtmak veya soğutmak amacı ile vorteks tüpten elde edilen sıcak ve soğuk havanın kullanıldığı klimalı koltuklar geliştirilmiştir. Vorteks tüpün uçlarına ve koltuğa bağlanan hava iletim hatları ile vorteks tüp uçlarından hava akışını ayarlayan bir veya daha fazla valf ve koltuktan oluşmaktadır. Koltuk sıcaklığını düzenleyen sistem de eklenerek birden fazla koltuk içeren sistemler ise bir veya daha fazla koltuk, bir veya daha fazla vorteks tüp, çeşitli bağlantı hatları ve valfleri, basınçlı hava kaynağı ve basınçlı hava deposundan oluşmaktadır (Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).

1.2.2.9.4 Uygulamalı Ürün Ranque–Hilsch Vorteks Tüpler

Ranque–Hilsch vorteks tüpler, seneler boyunca yüzlerce endüstriyel soğutma uygulamalarında kullanılmış ve halen günümüzde de kullanılmaktadır. Bunlardan bazıları popüler olmuş ve özel uygulamalar için tasarlanan “uygulamalı ürün” olarak dönüşmüştür. Bunlar mini soğutucular, spot soğutucular, bileşen soğutucular, sıcak ve soğuk hava tabancaları ve kabin soğutucularıdır.

Ranque–Hilsch vorteks tüp teknolojisini kullanan endüstrideki soğuk hava tabancaları, endüstriyel spot soğutmada kullanılır. Soğuk hava tabancaları çeşitli endüstriyel süreç, montaj, imalat ve paketleme işlemlerinde çok çeşitli olarak spot soğutma cihazı kullanılır. Genellikle kullanılan uygulamaları plastikler, metaller, ahşap, seramik, kauçuk ve farklı diğer malzemelerin işlenmesi esnasında soğutulmasını kapsamaktadır (şekil 15, şekil 16). Sıcak hava tabancaları ise spot ısıtma için vorteks tüpten çıkan sıcak havayı kullanmakta olup Uygulama üreten, akrilik ve epoksi yapıştırma işlemleri ve tabakaların n veya son ısıtmasını, solventle temizlenen cisimlerin evaporatif kurutmasını, filmleri ve parçaları ısıtmayı ve uygun malzemelerin yumuşatılmasını kapsamaktadır (Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).



şekil 15: Paletleyecideki kesme uçlarının soğutulması (URL-2, 2018).



şekil 16: Tıbbi tp şekillendirme işlemlerinde kalıbın soğutulması (URL-3, 2018).

1.2.3 Ranque–Hilsch Vorteks Tüplerinin Avantajları ve Dezavantajları

Vorteks tüplerin,mevcut olan soğutma cihazlarına göre birçok avantajları ve dezavantajları da vardır.

1.2.3.1 Avantajları

Ranque–Hilsch vorteks tüpünün diğer soğutma sistemlerine göre avantajları;

- Basit geometriye sahiptirler ve imatları kolaydır,
- Hareketli mekanik elemanları yoktur,
- Hareketli elemanları olmadığından minimum aşınma oluşur,
- Kullanılması emniyetli ve portatiftir,
- İlk yatırım ve bakım maliyetleri düşüktür,
- Ebatları küçük ve hafiftir,
- Sızdırmazlık elemanı kullanılmasını gerektirmez.,
- 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 (Nabhani, 1989; Cockerill, 1998; Özgür, 2001; Yılmaz vd., 2006a; Cebeci vd., 2013).

1.2.3.2 Dezavantajları

Ranque–Hilsch vorteks tüpünü diğer soğutma sistemlerine göre aşağıda belirtilen dezavantajları da bulunmaktadır. Bunlar;

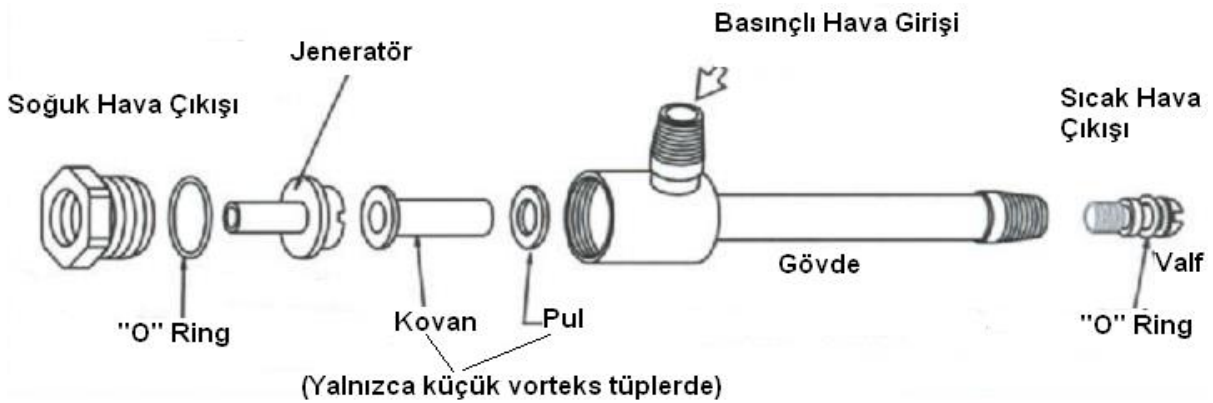
- Düşük ısı verime sahiptirler. Bu ise uygulama alanlarına önemli sınırlamalar getirmektedir.

- Ses seviyeleri yüksektir.
- Hazır basınçlı gaz kaynağı gerektirirler (Nabhani, 1989; Cockerill, 1998; Yılmaz vd., 2006b; Cebeci, 2013).

1.3 Ranque–Hilsch Vorteks Tüplerin Konstrüksiyonu ve Çalışma Prensibi

1.3.1 Ranque–Hilsch Vorteks Tüplerin Konstrüksiyonu

Ranque–Hilsch Vorteks tüpünü oluşturan bazı temel elemanlar bulunmaktadır. Bunlar; giriş lüleleri, gövde, sıcak uç kontrol vanası ve soğuk uç orfisidir. Vorteks tüpü kullanılan bir sistemden verim alınabilmesi ve verimli çalışabilmesi için bu temel elemanların yanında, termostat, kompresör, regülatör, susturucular, filtre, basınçlı hava tankı, basınçlı hava hattı, jeneratör, selenoid vana gibi yardımcı elemanları da bulunmalıdır (Şekil 17) (Yılmaz vd., 2006a; Cebeci, 2013).



Şekil 17: Jeneratörlü bir karşıt akışlı Ranque–Hilsch vorteks tüp (URL-4, 2018).

1.3.1.1 Gövde

Genellikle silindirik veya konik bir geometrik şekle sahip olup, gövdesi çeşitli malzemelerden imal edilebilmektedir. 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 metalalaşımli malzemeler kullanılmaktadır. Vorteks tüp malzemesinin pürüzsüz olması, ısı iletim katsayısı düşük malzemeler kullanılması ve basınca dayanıklı malzemeler

kullanılması gerekmektedir (Singh, 2005; Azarov, 2004; Yılmaz vd., 2006a; Velioğlu, 2012; Cebeci, 2013).

1.3.1.1.1 Çelik Gövde

Ticari Ranque–Hilsch vorteks tüplerin gövdesi,sağlam yapıları nedeni ile genelde çelik vb. metallere imal edilmektedir. Bunun yanında, metallere ısı iletim değerlerinin yüksek olmasından dolayı tüpün verimi, soğuk tüpte çevreden, sıcak tüpte ise çevreye olan ısı geçişi nedeniyle azalma gösterebilir. Bu tip ısı kaybı ve kazanımları, vorteks tüpü yalıtılarak veya sabit sıcaklıklı bir su ceketini yaparak en alt düzeye indirilebilir (Cebeci, 2013).

1.3.1.1.2 Pirinç Gövde

Pirinçin ısı iletim katsayısı yüksek olup çevreye yüksek ısı kaybına neden olur ve tüpün verimini azaltır. Bu nedenle deneysel çalışmalar dışında, ticari kullanımı yaygın değildir (Cebeci, 2013).

1.3.1.1.3 Perspeks Gövde

Şeffaf olması, iç akışın nitel anlaşılması, tüp içerisinde meydana gelen akışın incelenmesine olanak vermesi, basınçlı akışkanın yüksek basıncına dayanabilecek mukavemette olması ve ısı iletim katsayısının düşük olmasından dolayı araştırmalarda kullanılan bir malzemedir (Cebeci, 2013).

1.3.1.2 Gövde Malzemesinin Tüp Performansına Etkisi

Ranque–Hilsch vorteks tüplerde kullanılan gövde malzemesi ve bunun vorteks tüp performansına etkisi ile ilgili şu bulguların önemini vurgulamak gereklidir;

- Tüpün iç yüzeyinin pürüzlülüğü, performansı etkilemekte ve iç yüzeyde bulunan herhangi bir pürüz, 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).
- Bakırın ısı iletim katsayısının, perspeksin ısı iletim katsayısından daha yüksek olmasından dolayı, perspeks tüpün performansı, bakır tüpün performansından daha yüksek olmaktadır. Bu nedenle perspeks, vorteks tüp imalatı için iyi bir malzemedir (Singh vd., 2004).
- Genel olarak perspeks, vorteks tüp imalatı için pirinçten daha iyi bir malzemedir. Bunun nedeni perspeksin ısı iletim katsayısının pirinçten daha düşük ve tüpten çevreye veya çevreden tüpe olan ısı kaybının daha az olmasıdır. Perspeks, giriş havasının yüksek basıncına dayanamayacak kadar kırılabilir. Pirinç malzeme, yüksek basıncın neden olduğu vorteks akışın aşındırmasına, perspeks malzemedeki daha iyi dayanabilmesi, sürtünme nedeniyle enerji kayıplarını azaltan pürüzsüz bir cidar sağlaması nedeniyle daha iyi bir malzemedir. Pirinçin ömrü daha uzundur. Uzun kullanımda perspeks göre tüpün verimi zamanla çok fazla bozulmaz (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 Eiamsaard, 2005).
- Sonuç olarak tüm araştırmacılar, vorteks tüp malzemesinin pürüzsüz olması gerektiğini, ısı iletim katsayısı düşük malzemeleri kullanmanın ve vorteks tüpü yalıtmanın daha yüksek enerji ayrışması oluşturduğunu belirtmiştir. Isıl özelliklerin yanında vorteks tüpün tüm fizibilite çalışmalarında tüp imalatı dayanıklı bir

malzeme seçiminin de önemini vurgulamak gerekir (Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).

1.3.1.3 Giriş Lüleleri

Ranque–Hilsch vorteks tüpüne gelen basınçlı akışkan tüpün giriş ağzı yakınında olan giriş lülelerinden geçer ve teğetsel olarak girer. 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 şöyledir (Yılmaz vd., 2006a-2006b; Yılmaz vd., 2007c; Cebeci, 2013).

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

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 (Cebeci, 2013).

1.3.1.4 Soğuk Uç Orifisi

Paralel akışlı vorteks tüplerde lülelerin bulunduğu uç tamamen kapalıdır ve tüm akış lülelerin uzağında bulunan diğer uçtan tüpü terk eder. Soğuk akışkan tüpün ortasında bulunan bir orifisten, sıcak akışkan ise çevresel yoldan tüpü terk eder. Karşıt akışlı vorteks tüplerde ise giriş lülelerinin olduğu tarafta ve genellikle dairesel kesite sahip olan bir orifis bulunur. Vorteks tüp çapından daha küçük çapa sahip olan bu orifise “soğuk uç orifisi (diyaframı)” adı verilir. Bu orifis genellikle dairesel bir şekildedir. Eşeksenli 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., 2007c; Cebeci, 2013).

1.3.1.5 Sıcak Çıkış Valfi

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

1.3.1.6 Jeneratör

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

soğuk sıcaklık üreten jeneratörlere “C jeneratörleri”, maksimum soğutma kapasitesi üreten jeneratörlere ise “H jeneratörleri” adı verilmektedir (Cebeci, 2013).

1.3.1.7 Filtreler

Vorteks tüpünün uzun ömürlü çalışabilmesi için nem, toz ve yağdan korunarak arındırılmalıdır. Bunun için yağ ayırma filtreleri veya filtre-ayırıcılar kullanılarak yapılmaktadır. Böylelikle vorteks tüpleri bakım gereksinimi olmadan uzun süre çalışabilmektedirler (Yılmaz vd., 2006a; Cebeci, 2013).

1.3.1.7.1 Kurutucu

Sıkıştırılmış havanın bulunduğu bir sistemde kurutucu yok ise sistemin hatlarında yoğuşmuş su bulunma ihtimali yüksektir. Bunun önlenmesi için vorteks tüpüne yakın yerleştirilmiş olan otomatik drenajlı filtre-ayırıcılar kullanılmalıdır.

Küçük çıkışlı sıcaklık uygulamalarında çalışıldığında yaşanabilecek buzlanma problemlere neden olabilmektedir. Hatta bazı uygulamalarda içerisinde hiç yoğuşmuş su yada buz bulunmayan soğuk havaya ihtiyaç duyulabilmektedir. Soğuk hava akımındaki yoğuşmuş su ya da buzunu elimine etmek için giriş hattında bir kimyasal kurutucu (silika jel, ısısız ya da diğer tip) kullanılabilir. Kurutucu, beklenen en düşük soğuk çıkış sıcaklığından daha düşük bir atmosferik çığ noktası üretecek şekilde belirlenmelidir (Cebeci, 2013).

1.3.1.7.2 Kir Tutucu

Sıkıştırılmış havanın bulunduğu hatlarda sudan dolayı daima pas ve kir bulunabilmektedir. Bu pas ve kirleri 5µm bir filtre kullanarak etkin bir şekilde uzaklaştırmak mümkündür. Kir tutucu filtrenin değiştirilme sıklığı kullanıcı tarafından belirlenmelidir (Cebeci, 2013).

1.3.1.7.3 Yağ Tutucu

Kompresör yağlama sisteminden kaynaklanan havadaki yağ normal olarak vorteks tüpleri için bir sorun oluşturmayabilir fakat bazen eski kompresörler çok fazla yağlı hava üretebilmektedirler. Vorteks tüpleri yağlayıcıdan sonra kullanılmamalıdır. Eğer sistem

havası çok yağlı olursa, filtre-ayırıcı aygıtından sonra yağ ayırıcı filtre kullanılmalıdır. Su, kir ve aerosolleri uzaklaştırmak için 10^{-2} µm kalınlığında filtrelemeye sahip bir yağ ayırıcı kullanılabilir (Cebeci, 2013).

1.3.1.8 Regülatörler

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

1.3.1.9 Susturucular

Vorteks tüplerin içerisindeki sonik hızlar nedeniyle gürültü yaydığıyla ilgili yanlış bir inaniş bulunmaktadır. Gerçekten böyle bir ses nadiren gözlenmektedir fakat akışkanın vorteks tüpünden çıkışı nedeniyle daima bir ses oluşmaktadır. Vorteks tüplerin çalışması sonucu üretilen bu ses seviyesi insan sağlığı için rahatsızlık verici seviyelere ulaşabilmektedir. Tüp içerisindeki akış hızı ne kadar yüksek olursa ses seviyesi o kadar artar.

Genellikle soğuk hava, bir kartere veya bazı boru ve tüpler içerisine alınır. Bu durum gürültüyü kabul edilebilir seviyeye düşürebilir. Sıcak hava birçok uygulamalarda daha küçük miktarlarda tüpten çıkar ve bu nedenle çok sorun oluşturmaz. Bununla birlikte, işçiye yakın bir ortamda tüpten çıkan hava jetleri uzun süre devam ederse bu sorun oluşturabilir. Sesin oluşturduğu rahatsızlık susturucular kullanılarak azaltılabilir. Vorteks tüplerin hem sıcak hem de soğuk uçlarında susturucu kullanılabilir (Yılmaz vd., 2006a; Cebeci, 2013).

1.3.1.9.1 Soğuk Susturucular

Soğuk hava için kullanılan susturucular, tam dolu ya da gözenekli tip olmamalıdır. Bunların küçük açıklıkları, soğuk hava akımında yoğunlaşan ve donan buz ile çok çabuk bloke olur. Bölmeli tip susturucular ve ses azaltıcılar soğuk hava için daha iyidir. Vorteks

tüpte yüksek geri basınç meydana getirecek herhangi bir susturucu kullanılmamalıdır (Cebeci, 2013).

1.3.1.9.2 Sıcak Susturucular

Herhangi bir ses azaltıcı ya da susturucu sıcak çıkış ucunda kullanılabilir. Sıcak uçta plastik ya da ısıya düşük dirençli diğer malzemelerden yapılan bir susturucu kullanılmamalıdır. Bunun nedeni sıcak çıkış sıcaklığının 100–150 °C değerlerini kolaylıkla aşabilmesidir (Cebeci, 2013).

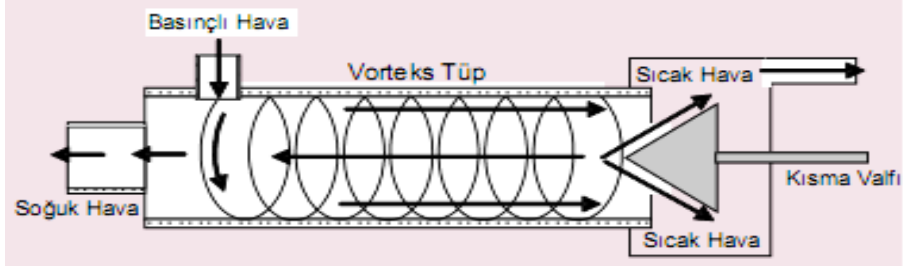
1.3.2 Ranque–Hilsch Vorteks Tüplerin Çalışma Prensibi

Cihaz 1933 yılında Ranque tarafından keşfedilip 1947 yılında Hilsch tarafından geliştirilmiştir. Basit ve hareketli parçası bulunmayan, basıncı akışkanı bir tarafından soğuk çıkış diğer tarafından sıcak çıkış olarak ayırıştırabilen cihazdır. Karşıt akışlı vorteks tüpünün çalışma prensibini şu şekilde tarif edebiliriz:

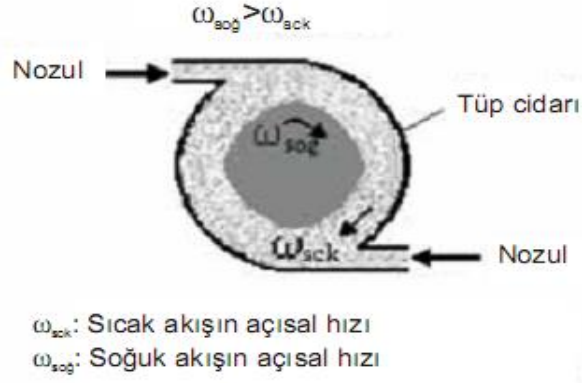
Nozullar vasıtası ile vorteks tüpüne teğetsel olarak gelen basınçlı akışkan, vorteks tüpünün silindirik yapıya sahip olmasından dolayı giriş tarafından gönderilen hıza ve basınca bağlı olarak vorteks tüpünün içinde yüksek hızda dönmeye başlamaktadır. Vorteks tüpünün içerisinde yüksek hızda dönmeye başlayan akışkan tüp cidarındaki sürtünmelerinden dolayı basınç farkı düşmektedir.

Vorteks tüpü cidarının yakınındaki akışkanın hızı, cidardaki sürtünmenin 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 yapmaktadır. RHVT'nin geometrik yapısından dolayı durma noktasında ters yönde hareket eder ve soğuk çıkış tarafından vorteks tüpünü terk eder. Burada enerji transfer eden soğuk akışkan olup, transfer edilen ise sıcak akışkan olmaktadır (Dinçer ve Başkaya, 2009; Cebeci, 2013).

Şekil 18'de Karşıt akışlı Ranque–Hilsch vorteks tüp içindeki akış şeması verilmiştir. Ayrıca Şekil 19'da Ranque–Hilsch Vorteks tüp içindeki soğuk ve sıcak akış hareketi verilmiştir.



Şekil 18: Karşıt akışlı Ranque–Hilsch vorteks tüpteki akış (Yılmaz vd., 2006).



Şekil 19: Ranque–Hilsch Vorteks tüp içindeki soğuk ve sıcak akış hareketi (Dinçer ve Başkaya 2009).

BÖLÜM 2

MATERYAL YÖNTEM

2.1 Materyal

Yapılan bu deneysel çalışmada gövde uzunluğu 100 mm , iç çapı 7 mm olan karşıt akışlı iki adet Ranque–Hilsch vorteks tüpü kaskad düzeneğinde bir birine seri olarak bağlanmış olup, Pirinç, Alüminyum ve polyamid malzemelerinden yapılan 6'lı nozul kullanılmış ve 50 kPa aralıklarla 200 kPa'dan 600 kPa basınç değerine kadar hava ve oksijen kullanılarak ısıtma – soğutma performansları deneysel olarak incelenmiş olup ekserji analizi ile sistemdeki kayıp iş verimi hesaplanmıştır.

2.1.1 Deneysel Sistem

Yapılan deneyde karşıt akışlı, iç çapı 7 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan iki adet karşıt akışlı RHVT kaskad düzeneğinde seri olarak bağlanmıştır. Genişliği 100 cm, yüksekliği 20 cm, kalınlığı 1.2 mm olan bir sac levha üzerine yatay konumda sabitlenerek aynı ölçülerde, derinliği 57 cm olan bir çantanın içerisine Şekil 20 'deki gibi yerleştirilmiştir. RHVT soğuk ve sıcak akış çıkışlarına basınç ve hacimsel debilerini ölçmek için %3 hassasiyetinde Trust. Science, Innovation (TSI) marka debimetreler, RHVT'e giren havanın basıncını ölçmek için ise %5 hassasiyetinde PAKKENS marka gliserinli manometre montaj edilmiştir.

RHVT çıkan soğuk ve sıcak akışkan sıcaklıklarını ölçmek için ± 1 °C hassasiyetinde olan dijital termometreler tüpün soğuk ve sıcak çıkış taraflarından 1 cm ilerisine 1 mm çapında delinmiş tüpün merkezine gelecek Şekilde yerleştirilerek etrafı silikonla kapatılmış olup gerekli sızdırmazlık sağlanmıştır. Sistem elemanları arasındaki bağlantılar basına dayanıklı pnömatik hortum vasıtasıyla yapılmış ve sistemde basınçlı akışkan kaynağı olarak oksijen tüpü ve 10kw'lık kompresör kullanılmıştır.

2.1.2 Deneylerde Kullanılan Ölçüm Cihazları

2.1.2.1 Manometre

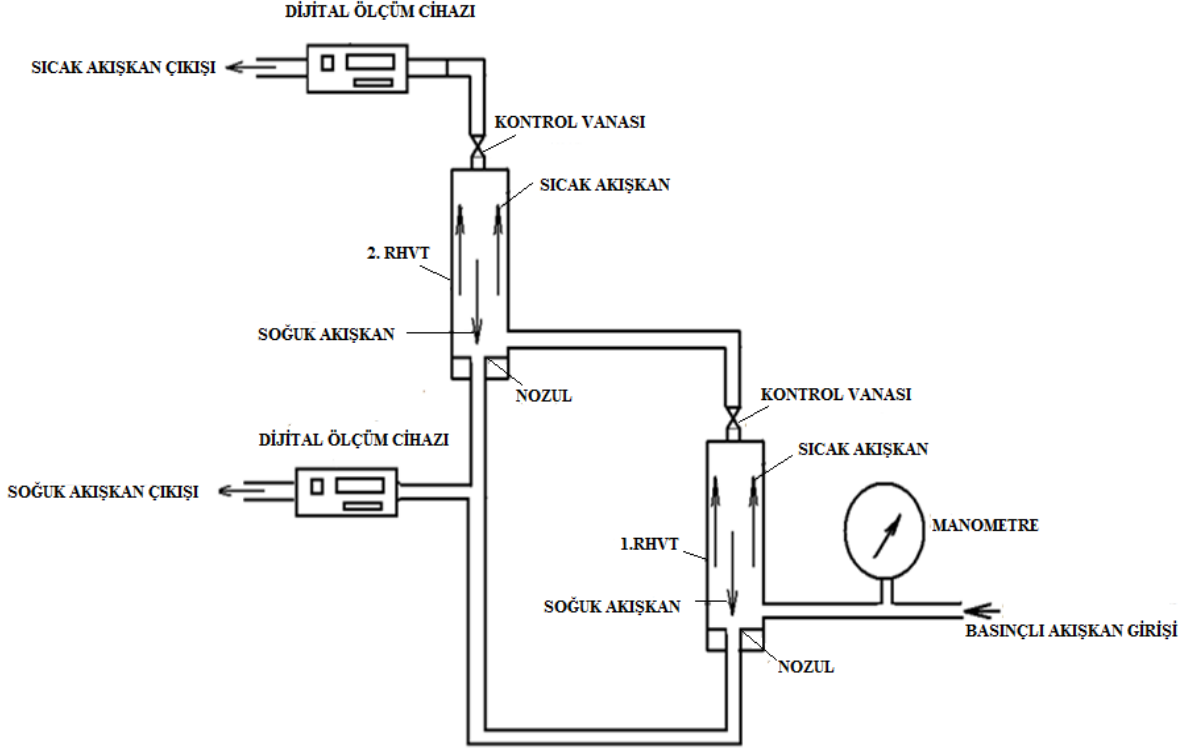
DeneySEL sisteme giren akışkan basıncını ölçmek için PAKKENS marka gliserinli manometre seçilmiştir. Manometrenin özellikleri;

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

2.1.2.2 Debimetre

RHVT'den çıkan sıcak ve soğuk akışkanın debisini, basıncını ve sıcaklığını ölçmek için TSI (Trust. Science, Innovation) marka debimetreler seçilmiştir. Debimetrenin özellikleri;

- Debi (l/dk) ölçüm hassasiyeti % 1,
- Debi, sıcaklık ve basınç değerlerini aynı anda okumaya olanak sağlayan geniş dijital ekran,
- Sıcaklık (°C) ölçüm hassasiyeti % 1,
- NIST kalibrasyon sertifikasına sahip,uzun ömürlü ve dış etkenlerle bozulmayan kalibrasyon
- Analog çıktı almaya uygun, dijital çıktı için RS232 arayüz ve konfigüre edilebilmektedir.



Şekil 20: Deneysel Sistem.

2.2 Yöntem

2.2.1 RHVT Analizi

Deneysel sistemde 1. RHVT' nün girişi ile hava kompresörü arasına, 10 bar basınç dayanımı olan pnömatik hortum, quick kuplin vasıtasıyla bağlanmıştır. Hava kompresörü çalıştırılmış ve tüpün akışkan girişindeki vana yardımıyla deneylerde başlangıç basıncı olan 200 kPa basınç sağlanmıştır. Yapılan basınç ayarlamasından sonra 1. RHVT ve 2. RHVT' ün giriş, sıcak ve soğuk akışkan çıkışına monte edilen ölçüm cihazlarında okunan sıcaklık değerleri sabit oluncaya kadar aynı basınçta hava, kompresörden gönderilmiştir. 1. RHVT ve 2. RHVT'ün giriş, sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklık değerleriyle birlikte hacimsel debileri ve basınç değeri de okunmuştur.

Daha sonra 250 kPa olan basınç değerindeki deneye başlamadan önce 1. RHVT ve 2. RHVT' nün giriş, soğuk ve sıcak akışkan sıcaklığını ölçen dijital termometre ile ortam sıcaklığını ölçen dijital termometrelerin sıcaklık değeri eşitlenene kadar beklenmiştir.

Sıcaklık değerleri eşitlendikten sonra 200 kPa olan basınç değerindeki deneyler yapılmıştır.

Daha sonra 300, 350, 400, 450, 500, 550 ve 600 kPa basınç değerlerinde polyamid, alüminyum ve pirinç malzemesinden imal edilmiş olan nozullarda tüm 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. Deneysel sistemde 200 kPa ve 600 kPa arasında basınçlı hava gönderilerek yapılan deneyler tamamlandıktan sonra hava kompresörü bağlantısı sistemden çıkarılarak, yerine basınçlı akışkan kaynağı olarak Oksijenin muhafaza tüpü bağlanmıştır. Hava için yapılan bütün deneyler oksijen tüpü ile de yapılarak deneyler tamamlanmıştır. Deneyde elde edilen sonuçların doğruluğu için bir deney 3 kez tekrarlanmış ve elde edilen değerlerin ortalamaları alınmıştır.

Vorteks tüpünde performansa 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).

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

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

m_c = Soğuk akışkanın kütledebisi, kg/s

m_h = Sıcak akışkanın kütledebisi, kg/s

m_i = Giren akışkanın kütledebisi, kg/s

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

RHVT'de girişteki akışkan sıcaklığı (T_i) ile soğuk uçtaki akışkan sıcaklık (T_c) farkı, soğuk akışkan sıcaklık farkı ΔT_c olarak tanımlanmış ve eşitlik 2.3 ile verilmiştir.

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

RHVT'de girişteki akışkan sıcaklığı (T_i) ile sıcak uçtaki akışkan sıcaklık (T_h) farkı, sıcak akışkan sıcaklık farkı ΔT_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 ΔT cinsinden eşitlik 2.5 ile ifade edilmiştir.

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

2.2.2 RHVT'lerde Ekserji Analizi

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

Termodinamiğin I. Kanunu; enerjinin, diğer bir enerji şekline dönüştürülebileceğini ve bir sistemden diğer bir sisteme transfer edilebileceğini, bu sırada enerji toplamının sabit kalacağını ifade etmektedir. Termodinamiğin II. Kanunu; diğer adıyla entropi, termal işlemlerde yönü belirler. Suyun yukarıdan aşağıya akması gibi ısı da sıcaktan soğuğa doğru akar. Bunu belirleyen entropidir. Tüm termal işlemlerde entropi ya sıfırdır, ya pozitiftir. Eğer entropi sıfır ise işlem geri döndürülebilir, fakat pozitif ise işlem geri döndürülemez.

Termodinamiğin ikinci yasası termal süreçte yapılan bir işi ve verilen iç enerjiyi geri döndürmenin imkansız olduğunu göstererek sonsuz bir döngünün mümkün olamayacağını ispatlar. Enerjinin, bir şekilden diğer bir şekle her dönüşümünde veya bir sistemden diğer bir sisteme transferinde, kullanılabilir kısmının azalacağını ve bu nedenle de sürekli olarak değer kaybedeceğini ifade etmektedir. Bu değer entropi artışı, kullanılabilir enerji yani ekserji analizi, tersinmezlik ifadeleri ile açıklanabilmektedir.

Ekserji; sistemin yalnız çevre koşuluyla oluşan ısı transferi dengesini sağlayarak, maksimum teorik yararlı işin elde edilmesidir. Sistemler arasında ekserji; enerji, entropi, kütle ve diğer sistem özellikleriyle nakledilir. Ekserji; bir enerji akışındaki maksimum elde edilebilirlik miktarıdır. Ekserjinin hesaplanabilmesi için çevrenin sıcaklık, basınç ve kimyasal şartlarının kesinlikle bilinmesi ve 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 başlama-giriş noktaları ile bitiş-çıkış noktaları için geçerli olan koşulların bilinmesi yeterlidir (Dinçer, 2005).

Ranque–Hilsch vorteks tüplerde ekserji analizi hesaplamaları aşağıdaki formüller yardımıyla yapılabilir.

Ranque–Hilsch vorteks tüpe 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 tüpe 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 tüpünden 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 tüpünden 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 tüpe 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 tüpten çıkan toplam ekserji;

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

Ranque–Hilsch vorteks tüpündeki 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 hesaplanabilir.

BÖLÜM 3

BULGULAR VE TARTIŞMA

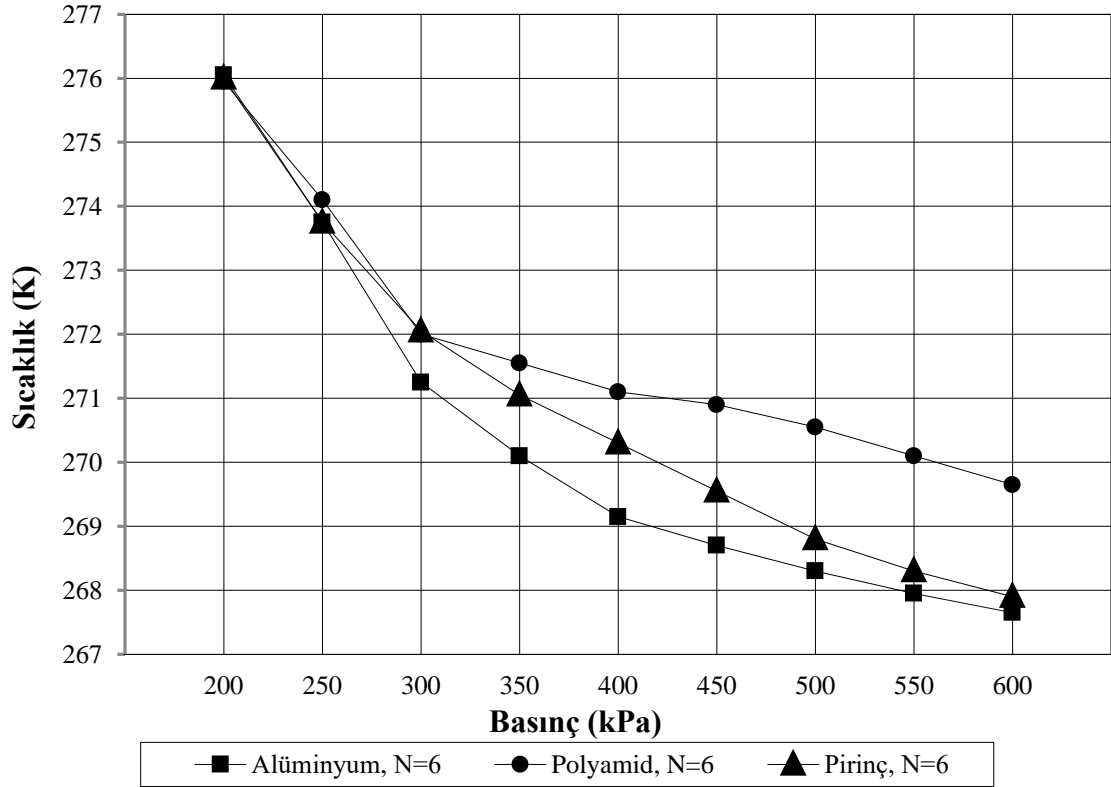
Bu tez çalışmasında, hacimsel debileri ayarlamak için bir kontrol vanası hariç hiçbir hareketli parçası bulunmayan, iç çapı 7 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan iki adet karşıt akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüp (RHVT) kullanılmış ve seri biçimde kaskad olarak birbirine bağlanarak deneysel sistem oluşturulmuştur. RHVT’de Polyamid, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş 6 nozul kullanılmıştır. RHVT’de akışkan olarak giriş basıncı 200 kPa’dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla oksijen ve basınçlı hava kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda, RHVT’de sıcak akışkanın çıkış tarafındaki kontrol vanası tam açık konumda bırakılarak ayarlanmıştır. Karşıt akışlı kaskad RHVT sisteminde oluşan enerji ayrışma olayı deneysel olarak incelenmiş ve ekserji analizleri yapılmıştır.

Deneysel olarak yapılan bu çalışmada, vorteks tüpünde, sabit y_c oranında, alüminyum, polyamid ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan $N=6$ nozul sayısındaki, hava ile oksijen gazları ayrı ayrı, 200 kPa’dan 600 kPa’a kadar 50 kPa aralıklarla vorteks tüpüne gönderilmiş ve çıkan soğuk ve sıcak akışkan sıcaklık performansları incelenmiş ve sıcak-soğuk ekserji analizi yapılmıştır.

3.1 RHVT Analizine Ait Bulgular

Şekil 20’ de verilen Seri bağlı Kaskad RHVT deney deneysel sistemde kullanılan 2 adet RHVT ’leri, birinci RHVT (1. RHVT) ve ikinci RHVT (2. RHVT) olarak gösterilmiştir. 1. RHVT soğuk akışkan çıkışı ile 2. RHVT soğuk akışkan çıkışı birbirlerine bağlanmış ve ölçüm değerleri için dijital ölçüm cihazı bağlanmıştır.

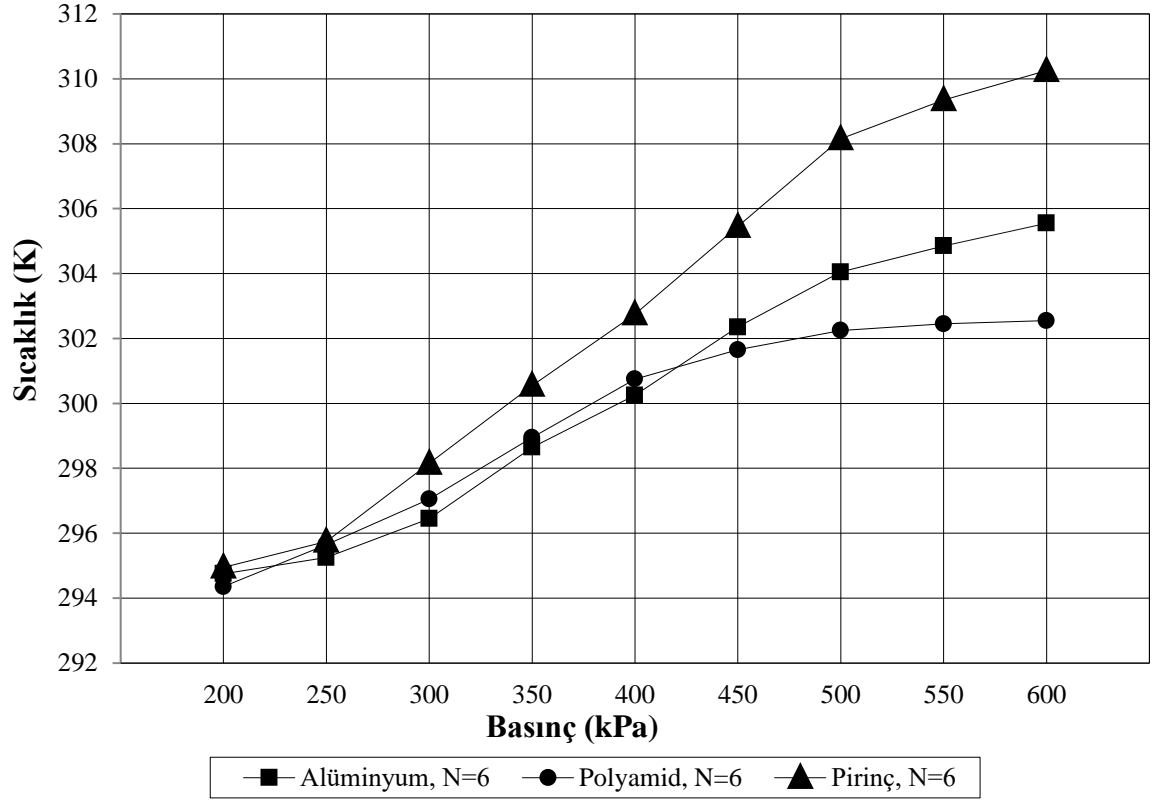
Seri bağlı Kaskad tipi RHVT deney deneysel sistemde basınçlı akışkan olarak hava, Polyamid, Pirinç ve Alüminyum malzemesinden üretilmiş 6 nozul sayısında (N), 200 kPa’ dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve Seri bağlı Kaskad tipi RHVT soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları (T_c) Şekil 21’de verilmiştir.



Şekil 21: Hava, N=6, $P_i=200 - 600$ kPa için T_c değişimleri.

RHVT giriş basıncı değerlerinde çıkan en düşük soğuk akışkan sıcaklığı (T_c) incelendiğinde, alüminyum malzemesinden yapılmış nozulda 600 kPa'da 267,65 K ölçülmüştür. En yüksek T_c değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemedan yapılmış nozulda 275,95 K olarak ölçülmüştür (Şekil 21). Deneylerde kullanılan tüm nozullar incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri arttırıldığı artıkça T_c değeri azalmaktadır (Şekil 21).

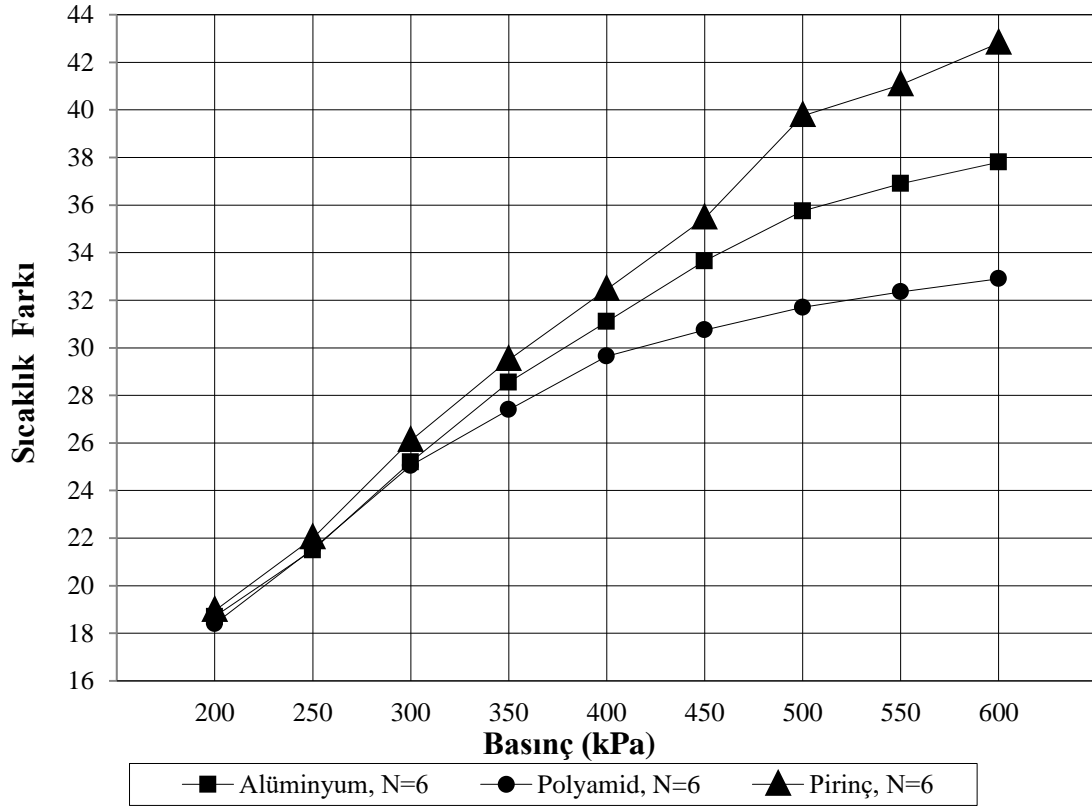
RHVT deney deneysel sistemde basınçlı akışkan olarak hava, Polyemid, Pirinç ve Alüminyum malzemesinden üretilmiş nozul da 200 kPa'dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve Seri bağlı Kaskad tipi RHVT sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları (T_h) Şekil 22'de verilmiştir.



Şekil 22: Hava, N=6 ve $P_1 = 200 - 600$ kPa için T_h değişimleri.

RHVT giriş basıncı değerlerinde çıkan en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı (T_h) incelendiğinde, pirinç malzemesinden yapılmış nozulda 600 kPa'da 310,25 K ölçülmüştür. En düşük T_h değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemedan yapılmış nozulda 294,35 K olarak ölçülmüştür (Şekil 22). Deneylerde kullanılan tüm nozullar incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri arttıkça T_h değeri artmaktadır (Şekil 22).

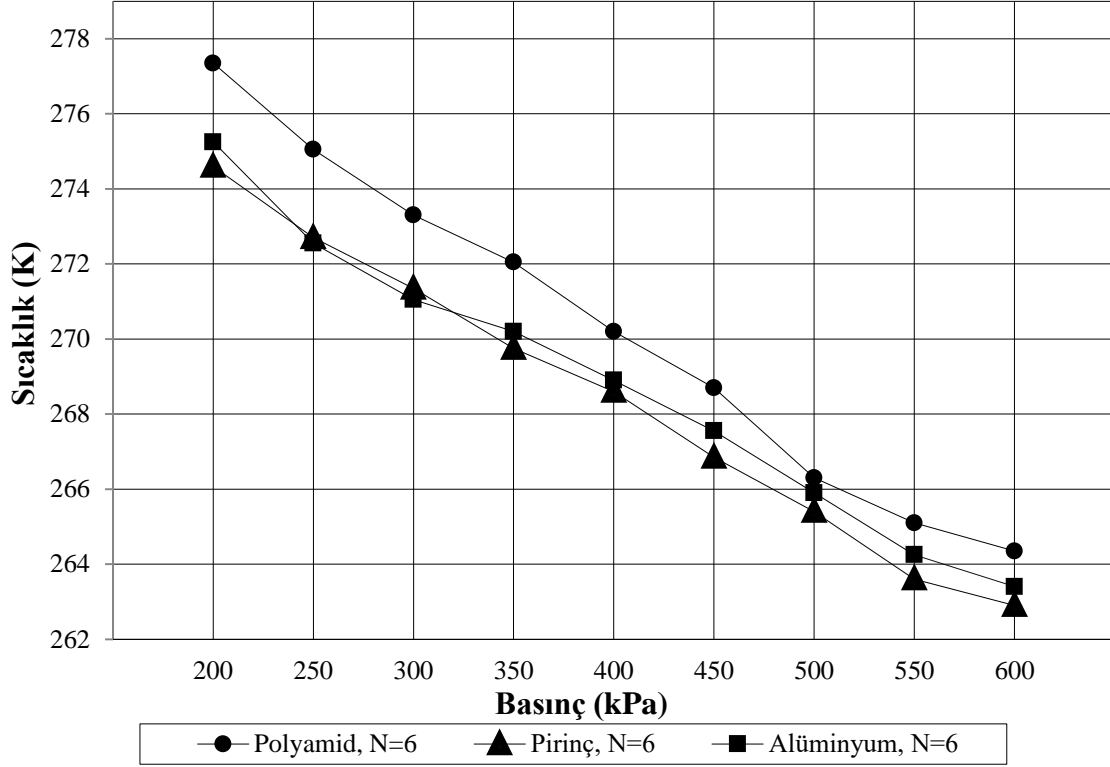
RHVT deney deneysel sistemde basınçlı akışkan olarak hava, Polyamid, Pirinç ve Alüminyum malzemesinden üretilmiş nozul da 200 kPa'dan 600 kPa basınç değeri aralığında Seri bağlı Kaskad tipi RHVT deney deneysel sistemin performans değeri olarak da bilinen çıkan sıcak akışkan sıcaklığı ile çıkan soğuk akışkan sıcaklığı arasındaki fark (ΔT) değerleri Şekil 23'de verilmiştir.



Şekil 23: Hava, N=6 ve $P_i = 200 - 600$ kPa için ΔT ($T_h - T_c$) değişimleri.

Seri bağlı Kaskad tipi RHVT deney deneysel sistemin performans değeri olarak da bilinen çıkan sıcak akışkan sıcaklığı ile çıkan soğuk akışkan sıcaklığı arasındaki en yüksek fark (ΔT) incelendiğinde, pirinç malzemesinden yapılmış nozulda 600 kPa’da 42,8 °C ölçülmüştür. En düşük ΔT değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemenen yapılmış nozulda 18,4 °C olarak ölçülmüştür (Şekil 23). Deneylerde kullanılan tüm nozullar incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri arttıkça ΔT değeri artmaktadır (Şekil 23).

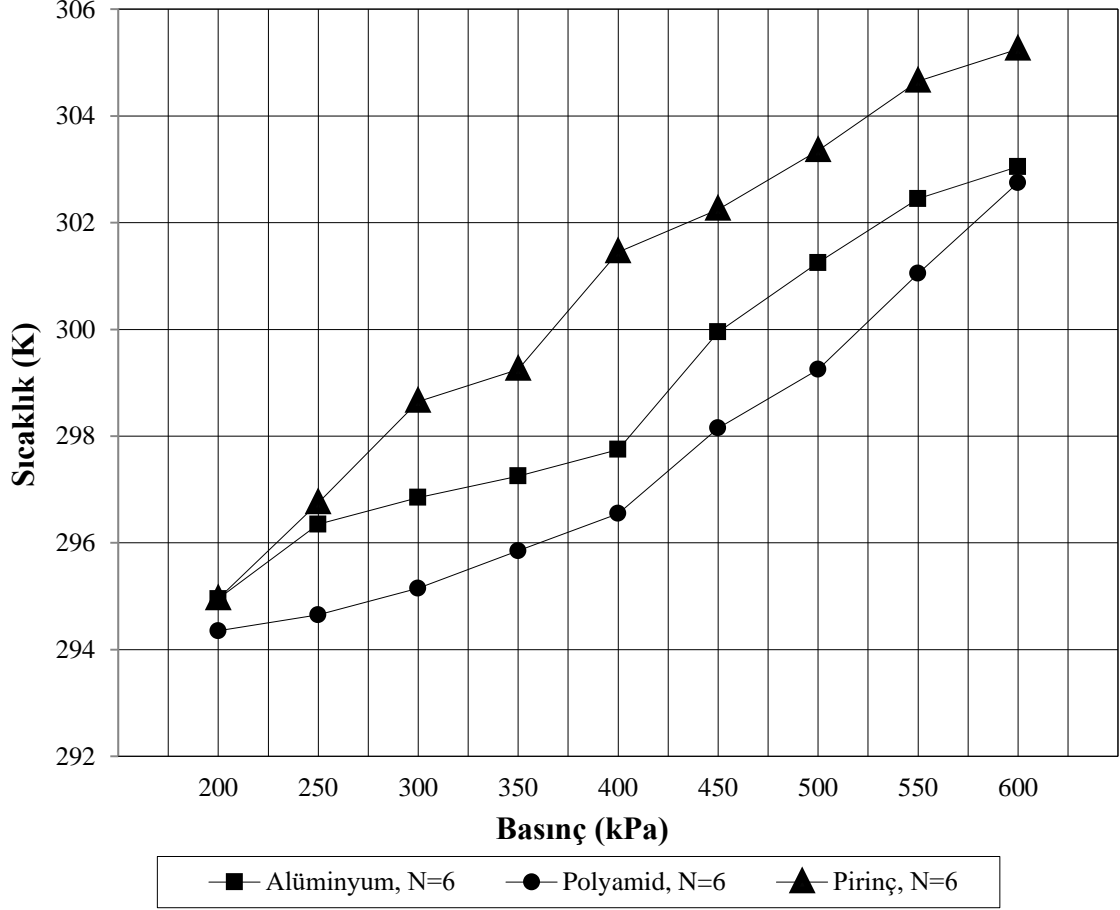
Seri bağlı Kaskad tipi RHVT deney deneysel sistemde basınçlı akışkan olarak oksijen, Polyamid, Pirinç ve Alüminyum malzemesinden üretilmiş 6 nozul sayısında (N), 200 kPa’ dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve Seri bağlı Kaskad tipi RHVT soğuk akışkan çıkış sıcaklıkları (T_c) Şekil 24’de verilmiştir.



Şekil 24: Oksijen, N=6, $P_i = 200 - 600$ kPa için T_c değişimleri.

RHVT giriş basıncı değerlerinde çıkan en düşük soğuk akışkan sıcaklığı (T_c) incelendiğinde, pirinç malzemesinden yapılmış nozulda 600 kPa'da 262,9 K ölçülmüştür. En yüksek T_c değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemedan yapılmış nozulda 277,35 K olarak ölçülmüştür (Şekil 24). Deneyleerde kullanılan tüm nozullar incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri arttıkça T_c değeri azalmaktadır (Şekil 24).

RHVT deney deneysel sistemde basınçlı akışkan olarak oksijen Polyamid, Pirinç ve Alüminyum malzemesinden üretilmiş nozul da 200 kPa'dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla gönderilmiş ve Seri bağlı Kaskad tipi RHVT sıcak akışkan çıkış sıcaklıkları (T_h) Şekil 25'de verilmiştir.

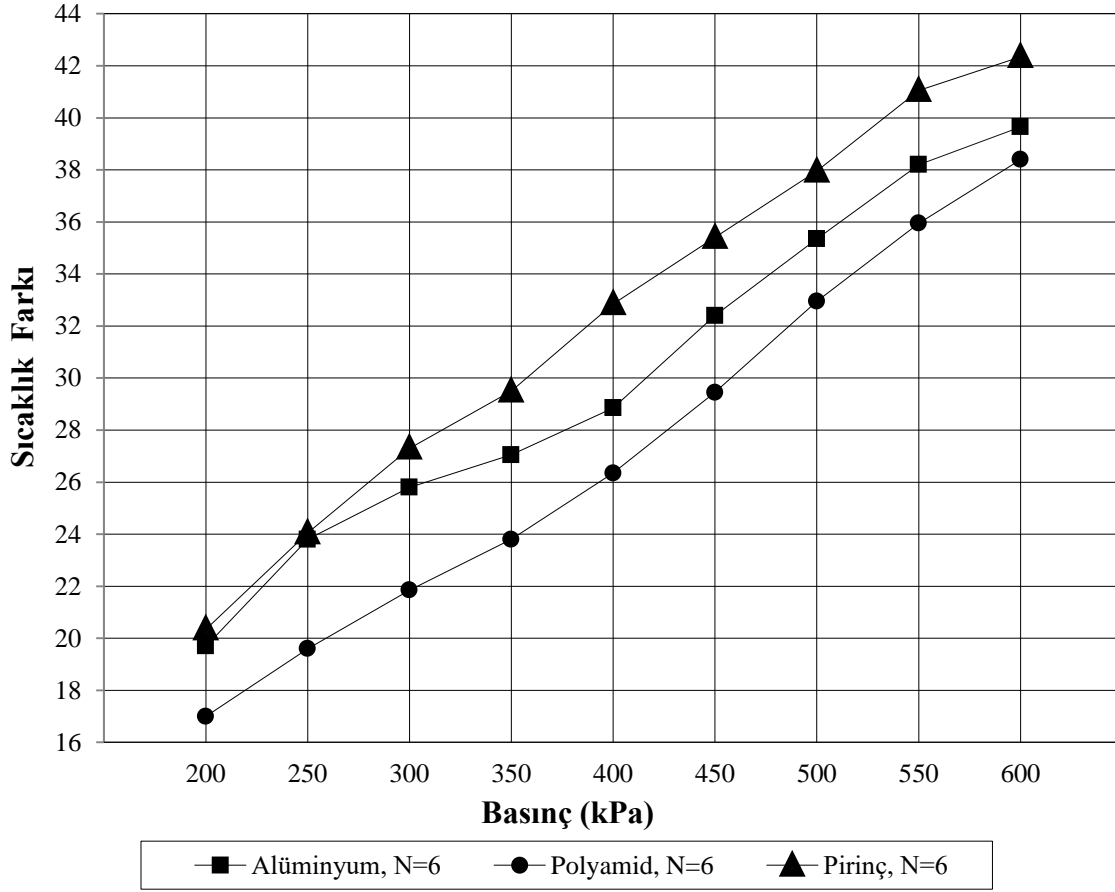


Şekil 25: Oksijen, N=6, $P_1 = 200 - 600$ kPa için T_h değişimleri.

RHVT giriş basıncı değerlerinde çıkan en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı (T_h) incelendiğinde, pirinç malzemesinden yapılmış nozulda 600 kPa'da 305,25 K ölçülmüştür. En düşük T_h değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemenen yapılmış nozulda 294,35 K olarak ölçülmüştür (Şekil 25).

Deneylerde kullanılan tüm nozullar incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri arttıkça T_h değeri artmaktadır (Şekil 25).

RHVT deney deneysel sistemde basınçlı akışkan olarak oksijen, Polyamid, Pirinç ve Alüminyum malzemesinden üretilmiş nozul da 200 kPa'dan 600 kPa basınç değeri aralığında Seri bağlı Kaskad tipi RHVT deney deneysel sistemin performans değeri olarak da bilinen çıkan sıcak akışkan sıcaklığı ile çıkan soğuk akışkan sıcaklığı arasındaki fark (ΔT) değerleri Şekil 26'da verilmiştir.



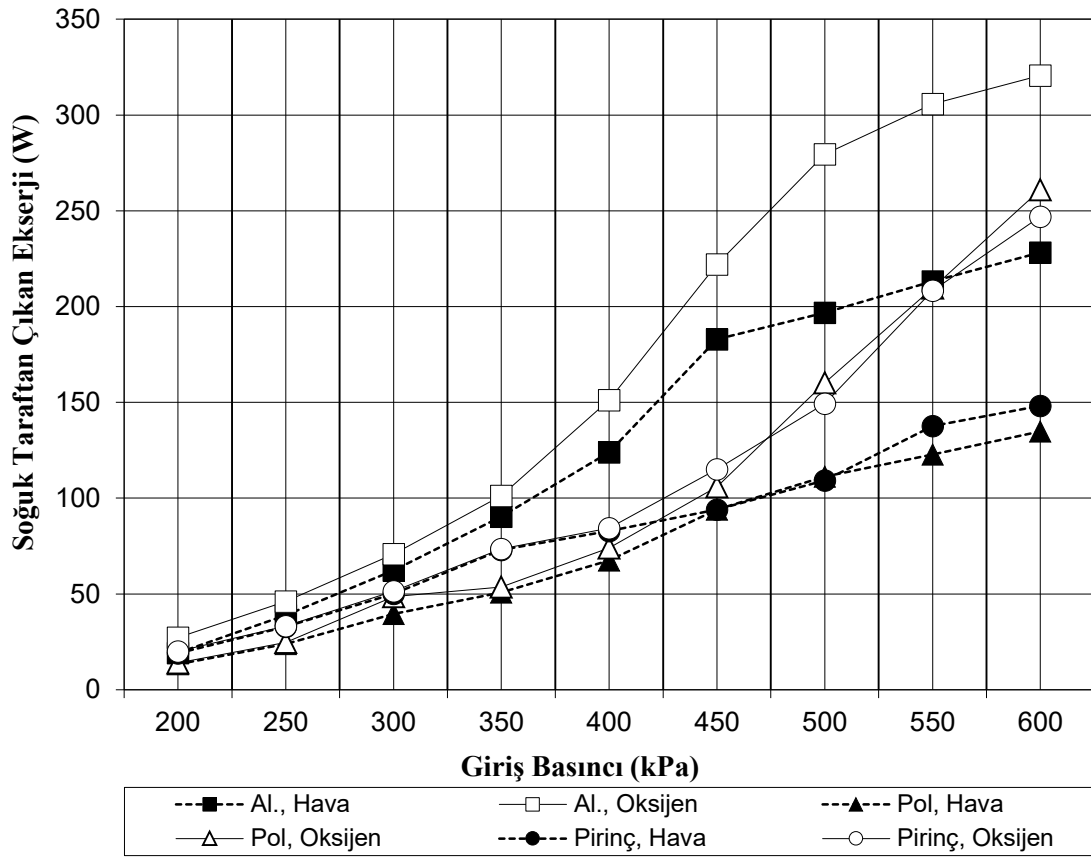
Şekil 26: Oksijen, N=6 ve $P_i = 200 - 600$ kPa için $\Delta T (T_h - T_c)$ değişimleri.

Seri bağlı Kaskad tipi RHVT deney deneysel sistemin performans değeri olarak da bilinen çıkan sıcak akışkan sıcaklığı ile çıkan soğuk akışkan sıcaklığı arasındaki en yüksek fark (ΔT) incelendiğinde, pirinç malzemesinden yapılmış nozulda 600 kPa'da 42,35 °C ölçülmüştür. En düşük ΔT değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemedan yapılmış nozulda 17,0 °C olarak ölçülmüştür (Şekil 26). Deneylerde kullanılan tüm nozullar incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri artıkça ΔT değeri artmaktadır (Şekil 26).

3.2 RHVT'lerde Ekserji Analizine Ait Bulgular

Deneysel sistemin performansı $\Delta T (T_h - T_c)$ cinsinden tanımlanmıştır. Bu bağlamda; pirinç, alüminyum, ve polyamid malzemedan yapılmış olan nozullarda RHVT basınçlı giriş akışkan olarak hava ve oksijenin 50 kPa aralıklarla 200 kPa' dan 600 kPa değerine ait RHVT'ün soğuk akım tarafından çıkan ekserji (E_c) değerleri Şekil 27'de verilmiştir.

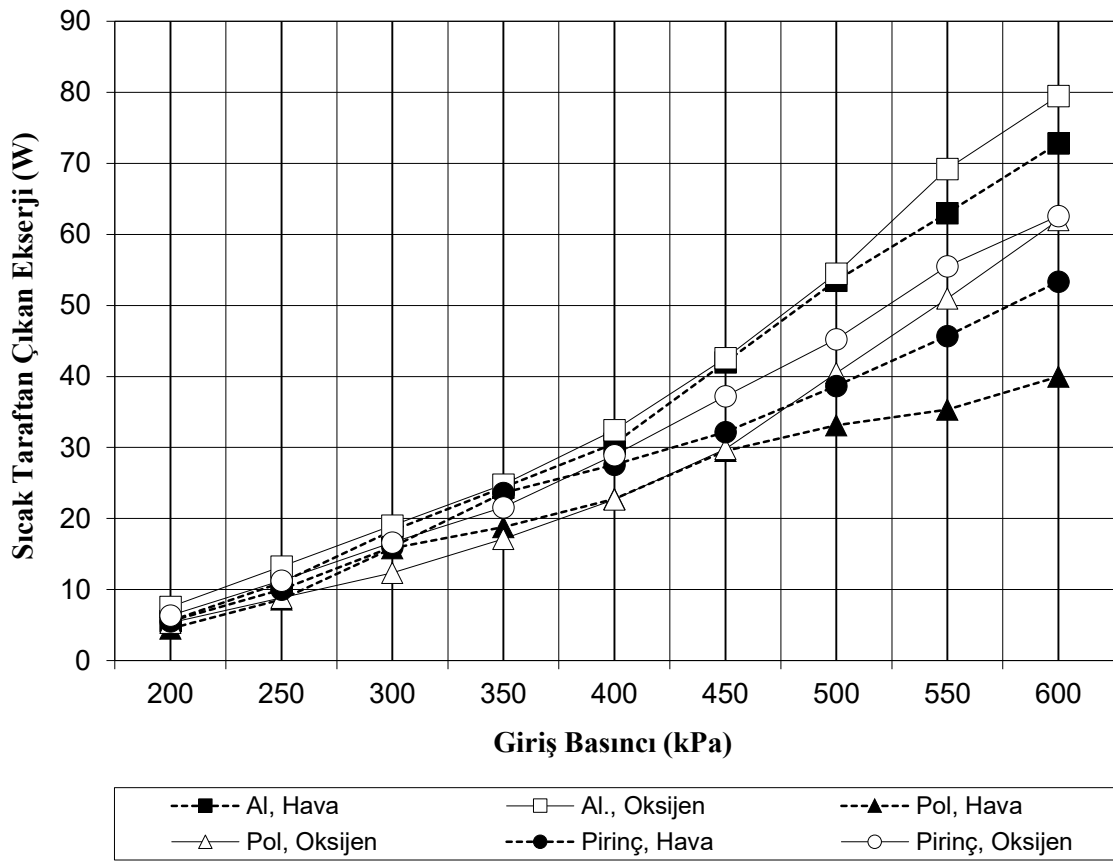
Şekil 27 incelendiğinde, alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedan yapılmış olan hava için en düşük E_c değeri, $N=6$ sayısındaki polyamid malzeme olan $P_i=200$ kPa basıncında, $13,256$ W' tır. Oksijen için ise en düşük E_c değeri $N=6$ sayısındaki polyamid malzeme olan $P_i=200$ kPa basıncında, $14,011$ W' tır. Aynı grafik incelendiğinde en yüksek E_c değeri, hava için $N=6$ sayısında alüminyum malzeme olan $P_i=600$ kPa basıncında, $228,46$ W' tır. Oksijen için ise en yüksek E_c değeri, $N=6$ sayısında alüminyum malzeme olan $P_i=600$ kPa basıncında, $320,62$ W' tır. Her iki akışkan için de basınç değeri arttığı zaman E_c değerinin de arttığı görülmektedir.



Şekil 27: Hava ve Oksijen, $N= 6$ ve $P_i =200 - 600$ kPa için, soğuk taraftan çıkan ekserji (E_c) değişimleri.

Şekil 28'de alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedan yapılmış olan $N=6$ nozul sayısındaki, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 200 kPa' dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem (2.15) kullanılarak hesaplanan, vorteks tüpü sıcak akım tarafından çıkan ekserji (E_h) değerleri verilmiştir.

Şekil 28 incelendiğinde , alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedan yapılmış olan hava için en düşük E_h değeri, $N=6$ sayısındaki polyamid malzeme olan $P_i=200$ kPa basıncında, $4,534$ W' tır. Oksijen için ise en düşük E_h değeri, $N=6$ sayısındaki polyamid malzeme olan $P_i=200$ kPa basıncında, $5,318$ W' tır. Aynı grafik incelendiğinde en yüksek E_h değeri, hava için $N=6$ sayısındaki alüminyum malzeme olan $P_i=600$ kPa basıncında, $72,84$ W' tır. Oksijen için ise en yüksek E_h değeri $N=6$ sayısındaki alüminyum malzeme olan $P_i=600$ kPa basıncında, $79,49$ W' tır. Her iki akışkan için de basınç değeri arttığı zaman E_h değerinin de arttığı görülmektedir.

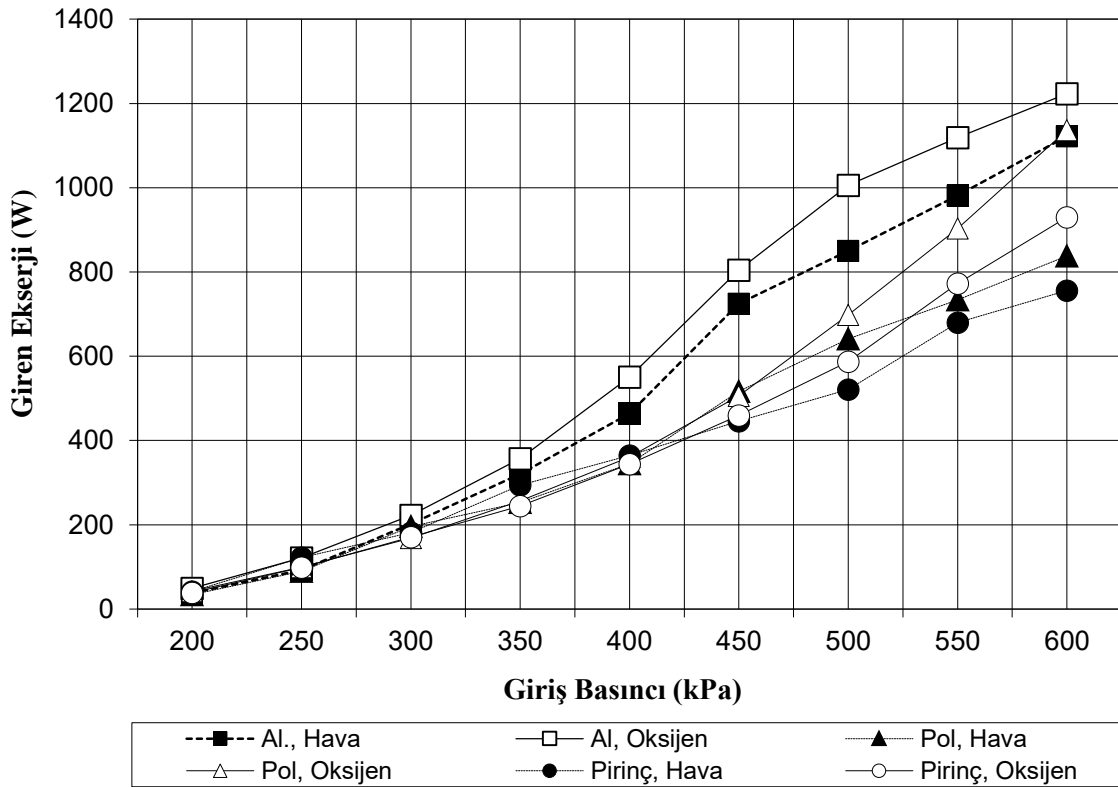


Şekil 28: Hava ve Oksijen, $N=6$ ve $P_i = 200 - 600$ kPa için, sıcak taraftan çıkan ekserji (E_h) değişimleri.

Şekil 29'da alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedan yapılmış olan $N=6$ nozul sayısındaki, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 200 kPa' dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem (2.17) kullanılarak hesaplanan, giren ekserji (E_i) değerleri grafik olarak verilmiştir.

Alüminyum, polyamid, ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan N=6 nozul sayısı ve giriş basınç değerleri (P_i) için E_i değerleri incelendiğinde, en düşük E_i değerleri, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan $P_i = 200$ kPa giriş basıncında, N=6, hava ve oksijen için sırasıyla 33,854 W ve 38,735 W olarak hesaplanmıştır. En yüksek E_i değerleri ise N=6 ve $P_i = 600$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 1122,40 W ve 1223 W olarak hesaplanmıştır.

Hava ve oksijen için N=6 nozul sayısındaki en yüksek E_i değeri 600 kPa basınç değerinde en düşük E_i değeri ise 200 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. Basınç değeri arttığı zaman E_i değerinin de arttığı görülmüştür.

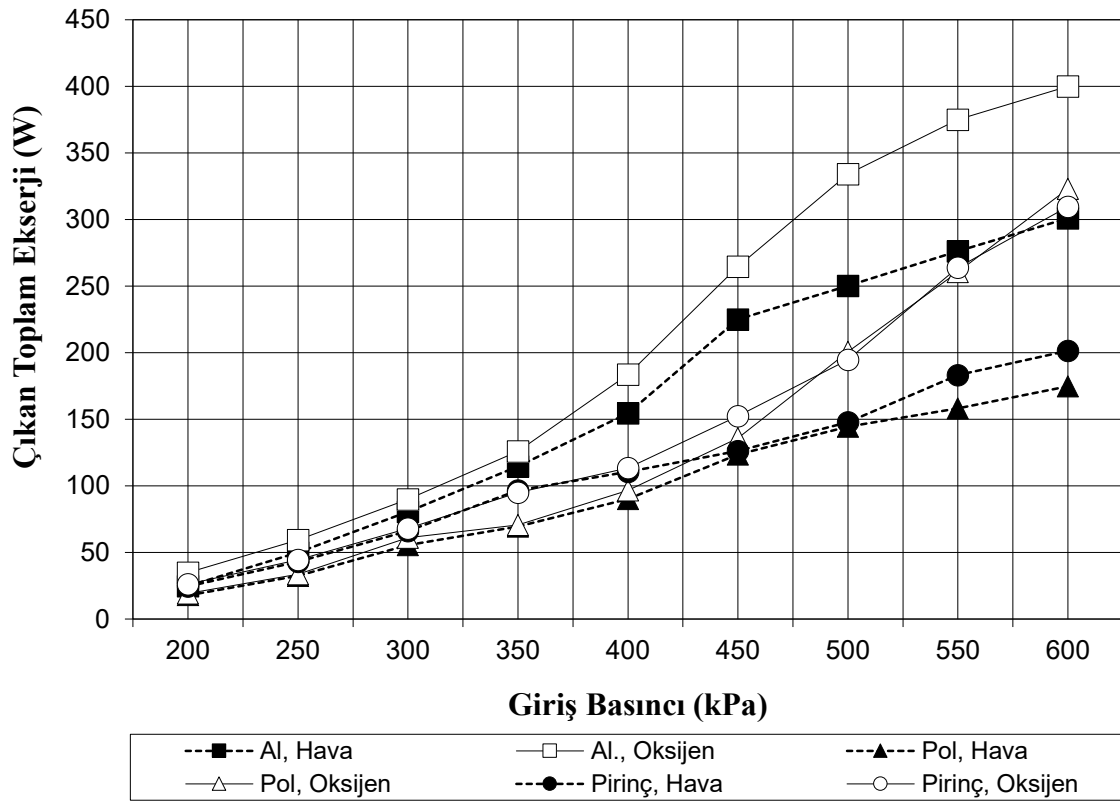


Şekil 29: Hava ve Oksijen, N=6 ve $P_i = 200 - 600$ kPa için, giren ekserji (E_i) değişimleri.

Şekil 30'da alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedan yapılmış olan N=6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 200 kPa' dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem (2.18) kullanılarak hesaplanan, çıkan toplam ekserji (E_o) değerleri grafik olarak verilmiştir.

Şekil 30 incelendiğinde, alüminyum, polyamid, ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan $N=6$ nozul sayısı ve en düşük E_o değeri; $P_i = 200$ kPa giriş basıncında, $N=6$, hava ve oksijen için sırasıyla 17,79 W ve 19,32 W olarak hesaplanmıştır. En yüksek E_o değerleri ise $N=6$ ve $P_i = 600$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 301,08 W ve 400,11 W olduğu bulunmuştur(Şekil 30).

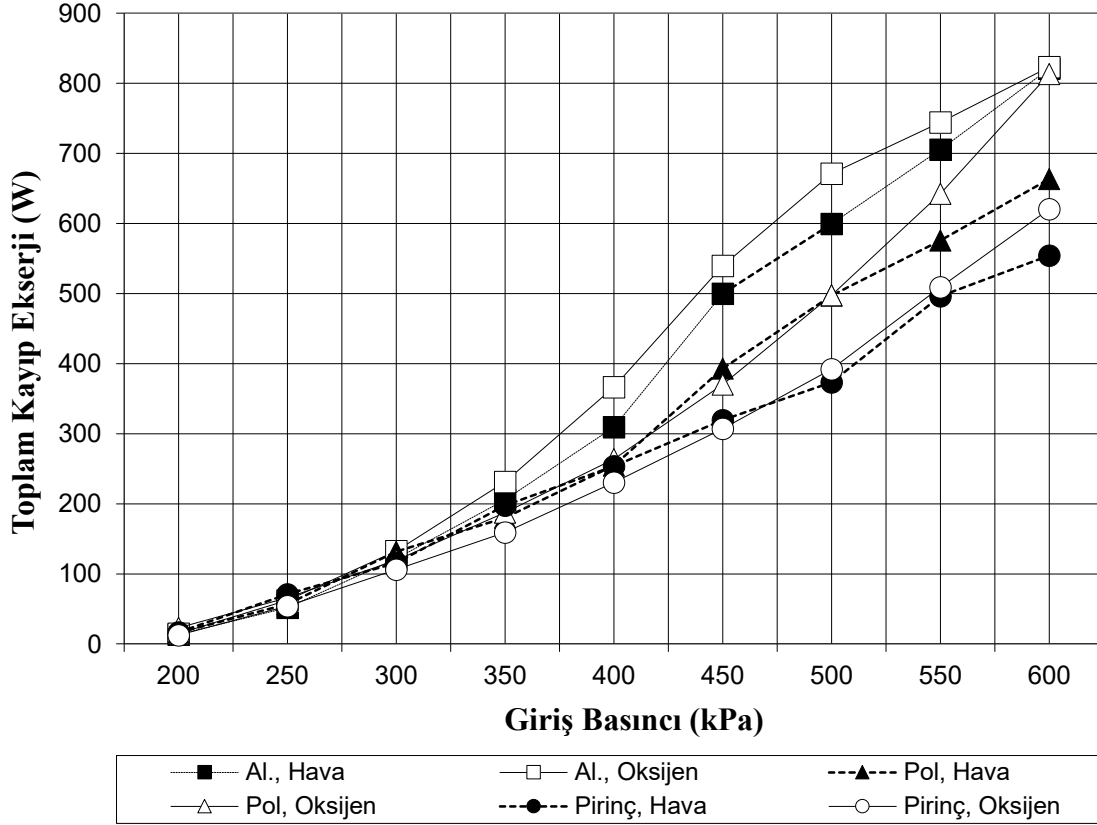
Hava ve oksijen için, $N=6$ nozul sayısında en yüksek E_o değerleri 600 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. $N=6$ nozul sayılarında en düşük E_o değeri 200 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. Basınç değeri arttığı zaman E_o değerinin de arttığı görülmüştür.



Şekil 30: Hava ve Oksijen, $N=6$ ve $P_i = 200 - 600$ kPa için, çıkan toplam ekserji (E_o) değişimleri.

Şekil 31’de alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedan yapılmış olan $N=6$ nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 200 kPa’ dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, denklem (2.19) kullanılarak hesaplanan, toplam kayıp ekserji (E_i) değerleri grafik olarak verilmiştir.

Şekil 31 incelendiğinde, alüminyum, polyamid, ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan $N=6$ nozul sayısı ve en düşük E_1 değeri; $P_i = 200$ kPa giriş basıncında, $N=6$, hava ve oksijen için sırasıyla 13,43 W ve 12,44 W olarak hesaplanmıştır. En yüksek E_1 değerleri ise $N=6$ ve $P_i = 600$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 821,31 W ve 823,26 W olduğu bulunmuştur.



Şekil 31: Hava ve Oksijen, $N=6$ ve $P_i = 200 - 600$ kPa için, kayıp ekserji (E_1) değişimleri.

Tablo 1’de Alüminyum, poliamid ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan $N=6$ nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı ve 200 kPa’ dan 600 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 (η_{II}) değerler verilmiştir (Denklem 2.20).

Tablo 1: Hava ve Oksijen, N=6 ve $P_i = 200 - 600$ kPa için, ikinci yasa verimi (η_{II}) değişimleri.

Nozul Malzeme	ALÜMİNYUM		POLYAMİD		PİRİNÇ	
	η_{II}		η_{II}		η_{II}	
Verim	%		%		%	
	P_{gir}	Hava	Oksijen	Hava	Oksijen	Hava
200	64,833	70,074	52,548	45,827	58,828	67,885
250	53,705	48,750	36,279	33,750	35,124	45,125
300	39,837	40,384	28,294	36,256	36,395	39,826
350	35,812	35,261	27,502	27,559	32,871	38,874
400	33,296	33,369	26,136	26,808	30,342	32,958
450	31,027	32,891	23,919	26,841	28,304	33,147
500	29,446	33,223	22,509	28,738	28,384	33,159
550	28,131	33,503	21,546	28,858	26,961	34,149
600	26,825	32,705	20,860	28,425	26,654	33,278

Tablo 1 incelendiğinde, alüminyum, poliamid ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan N=6 için η_{II} değerleri incelendiğinde, en yüksek η_{II} değeri, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan $P_i = 200$ kPa giriş basıncında, alüminyum malzemedan yapılmış olan N=6 ve oksijen için %70,07 olarak görülmüştür. En düşük η_{II} değeri ise polyamid malzemedan yapılmış olan N=6 ve $P_{gir} = 600$ kPa değerinde, hava için %20,86 olduğu görülmektedir (Tablo 1).

Yapılan 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) kullanılmış ve seri biçimde kaskad olarak birbirine bağlanarak deneysel sistem oluşturulmuştur. RHVT’de Polyamid, Alüminyum ve Pirinç malzemedan üretilmiş 6 nozul kullanılmış olup RHVT’de akışkan olarak giriş basıncı 200 kPa’dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı hava ve oksijen kullanılmıştır.

Literatür incelendiğinde yapılan bu çalışma ile kıyaslanacak bire bir çalışma bulunmamaktadır. Ancak literatürde bir adet RHVT çalışması mevcuttur. Bu mevcut çalışmalarda, 2009 yılında Kırmacı'nın yaptığı çalışmada 6 nozullu polyamid malzemenen elde edilen deney dataları ile kıyaslanarak tartışılmıştır. Kırmacı (2009), yaptığı deneysel çalışmada, iç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 150 mm olan bir adet RHVT'de, polyamid malzemenen ürettiği 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ve oksijenin kullanıldığı, 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, soğutma – ısıtma performanslarını ve ekserji analizi deneysel olarak incelemiştir. Kırmacı yaptığı çalışmada , En düşük T_c sıcaklığın oksijende $N=2$ ve $P_i=700$ kPa basıncında 258.36 K, Hava da ise $N=2$ ve $P_i=700$ kPa basıncında 263.15 K. En yüksek T_h sıcaklığı oksijende $N=3$ ve $P_i=400$ kPa basıncında 303.06 K, Hava da ise $N=2$ ve $P_i=400$ kPa basıncında 302.76 K. En yüksek ΔT Oksijen de $N=2$ ve $P_i=700$ kPa basıncında 39.8 K, Hava da ise $N=2$ ve $P_i=700$ kPa giriş basıncında 39.6 K. Ekserji datalarında ise En yüksek E_i Oksijen de $N=6$ ve $P_i=700$ kPa basıncında 325 W, Hava da ise $N=6$ ve $P_i=700$ kPa basıncında 320 W; En yüksek E_l oksijende $N=6$ ve $P_i=700$ kPa basıncında 300 W, Hava da ise $N=6$ ve $P_i=700$ kPa basıncında 270 W olduğunu bulmuştur. Yaptığım çalışmada ise En düşük T_c sıcaklığın oksijen de $N=6$ ve $P_i=600$ kPa basıncında 264.3 K, Hava da ise $N=6$ ve $P_i=600$ kPa basıncında 269.6 K, En yüksek T_h sıcaklığı Oksijende $N=6$ ve $P_i=600$ kPa basıncında 302.7 K, Hava da ise $N=6$ ve $P_i=600$ kPa basıncında 302.5 K, En yüksek ΔT Oksijende $N=6$ ve $P_i=600$ kPa basıncında 38.4 K, Hava da ise $N=6$ ve $P_i=600$ kPa giriş basıncında 33.0 K, En yüksek E_i Oksijende $N=6$ ve $P_i=600$ kPa basıncında 1136 W, Hava da ise $N=6$ ve $P_i=600$ kPa basıncında 810 W, En yüksek E_l Oksijen de $N=6$ ve $P_i=600$ kPa basıncında 813 W, hava da ise $N=6$ ve $P_i=600$ kPa basıncında 663 W olduğu bulunmuştur. Yapılan çalışmalardaki deneysel veriler kıyaslandığında T_c , T_h ve ΔT değeri için bir adet RHVT kullanılmasının daha verimli olduğu ancak ekseji bakımından kıyaslandığında ise iki adet karşıt akışlı RHVT seri biçimde kaskad kullanımının daha verimli olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir.

BÖLÜM 4

SONUÇ VE ÖNERİLER

Deneysel olarak yapılan bu çalışmada, vorteks tüpünde, sabit y_c oranında, alüminyum, polyamid ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan $N=6$ nozul sayısındaki, hava ile oksijen gazları ayrı ayrı, 200 kPa'dan 600 kPa'a kadar 50 kPa aralıklarla vorteks tüpüne gönderilmiş ve çıkan soğuk ve sıcak akışkan sıcaklık performansları incelenmiş ve ekserji analizi yapılmıştır.

Yapılmış olan deneysel çalışmanın sonuçları aşağıda maddeler halinde yazılmıştır.

- RHVT giriş basıncı değerlerinde çıkan en düşük soğuk akışkan sıcaklığı (T_c) incelendiğinde, alüminyum malzemesinden yapılmış $N=6$ nozulda 600 kPa'da 267,65 K ölçülmüş olup En yüksek T_c değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemedan yapılmış nozulda 275,95 K olarak ölçülmüştür
- RHVT giriş basıncı değerlerinde çıkan en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı (T_h) incelendiğinde, pirinç malzemesinden yapılmış nozulda 600 kPa'da 310,25 K ölçülmüştür. En düşük T_h değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemedan yapılmış nozulda 294,35 K olarak ölçülmüştür. Deneyslerde kullanılan tüm nozul malzemeleri incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri arttıkça T_h değeri artmaktadır
- Seri bağlı Kaskad tipi RHVT deney deneysel sistemin performans değeri olarak da bilinen çıkan sıcak akışkan sıcaklığı ile çıkan soğuk akışkan sıcaklığı arasındaki en yüksek fark (ΔT) incelendiğinde, pirinç malzemesinden yapılmış $N=6$ nozulda 600 kPa'da 42,8 °C ölçülmüştür. En düşük ΔT değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemedan yapılmış nozulda 18,4 °C olarak ölçülmüştür. Deneyslerde kullanılan tüm nozullar incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri arttırıldığı artkça ΔT değeri artmaktadır.

- RHVT giriş basıncı değerlerinde çıkan en düşük soğuk akışkan sıcaklığı (T_c) incelendiğinde, pirinç malzemesinden yapılmış nozulda oksijen için 600 kPa’da 262,9 K ölçülmüştür. En yüksek T_c değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemedden yapılmış N=6 nozulda 277,35 K olarak ölçülmüştür. Deneyleerde kullanılan tüm nozul malzemeler incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri arttıkça T_c değeri azalmaktadır.
- RHVT giriş basıncı değerlerinde çıkan en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı (T_h) incelendiğinde, pirinç malzemesinden yapılmış nozulda oksijen için 600 kPa’da 305,25 K ölçülmüştür. En düşük T_h değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemedden yapılmış nozulda 294,35 K olarak ölçülmüştür. Deneyleerde kullanılan tüm nozul malzemeler incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri arttırıldığı artıkça T_h değeri artmaktadır.
- Seri bağlı Kaskad tipi RHVT deney deneysel sistemin performans değeri olarak da bilinen çıkan sıcak akışkan sıcaklığı ile çıkan soğuk akışkan sıcaklığı arasındaki en yüksek fark (ΔT) incelendiğinde, pirinç malzemesinden yapılmış nozulda oksijen için 600 kPa’da 42,35 $^{\circ}C$ ölçülmüştür. En düşük ΔT değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde Polyamid malzemedden yapılmış nozulda 17,0 $^{\circ}C$ olarak ölçülmüştür. Deneyleerde kullanılan tüm nozul malzemeler incelendiğinde RHVT giriş basınç değeri artıkça ΔT değeri artmaktadır.
- Alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedden yapılmış olan hava için en düşük E_c değeri incelendiğinde, N=6 sayısındaki polyamid malzeme olan $P_i=200$ kPa basıncında, 13,256 W olduğu görülmüştür. Oksijen için ise en düşük E_c değeri incelendiğinde; N=6 sayısındaki polyamid malzeme olan $P_i=200$ kPa basıncında, 14,011 W olarak görülmüştür. Aynı grafik incelendiğinde ise en yüksek E_c değeri, hava için N=6 sayısında alüminyum malzeme olan $P_i=600$ kPa basıncında, 228,46 W olduğu görülmüş olup, Oksijen için ise en yüksek E_c değeri, N=6 sayısında alüminyum malzeme olan $P_i=600$ kPa basıncında, 320,62 W’ tır. Her iki akışkan için de basınç değeri arttığı zaman E_c değerinin de arttığı görülmektedir.
- Alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedden yapılmış olan N=6 nozul sayısındaki, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 200 kPa’ dan 600

kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla sıcak akım tarafından çıkan enerji (E_h) değerleri incelendiğinde; Alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedan yapılmış olan hava için en düşük E_h değeri, N=6 sayısındaki polyamid malzeme olan $P_i=200$ kPa basıncında, 4,534 W olduğu,. Oksijen için ise en düşük E_h değeri, N=6 sayısındaki polyamid malzeme olan $P_i=200$ kPa basıncında, 5,318 W olduğu görülmüştür. En yüksek E_h değeri, hava için N=6 sayısındaki alüminyum malzeme olan $P_i=600$ kPa basıncında, 72,84 W olduğu oksijen için ise en yüksek E_h değeri N=6 sayısındaki alüminyum malzeme olan $P_i=600$ kPa basıncında, 79,49 W olduğu görülmüştür. Her iki akışkan için de basınç değeri arttığı zaman E_h değerinin de arttığı görülmektedir.

- Alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedan yapılmış olan N=6 nozul sayısındaki, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 200 kPa' dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla giren ekserji (E_i) değerleri incelendiğinde; Alüminyum, poliamid, ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan N=6 nozul sayısı ve giriş basınç değerleri (P_i) için E_i değerleri incelendiğinde, en düşük E_i değerleri, hızın ve kütle sel debinin en düşük değeri olan $P_i=200$ kPa giriş basıncında, N=6, hava ve oksijen için sırasıyla 33,85 W ve 38,73 W olduğu görülmüştür. En yüksek E_i değerleri ise N=6 ve $P_i= 600$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 1122,40 W ve 1223 W olduğu görülmüştür. Hava ve oksijen için N=6 nozul sayısındaki en yüksek E_i değeri 600 kPa basınç değerinde en düşük E_i değeri ise 200 kPa basınç değerinde hesaplandığında basınç değeri arttığı zaman E_i değerinin de arttığı görülmüştür.
- Alüminyum, polyamid ve pirinç malzemedan yapılmış olan N=6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 200 kPa' dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, çıkan toplam ekserji (E_o) değerleri incelendiğinde; Alüminyum, polyamid, ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan N=6 nozul sayısı ve En düşük E_o değeri; $P_i=200$ kPa giriş basıncında, N=6, hava ve oksijen için sırasıyla 17,79 W ve 19,32 W olduğu görülmüştür. En yüksek E_o değerleri ise N=6 ve $P_i=600$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 301,08 W ve 400,11 W olarak arttığı görülmüştür. Hava ve oksijen için, N=6 nozul sayısında en yüksek E_o değerleri 600 kPa basınç değerinde hesaplanmıştır. N=6 nozul

sayılarında en düşük E_o değeri 200 kPa basınç değerinde hesaplanmış olup basınç değeri arttığı zaman E_o değerinin de arttığı görülmüştür.

- Alüminyum, polyamid ve pirinç malzemeden yapılmış olan $N=6$ nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ile oksijenin ayrı ayrı kullanıldığı, 200 kPa' dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, toplam kayıp ekserji (E_l) değerleri incelendiğinde; Alüminyum, polyamid, ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan $N=6$ nozul sayısı ve en düşük E_l değeri; $P_i=200$ kPa giriş basıncında, $N=6$, hava ve oksijen için sırasıyla 13,43 W ve 12,44 W olduğu görülmüştür. En yüksek E_l değerleri ise $N=6$ ve $P_i=600$ kPa değerinde, hava ve oksijen için sırasıyla 821,31 W ve 823,26 W olarak arttığı görülmüştür.
- Alüminyum, polyamid ve pirinç malzemelerinden yapılmış olan $N=6$ için η_{II} değerleri incelendiğinde, en yüksek η_{II} değeri, hızın ve kütleli debinin en düşük değeri olan $P_i=200$ kPa giriş basıncında, alüminyum malzemeden yapılmış olan $N=6$ ve oksijen için %70,074 olarak görülmüştür. En düşük η_{II} değeri ise polyamid malzemeden yapılmış olan $N=6$ ve $P_i = 600$ kPa değerinde, hava için %20,860 olduğu görülmektedir

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

RHVT deneysel çalışma verileri ve ekserji verimliliğine ait tüm sonuçlar birlikte değerlendirildiğinde, vorteks tüpün performansının ve ekserji verimliliğinin yüksek çıkması için, giriş basıncının yüksek tutulması sağlanmalıdır.

Ayrıca 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. ve Keller, J.U. (1996). “Low-Pressure Vortex Tubes”, *Appl. Phys.*, 29:1469-1472.
- Aljuwayhel, N.F., Nellis, G.F. ve 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. ve Bracciano, A.F. (1979). *Modern Refrigeration and Air Conditioning*, The Goodheart-Willcox Company Inc., South Holland, Pp. 633.
- Aydın, O., ve Baki, M. (2006). An Experimental Study on the Design Parameters of 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.
- Balmer, R. (1988). Pressure Driven Ranque-Hilsch Temperature Seperation in Liquids, *Journal of Fluids Engineering-Trans. of Asme*, 110 (2): 161-164.
- Behera, U., Paul, P.J., Kasthuriengan, S., Karunanithi, R., Ram, S. N., Dinesh, K. ve Jacob, S. (2005). CFD Analysis and Experimental Investigations Towards Optimizing the Parameters of Ranque-Hilsch Vortex Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 48: 1961–73.
- Boucher, R.F. ve Tippetts, J.R. (2000). Vortex-Tube-Driven Thermo-Electricity. Sixth Triennial International Symposium on Fluid Control, *Measurement and Visualization*, Sherbrooke- Canada, pp. 50.
- Bruun, H.H. (1969). Experimental investigation of the energy separation in vortex tubes. *J. Mech. Eng. Sci.*, 11 (6), 567-582.
- Cebeci, İ. (2013). Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Hava ve Oksijen Akışkanlarının Farklı Nozullarda Enerji-Ekserji Analizlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, Bartın Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Bartın.
- Choi, H.Z., Lee, S.W., ve Jeong, H.D. (2001). “A Comparison of The Cooling Effect of Compressed Cold Air and Coolant for Cylindrical Grinding with A CBN Wheel”, *Journal of Materials Processing Technology*, 111: 265-268.
- Cockerill, T.T. (1998). Thermodynamics and Fluid Mechanics of a Ranque-Hilsch Vortex Tube, *Phd Thesis, University of Cambridge*.
- Deissler, RG. ve Perlmutter, M. (1960). Analysis of the flow and energy separation in a turbulent vortex, *Int. J. Heat Mass Transfer*, 1, 173–91.

- Dinçer, K. (2005). Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpün Performansının incelenmesi, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Ankara, 229 s.
- Dinçer, K. ve 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.
- Fröhlingdorf, W. ve Under, H. (1999). “Numerical Investigations of Compressible Flow and The Energy Separation in the Ranque-Hilsch Vortex Tube”, *Int. Journal of Heat and Mass Transfer*, 42(3): 415-422.
- Gao, C. M., Bosschaart, K. J., Zeegers, J. C. ve de Waele, A.T.A.M. (2005). “Experimental Study on a Simple Ranque-Hilsch Vortex Tube”, *Cryogenics*, 45:173-183.
- Hartnett, J.P. ve Eckert, E.R. (1957). Experimental study of the velocity and temperature Distribution in a high-velocity vortex type-flow, *Trans. of ACME*, 79:751-755.
- 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. (2006a). Akışkan Olarak Hava Oksijen Karbondioksit Azot Kullanılan Vorteks Tüpünde Enerji ve Ekserji Analizi, C.Ü. Fen Edebiyat Fakültesi, Fen Bilimleri Dergisi, 27. (1), 26-41.
- Kırmacı, V., Usta, H., ve Menlik, T. (2006b). 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-ısıtma sıcaklık performanslarının deneysel olarak incelenmesi, *Politeknik Dergisi* Cilt:10 Sayı: 4 s.377-381.
- Kırmacı, V. (2008). Akışkan Olarak Hava Oksijen Karbondioksit Azot Argon Ve Karışım Gazı Kullanılan Vorteks Tüpünde Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi, *Fırat Üniv. Fen Ve Müh. Bil. Dergisi* 20 (2), 345-354.
- Kırmacı, V. (2009). Energy Analysis and Performance of a Counter Flow Ranque-Hilsch Vortex Tube Having Various Nozzle Numbers at Different Inlet Pressures of Oxygen and Air. *International Journal of Refrigeration*. 32 1626-1633.

- 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.
- Landecker, K. (1977). A two stage refrigeration and power producing arrangement consisting of a vortex cooling tube and a thermoelectric stage, *Energy Conservation*,17, 119-22.
- 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. ve 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., Taşdemir, S., Dinçer, K. ve 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, Doktora Tezi , Bradford University, Bradford, U.K.
- Nimbalkar, S., U. ve Muller, M. R. (2008). An Experimental Investigation of the Optimum Geometry for the Cold End Orifice of a Vortex Tube, *App. Thermal Eng.*, 29, 509-514.
- Özkul, N. (1999). “Uygulamalı Soğutma Tekniği”, *Makina Mühendisleri Odası, Yayın No:115*, Ankara, S. 24-25.
- Özgür, A.E. (2001). Vorteks Tüplerin Çalışma Kriterlerine Etki Eden Faktörlerin ve Endüstrideki Kullanım Alanlarının Tespiti, Yüksek Lisans Tezi, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Isparta.
- Parulekar, B.B. (1961). The Short Vortex Tube, *Journal of Refrigeration*, 4, 74-80.
- Pınar, A. M., Uluer. O. ve Kırmacı, V. (2009). Optimization of Counter Flow Ranque Hilsch Vortex Tube Performance Using Taguchi Metod, *Int. J. Refrig.*, 33, pp.954-962.
- Promvonge, P. ve 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.

- Shannak, B.A. (2004). Temperature Separation and Friction Losses in Vortex Tube, Heat and Mass Transfer, 40, 779-85.
- Singh, P.K., Tathgir, R.G., Gangacharyulu, D. ve Grewal G.S. (2004). An Experimental Performance Evaluation of Vortex Tube, *Ie (I) Journal - Mc*, 84, 149-153.
- Singh, K. (2005). Ranque-Hilsch Vortex Tube Online, Available: <Http://Sps.Nus.Edu.Sg>, 20 October 2005.
- Skardal, K.A. (1980). Vortex Cleaner, *United States Patent*, 4 224 145.
- Şahin, Y.S. (2013). Karşıt Akışlı Konik Vorteks Tüp Karakteristiklerinin İncelenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Gümüşhane Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Gümüşhane.
- Takahama, H., Kawamura, H., Kato, S. ve Yokosawa, H. (1979). Performance characteristics of energy separation in a steam-operated vortex tube, *Int. J. Engng Sci.*, 17, 735-744.
- Takahama, H. ve Yokosawa, H. (1981). Energy Separation in Vortex Tubes with Divergent Chamber, *Journal of Heat Transfer*, 103.
- Tunkel, L., Krasovitski, B. ve Foster, R. L. (1999). Vortex tubes for snow making, Patent Institute of United States, Patent no:5, 937,654.
- Uluer, O., Kırmacı, V. ve Atas, Ş. (2009). “Using the artificial neural network model for modeling the performance of the counter flow vortex tube” *Expert Systems with Applications* 36 12256–12263.
- URL-1, (2018). https://ssl.arcsec-secure.de/filtan.de/VTS_A.htm, The Vorteks Tube Separator.
- URL-2, (2018). <https://www.eputec.de/en/en-exair-vortextubes> Exair Corporation Vortex Tubes and Spot Cooling Products.
- URL-3, (2018). <https://www.eputec.de/en/en-exair-vortextubes> Exair Corporation Vorteks Tüplerin Soğutma Tekniğinde Kullanılması.
- URL-4, (2018). <https://www.eputec.de/en/en-exair-vortextubes> Exair Corporation Controlling Temperature and Flow in a Vortex Tube.
- Usta, H., Kırmacı, V. ve Dinçer, K., (2004). Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava ile Azot Gazının Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel İncelenmesi, *BAÜ Fen Bil. Enst. Dergisi*, 6,2, 67-76.
- Usta, H., Kırmacı, V. ve Dinçer, K. (2005). Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava, Oksijen ve Karbondioksitin Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi, *Teknoloji*, 8, 4, 311-319.

- 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.
- Varich, N.I., Lobzin, D.V., Panov, A.V. ve Smolyar, G.A. (2002). Thermoelectric generator with a vortex tube as a heat source, *Journal of Thermoelectricity*, Part 1, 74-88.
- Velioğlu, M. (2012). Vorteks Tüpün Optimizasyonu ve Modellenmesi, Yüksek Lisans Tezi, Yıldız Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul.
- Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M. ve Karşlı, S. (2005). Vortex Tüpleri: 2- Enerji Ayrışma Mekanizması ve Performans, *Mühendis ve Makine*, 47, 554, 42-51.
- Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M. ve Karşlı, S. (2006a). Vorteks Tüpleri: 1 Teknolojik Gelişim, *Mühendis Ve Makine*, 47 (553), 46-54.
- Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M. ve Karşlı, S. (2006b). Vorteks Tüpleri: 2 Enerji Ayrışma Mekanizması Ve Performans Karakteristikleri, *Mühendis Ve Makine*, 47 (554), 42-51.
- Yılmaz, M., Kaya, M., Karagöz, Ş. ve Erdoğan, S. (2007a). Vorteks Tüp Tasarımı - I. Bölüm. *Makine Tek Dergisi*, 116, 100-106.
- Yılmaz, M., Kaya, M., Karagöz, Ş. ve Erdoğan, S. (2007b). Vorteks Tüp Tasarımı - II. Bölüm. *Makine Tek Dergisi*, 117, 102-107.
- Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Özyurt, Ö., Erdoğan, S., Bakırcı, K., Kaya, M., ve 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 : Ümit TOPCUOĞLU
Doğum Yeri ve Tarihi : İzmir 17/03/1982

Eğitim Durumu

Lisans Öğrenimi : Gazi Üniversitesi (Tesisat Öğretmenliği)
Yüksek Lisans Öğrenimi : Bartın Üniversitesi (Mak. Müh. A.B.D.)
Bildiği Yabancı Diller : İngilizce
Bilimsel : Cebeci, İ., Kırmacı, V. ve Topcuoğlu, Ü. (2016) The effects of orifice nozzle number and nozzle made of polyamide plastic and aluminum with different inlet pressures on heating and cooling performance of counter flow Ranque Hilsch Vortex Tubes an experimental investigation, *International Journal of Refrigeration*, 72, 140-146.
Faaliyet/Yayınlar

Aldığı Ödüller :

İş Deneyimi

Stajlar :
Projeler ve Kurs Belgeleri :
Çalıştığı Kurumlar : İpragaz AŞ.

İletişim

0530 370 54 89

E-Posta Adresi : utopcuoglu.35@gmail.com

Tarih : 09/05/2018 (Tez sınav tarihi)

