

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI PARAMETRELERE SAHİP JENERATÖRLER
KULLANILARAK BİR VORTEKS TÜPÜNÜN COP VE CMF
DEĞERLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gökçe ULUŞAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ
Enstitü Bilim Dalı : ENERJİ
Tez Danışmanı : Prof. Dr. Hüseyin PEHLİVAN

Ocak 2022

**T.C.
SAKARYA ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**FARKLI PARAMETRELERE SAHİP JENERATÖRLER
KULLANILARAK BİR VORTEKS TÜPÜNÜN COP VE CMF
DEĞERLERİNİN DENEYSEL OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Gökçe ULUŞAN

Enstitü Anabilim Dalı : MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ

Enstitü Bili Dalı : ENERJİ

Bu tez 13.01.2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Jüri Başkanı

Üye

Üye

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka bir üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Gökçe ULUŞAN

10.01.2022

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans eğitimim boyunca değerli bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, her konuda bilgi ve desteğini almaktan çekinmediğim, araştırmanın aşamalarında yardımlarını esirgemeyen, değerli danışman hocam Prof. Dr. Hüseyin PEHLİVAN'a teşekkürlerimi sunarım.

Laboratuvar olanakları konusunda anlayış ve yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Doç. Dr. Murat ÖZSOY'a, bilgi ve deneyimlerinden yararlandığım, hiçbir zaman sorularıma cevap vermekten çekinmeyen sayın hocam Doç. Dr. Ünal UYSAL'a teşekkür ederim.

Desteklerini her zaman hissettiğim, problemlerimi çözmemde bana çok yardımları dokunan sayın Handan ATALAY EROĞLU'na ve değerli eşi Osman EROĞLU'na teşekkür ederim.

Tüm eğitim hayatım boyunca beni her zaman destekleyen, her zorlandığım anlarda manevi desteğini esirgemeyen canım annem Günay ULUŞAN'a, bana öğrettiği her şey için minnettar olduğum canım babam Sabri ULUŞAN'a, destekleri için canım ablam Seda ULUŞAN'a teşekkür ederim.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ.....	v
ŞEKİLLER LİSTESİ	vi
TABLolar LİSTESİ	viii
ÖZET	ix
SUMMARY	x
BÖLÜM 1.	
GİRİŞ	1
1.1. Giriş	1
1.2. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı	2
1.3. Çalışmanın Mevcut Bilime Katkısı ve Yenilikler.....	2
1.4. Çalışma Organizasyonu	4
BÖLÜM 2.	
KAYNAK ARAŞTIRMASI.....	5
2.1. Giriş	5
2.1.1. Vorteks tüplerinin kullanım alanları	6
2.1.2. Nozul parametrelerinin etkisi	7
2.1.3. İşletme parametreleri ve debi etkisi.....	8
2.1.4. Vorteks tüp tasarım parametrelerinin etkisi	9
2.1.5. Vorteks tüpün bağlantı ve akış tipi	12
2.1.6. Vorteks tüp verimliliği, CMF ve COP performans etkisi	13
2.1.7. Hesaplmalı akışkan model kullanımı	15
2.1.8. Farklı akışkan kullanımı ve akış yapısı	18

BÖLÜM 3.

VORTEKS TÜP	21
3.1. Giriş	21
3.2. Vorteks Tüp Konstrüksiyonu	21
3.2.1. Gövde.....	22
3.2.2. Giriş lüleleri	23
3.2.3. Vorteks jeneratör	23
3.2.4. Regülatör.....	24
3.2.5. Basınçlı akışkan deposu.....	24
3.2.6. Debimetre.....	25
3.3. Vorteks Tüpünün Çalışma Prensibi	26
3.4. Vorteks Tüplerin Sınıflandırılması	27
3.4.1. Adyabatik vorteks tüpler.....	27
3.4.2. Adyabatik olmayan vorteks tüpler	27
3.4.3. Paralel akışlı vorteks tüp	28
3.4.4. Karşıt akışlı vorteks tüp	28
3.5. Vorteks Tüplerin Kullanım Alanları	29
3.5.1. Isıtma ve soğutma uygulamaları	29
3.5.2. Gazların sıvılaştırılması	30
3.5.3. Gaz Karışımlarının Ayırıştırılması	31
3.5.4. Elektrik üretimi	31
3.5.5. Düşük sıcaklı uygulamalar.....	32
3.5.6. Endüstride kullanılması	32
3.5.7. Kar üretimi	33
3.6. Vorteks Tüpünün Avantajları ve Dezavantajları	34
3.6.1. Vorteks tüpünün avantajları	34
3.6.2. Vorteks tüpünün dezavantajları	34

BÖLÜM 4.

DENEYSEL ÇALIŞMA	35
4.1. Giriş	35

4.2. Deney Düzeneği	35
4.3. Deney Düzenğinde Kullanılan Ölçüm Aletlerinin Teknik Özellikleri.....	38
4.4. Vorteks Tüp Tasarımı.....	39
4.5. Vorteks Jeneratör Tasarımı ve İmalatı	40
4.6. Deneyin Yapılışı	41
4.7. Vorteks Tüp İçin CMF ve COP Değerleri	43
4.7.1. Soğuk akışkan çıkış oranı (CMF).....	44
4.7.2. Soğutma performans katsayısı (COP)	44
BÖLÜM 5.	
DENEY SONUÇLARI	46
5.1. Giriş	46
5.1.1. Farklı CMF değerlerinde d_1 ' in COP değerine etkisinin incelenmesi	46
5.1.2. Farklı n , d_1 ve CMF değerlerinin COP' a etkisinin incelenmesi	47
5.1.3. Deneysel sonuçların genel değerlendirilmesi.....	48
5.1.4. Vorteks tüp valf açıklığının ve d_1 ' in soğutma performans katsayısına (COP) etkisi	49
5.1.5. Farklı CMF değerlerinin ΔT 'ye etkisi	50
5.1.6. Farklı n ve aynı d_1 değerlerinde, farklı valf açıklıklarının T_h °C ve T_c °C üzerine etkisi.....	51
BÖLÜM 6.	
TARTIŞMA VE ÖNERİ	53
KAYNAKLAR	56
EKLER	62
ÖZGEÇMİŞ	66

SİMGELER VE KISALTMALAR LİSTESİ

CMF	: Soğuk akışkan çıkış oranı
COP	: Soğutma performans katsayısı
d_1	: Sıcak akışkan çıkış çapı (mm)
d_2	: Soğuk akışkan çıkış çapı (mm)
$\dot{m}_t$	: Tüpe gönderilen akışkanın kütleli debisi (m^3/h)
$\dot{m}_c$	: Soğuk akışkanın kütleli debisi (m^3/h)
$\dot{m}_h$	: Sıcak akışkanın kütleli debisi (m^3/h)
n	: Nozul sayısı
P_i	: Giriş basıncı (bar)
P_a	: Açık hava basıncı (bar)
T_i	: Tanktan gönderilen basınçlı akışkanın sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_c	: Soğuk akışkanın sıcaklığı ($^{\circ}C$)
T_h	: Sıcak akışkanın sıcaklığı ($^{\circ}C$)
ΔT	: Sıcak ve soğuk akışkan sıcaklık farkı ($^{\circ}C$)

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 3.1. Karşıt akışlı vorteks tüp [5,56].	22
Şekil 3.2. Vorteks tüp gövdesi [58].	22
Şekil 3.3. Vorteks tüp giriş lüleleri [58].	23
Şekil 3.4. Vorteks jeneratör.	23
Şekil 3.5. Regülatör.	24
Şekil 3.6. Basınçlı akışkan deposu.	25
Şekil 3.7. Debimetre.	25
Şekil 3.8. Akışın vorteks tüpe teğetsel olarak nozuldan gönderilmesi [14].	26
Şekil 3.9. Vorteks tüpün içindeki sıcak ve soğuk akışın hareketi [48].	27
Şekil 3.10. Adyabatik olmayan Vorteks tüp [56,57].	28
Şekil 3.11. Paralel akışlı vorteks tüpünün yapısı [5,14,56].	28
Şekil 3.12. Karşıt akışlı vorteks tüpünün yapısı [14,57].	29
Şekil 3.13. Vorteks tüp tahrikli termoelektrik jeneratör [5,57].	31
Şekil 3.14. Vorteks tüp soğutmalı bir gaz numuneden nem alma sistemi [55,57].	32
Şekil 3.15. Vorteks tüp ile kar üretme sistemi [55,57].	33
Şekil 3.16. Vorteks tüp ile kar üretme sisteminin şematik gösterimi [55,57].	33
Şekil 4.1. Deney düzeneğinin gösterimi.	36
Şekil 4.2. Valf açıklığının gösterimi.	36
Şekil 4.3. (a), (b) Sıcak ve soğuk akışkan tarafındaki termal çift konumlandırılması...	37
Şekil 4.4. Vorteks tüp kontrol valfi.	37
Şekil 4.5. Vorteks tüpü oluşturan başlıca elemanlar [54].	39
Şekil 4.6. Vorteks Jeneratör teknik resim gösterimi	40
Şekil 4.7. (a), (b) Vorteks jeneratör üretim aşaması.	41
Şekil 4.8. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.	42
Şekil 4.9. Soğuk ve sıcak akışkan çıkış sıcaklıklarının değişimi.	42

Şekil 5.1. $a=4n$, $b=5n$, $c=6n$ nozul sayısına sahip olan vorteks jeneratör iç çaplarının ve CMF değerlerinin COP' a etkisi.....	47
Şekil 5.2. (a) 5mm, (b) 7mm ve (c) 9 mm d_1 değerine 4, 5 ve 6 nozul sayısına(n) sahip vorteks jeneratörlerinin CMF değerlerinin COP parametrelerine etkisi.....	48
Şekil 5.3. Deneyde kullanılan vorteks jeneratörlerinin CMF değerlerinin COP'ye etkisi	49
Şekil 5.4. (a) (b)(c)(d) Farklı n ve d_1 değerine sahip vorteks jeneratörlerinin, 4 farklı valf açıklığında COP'a olan etkisi.	50
Şekil 5.5. Farklı CMF değerlerinin ΔT 'ye etkisi.....	51
Şekil 5.6. (a)(b)(c) aynı d_1 değerinde ve farklı n sayılarına sahip vorteks jeneratörlerinin, CMF değerlerinin sıcak ve soğuk sıcaklıklarına etkisi.....	52

TABLÖLAR LİSTESİ

Tablo 4.1. Ölçüm aletlerinin teknik özellikleri.	38
Tablo 4.2. Deneyde kullanılan vorteks tüp ölçüleri	39
Tablo 4.3. Vorteks jeneratör ölçüleri	40
Tablo 6.1. Örnek deneysel çalışma şablonu	62
Tablo 6.2. Örnek deney kayıt şablonu.	63

ÖZET

Anahtar kelimeler: Vorteks Tüpü, vorteks jeneratör, soğuk akışkan çıkış oranı

Ranque-Hilsch tüpleri olarak geçen vorteks tüpleri çevreye zararları olmamaları, sıcak ve soğuk akışkanlara ayrılırken herhangi bir kimyasal madde gerektirmemeleri, basit yapıda olmaları ve hareketli parçaları bulunmadığından dolayı günümüzde lokal soğutma/ısıtma sistemi olarak kullanılmaktadır. Kompresör yardımıyla basınçlandırılmış hava vorteks tüpe giriş lülelerinden girer. Vorteks tüpe giren basınçlı hava vorteks jeneratöre çarparak vorteks oluşturur. Vorteks tüp içerisinde dönerek ilerleyen basınçlı hava, tüp merkezinde ve cidarlardaki sürtünmelerin etkisinden kaynaklanan farklı açısal hızların etkisiyle tüp içerisindeki durma noktasında sıcak ve soğuk akışkanlara ayrılır. Sıcak akışkan vorteks tüpün sıcak uç tarafında bulunan kontrol valfinin deliklerinden çıkar. Soğuk hava ise vorteks jeneratörün ortasından geçerek soğuk akışkan çıkış çapından (d_2) çıkarak tüpü terkeder. Böylece vorteks tüpte iki farklı çıkış sıcaklık değerine sahip akışkanlar elde edilmiştir. Deneysel çalışmada, 5 bar basınçta ve 40 m³/h debide hava kullanılmıştır. Deneylerde, üç farklı nozul sayısında ($n=4,5,6$) ve üç farklı sıcak akışkan çıkış iç çapında ($d_1=5,7,9$ mm) sahip vorteks jeneratörler kullanılmıştır. Vorteks tüpün sıcak çıkış tarafında bulunan kontrol valfi açıklıkları değiştirilerek soğuk akışkan çıkış oranı (CMF) değiştirilmiştir. Bu oranın soğutma performansına etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Değişen CMF değeri, sıcak ve soğuk taraftan çıkan hava miktarını değiştirdiği için bu orana bağlı olarak sıcak ve soğuk akışkanın çıkış sıcaklık farkı (ΔT) de değişmiştir. CMF'nin değişimiyle vorteks tüpün soğutma performans katsayısının (COP) değiştiği görülmüştür. Vorteks jeneratörün geometrik parametreleri, vorteks tüpün soğutma performansını doğrudan etkilemiştir. Vorteks tüpün soğutma performansını incelemek için deneyler 9 adet farklı geometrik parametrelere sahip vorteks jeneratörler için gerçekleştirilmiştir.

Yapılan deneysel çalışmalar sonucunda farklı d_1 ve CMF değerleri için vorteks tüp soğutma performansının (COP) 0,1 ile 1,3 aralığında değiştiği görülmüştür. Maksimum COP değeri 1,27 olarak $d_1=9$ mm, CMF=0,85 ve $n=6$ da elde edilmiştir. $n=4,5,6$ nozul sayılı ve farklı sıcak akışkan çıkış çaplarına sahip vorteks jeneratörler arasından elde edilen maksimum ΔT değeri, $d_1=9$, CMF=0,85 ve $n=5$ de 52,9 °C olarak elde edilmiştir.

EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF COP AND CMF VALUES OF A VORTEX TUBE USING GENERATORS WITH DIFFERENT PARAMETERS

SUMMARY

Keywords: Vortex Tube, vortex generator, cold mass fraction

Vortex tubes, referred to as Ranque-Hilsch tubes, are used as a local cooling/heating system today because they don't harm the environment, don't require any chemicals when separating into hot and cold fluids, are simple in structure and don't have moving parts. With the help of the compressor, pressurized air enters the vortex through the entrance lule to the tube. Compressed air entering the vortex tube creates a vortex by hitting the vortex generator. The compressed air, that rotates and progresses in the vortex tube, is separated into hot and cold fluids at the stopping point in the tube due to the effect of different angular velocities caused by the effect of friction in the tube center and the walls. The hot fluid comes out of the holes of the control valve located on the hot end side of the tube. On the other hand, cold air passes through the middle of the vortex generator and exits the cold outlet diameter (d_2) and leaves the tube. Thus, fluids with two different outlet temperature values were obtained in the vortex tube. In the experimental study, air was used at 5 bar pressure and 40 m³/h flow rate. In the experiments, vortex generators with three different nozzles ($n=4,5,6$) and three different hot fluid output internal diameters ($d_1=5,7,9$ mm) were used. The cold mass fraction (CMF) was changed by changing the control valve gaps on the hot outlet side of the vortex tube. The effect of this ratio on cooling performance has been investigated experimentally. Since the changing CMF value changes the amount of air coming out of the hot and cold side, the outlet temperature difference (ΔT) of the hot and cold fluid has also changed depending on this ratio. It has been observed that the cooling performance coefficient (COP) of the vortex tube changes with the change of CMF. The geometric parameters of the vortex generator directly affected the cooling performance of the vortex tube. In order to examine the cooling performance of the vortex tube, the experiments were carried out for vortex generators with 9 different geometric parameters.

As a result of experimental studies, it was observed that vortex tube cooling performance (COP) for different d_1 and CMF values varies between 0,1 and 1,3. The maximum COP value was obtained as 1,27 at $d_1=9$ mm, CMF=0,85 and $n=6$. The maximum ΔT value obtained among the vortex generators with $n=4,5,6$ nozzle numbers and different hot fluid outlet diameters was obtained as 52,9 °C at $d_1=9$ mm, CMF=0,85 and $n=5$.

BÖLÜM 1. GİRİŞ

1.1. Giriş

İnsanlar geçmişten bugüne kadar günlük yaşantısını devam ettirebilmek için ısıtma ve soğutma teknolojilerine her zaman ihtiyaç duymuştur. Bu nedenle, insanların yaşadıkları yerin ısıtılması ve soğutulması daha rahat yaşayabilmesi için gereken birincil teknolojik uygulamalardır. Günümüzde özellikle boyutsal olarak ufak, taşınması kolay ve kısa sürede ısıtma veya soğutma uygulamalarını yapabilen sistemlere ihtiyaç duyulmakta ve bu ihtiyaçlar doğrultusunda ısıtma veya soğutma sistemleri geliştirilmektedir.

Günümüzde yapılan soğutma sistemlerinin birçoğunda soğutucu akışkanlar kullanılmaktadır. Soğutucu akışkanlar, ozon tabakasında meydana gelebilecek büyük hasarlara sebep olmaktadır. Hava kullanılarak yapılan soğutma veya ısıtma sistemi uygulamaları, hem havanın çok miktarda bulunmasından dolayı hem de soğutucu akışkanlar ve farklı sistem akışkanlarından kaynaklanan çevre zararına sebep olmamasından dolayı daha avantajlıdır. Isıtma veya soğutma sistemlerinde kullanılan farklı sistem akışkanları uygulamaya ek bir maliyet yaratır. Isıtma veya soğutma sistemlerinde kullanılan havanın maliyeti yoktur. Bahsedilen bu sebeplerden ötürü ısıtma ve soğutma uygulamalarında vorteks tüpler alternatif bir çözümdür. Vorteks tüpün kullanıldığı ısıtma ve soğutma sistemi uygulamalarında genellikle hava kullanılır.

Vorteks tüpler ilk kez 1933 yılında Ranque tarafından keşfedilmiş ve 1947 yılında Hilsch tarafından geliştirilmiştir. Ranque-Hilsch tüpü olarak da bilinen Vorteks tüpü basınçlandırılmış havayı veya belirli bir soy gazı sıcak ve soğuk hava akımlarına ayıran, sıcak akım çıkış ucundaki kontrol vanası hariç başka hareketli

hiçbir parçası olmayan mekanik bir cihazdır. Vorteks tüpünde aynı anda hem ısınma hem de soğuma olayı gerçekleşir.

1.2. Çalışmanın Amacı ve Kapsamı

Bu çalışmanın amacı, karşıt akışlı vorteks tüp kullanarak, vorteks tüpünde gerçekleşen enerji ayrımını etkileyen işletme parametrelerini ve vorteks tüpünde oluşan enerji ayrımında büyük etkisi olan vorteks jeneratörlerinin geometrik parametrelerin soğutma performansı üzerindeki etkilerinin deneysel olarak incelenmesidir.

Çalışmanın bir diğer amacı ise, vorteks tüp kullanılarak gerçekleştirilen deneyler sonucunda ortaya çıkan verilerin karşılaştırılması ve en yüksek soğutma için optimum geometrik parametrelere sahip nozulların önerilmesi, vorteks tüpün soğutma performansına etki eden işletme ve geometrik parametrelerin incelenerek verilerin değerlendirilmesidir.

Deneysel çalışmada deney düzeneğindeki yetkinliklere göre değerler belirlenmiştir. Deney düzeneğinde 5 bar sabit basınç ve 40 m³/h sabit debi kullanılmıştır. Deneylerde kullanılan vorteks jeneratörlerin nozul sayıları (n) sırasıyla 4,5,6 ve vorteks jeneratör sıcak- soğuk akışkan çıkış çapları (d1-d2) sırasıyla 5-6, 7-8, 9-10 dur. Deney düzeneğine sıcak ve soğuk akışkan çıkışlarına termal çiftler bağlanarak bulundukları noktalarda sıcaklık ölçümü sağlanmıştır. Literatürdeki farklı nozul sayılarıyla gerçekleştirilen deneyler incelendiğinde nozul sayısının büyük olması vorteks tüpün soğutma performansını olumlu yönde etkilediği görülmüştür. Deneysel çalışmalar için yapılan literatür araştırmalarında, vorteks jeneratörlerin farklı parametrelerinin vorteks tüpü soğutma performansına etkisi incelenmiştir

1.3. Çalışmanın Mevcut Bilime Katkısı ve Yenilikler

Vorteks tüp, keşfedilmesinden bugüne kadar birçok araştırmacının ilgi gösterdiği, aynı anda hem ısıtma hem soğutma yaparak enerji ayrımı sağlayan basit mekanik bir

cihazdır. Araştırmacıların bu ilgileri sayesinde vorteks tüpün işletme ve geometrik parametrelerinin karşılaştırıldığı birçok sayısal ve deneysel araştırma yapılmıştır.

Bu çalışmalarda, geometri ve çalışma koşulları için tanımlanan parametreler incelenmiş ve tüp performansını etkileyecek öneriler sunulmuştur. Araştırmacılar tüpün performansına etki eden parametrelerin (tüp uzunluğu, tüp çapı, giriş basıncı, nozul malzemesi nozul sayısı, soğuk nozul çapı vb.) çokluğu nedeniyle ancak birkaç parametreye yoğunlaşmışlar ve bunların etkilerini incelemişlerdir.

Literatürdeki bugüne kadar yapılan çalışmalarda, Cebeci ve ark. [7] karşıt akışlı vorteks tüpünde, farklı nozul sayısı ve farklı nozul malzemesi kullanarak tüpün ısıtma ve soğutma performansını deneysel olarak incelemiş, deneyler sonucunda ise yüksek seviye basıncının sıcaklık gradyanını arttırdığını gözlemlemiştir. Ayrıca maksimum sıcaklık farkı, nozul sayısı 6 olan jeneratörde olduğu belirtmiştir. Kırmacı [14] yaptığı çalışmada, basıncın etkisini deneysel olarak ele aldı. Deneyler sonucunda vorteks tüpü girişindeki basıncı daha çok arttırılırsa çıkıştaki sıcak akışkanın sıcaklığı ile soğuk akışkanın sıcaklığı farkın ($T_{sic}-T_{sgk}$) 0.5 ile 0.7 CMF oranlarında vorteks tüpüne giriş basıncı yükseldikçe arttığını belirtmiştir. Aydın ve ark. [25] Vorteks tüpündeki 'helisel girdaplı akış oluşturunca' olarak adlandırılan soğuk uç tarafı (girdap akışının boruya verildiği yer) için yeni bir geometri oluşturmuştur. Vorteks akış üreticinin sarmal uzunluğunun vorteks tüpünün performansı üzerindeki etkisini incelemiştir. Sonuçlar en iyi konfigürasyonun $h=10$ mm, $L/D=30$ ve basıncın 5 olduğu durumda elde edildiği görülmüştür. Ayrıca sonuçlar, bu yeni tasarımın enerji ayrımı üzerinde belirgin ve üstün bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Sarmal girdap uzunluğunun etkisini farklı giriş basınçları ve farklı L/D değerleri ile test etmiştir. Elde edilen sonuçlardan, yüksek L/D değerinin kısa sarmal jeneratörlerden daha iyi olduğunu belirtmiştir.

Literatüre bakıldığında, vorteks jeneratör geometrileriyle ilgili deneysel çalışmaların sayısının az olduğu görülmüştür. Bu çalışma kapsamında vorteks jeneratörlerindeki geometrik parametrelerin etkisi deneysel olarak incelenmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde, yukarıda bahsedilen literatürdeki çalışmalardan farklı parametreler ele

alınmıştır. Bu bağlamda, karşıt akışlı vorteks tüpün içindeki vorteks jeneratörünün sahip olduğu üç farklı nozul sayısı ($n=4,5,6$) ve üç ayrı sıcak akım çıkış çapları ($d_1=5,7,9$ mm) na sahip jeneratörler üretilerek deneysel çalışma gerçekleştirilmiştir. Deney düzeneğinde, 5 bar sabit giriş basıncı ve $40 \text{ m}^3/\text{h}$ sabit debide maksimum enerji ayrımı ve soğutma performansının belirlenmesi hedeflenmiştir.

1.4. Çalışma Organizasyonu

Bu çalışma 6 bölüm ve eklerinden oluşmaktadır. İlk bölümde vorteks tüp ile ilgili genel bilgiler ile çalışmanın amacı ve katkısı açıklanmıştır. İkinci bölümde ise bu tezin oluşmasına katkıda bulunan kaynaklar sınıflandırılmış ve açıklamalarına yer verilmiştir. Daha sonra tezin ana konusu olan vorteks tüpler için genel bilgiler verilmiştir. Dördüncü bölümde ise deney düzeneği, deneyin nasıl yapıldığı, sistem bileşenlerinin özelliklerinden ve deneyde kullanılan vorteks jeneratörlerin nasıl imal edildiğinden bahsedilmiştir. Daha sonraki beşinci bölümde ise deneysel çalışmadan elde edilen sonuçlar grafiklerle desteklenerek bahsedilmiştir. Altıncı bölümde, deneysel sonuçların genel bir özeti verilmiş ve bundan sonraki çalışmalar için bu konuda çalışma yapacak araştırmacılara önerilerde bulunulmuştur. Ekler kısmında deneysel çalışma şablonu ve ölçümler verilmiştir.

BÖLÜM 2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

2.1. Giriş

Vorteks tüpler sıcak akım çıkış ucundaki kontrol vanası hariç başka hareketli hiçbir parçası olmayan, deney sisteminde kullanılan basınçlı havayı veya belirli bir akışkanı aynı anda hem ısınma ve hem soğutma olayı gerçekleştirerek hava akımlarına ayıran basit bir mekanik cihazlardır. Vorteks tüpler boyutsal olarak ufak olması ve ağırlık bakımından hafif olmaları gibi avantajlara sahip olduğu için endüstriyel ve sanayii sektörlerinde bölgesel soğutma ve ısıtma cihazı olarak kullanılmaktadır.

Çalışma kapsamında vorteks tüplere ait literatür taraması aşağıdaki gibi kategorize edilmiştir.

1. Vorteks tüplerinin kullanım alanları
2. Nozul parametrelerinin etkisi
3. İşletme parametreleri ve debi etkisi
4. Vorteks tüp tasarım parametrelerinin etkisi
5. Vorteks tüpün bağlantı ve akış tipi
6. Vorteks tüp verimliliği, CMF ve COP performans etkisi
7. Hesaplamalı akışkan model kullanımı
8. Farklı akışkan kullanımı ve akış yapısı

2.1.1. Vorteks tüplerinin kullanım alanları

Gutak [1] Ranque-Hilsch vorteks tüpünün endüstriyel uygulamalarını deneysel olarak incelemiştir. Enerji ayrımı, borunun girişi ve çıkışı arasındaki basınç oranına bağlı olduğunu belirtmiştir. Doğal gaz için yüksek basınç koşullarında en yüksek sıcaklık, 0.9–0.99'a eşit olan soğuk akışkan çıkış oranlarında bulunduğunu belirtmiştir. Deney sonucunda, girdap tüpünün basit bir Joule-Thomson valfinden daha verimli olduğunu vurgulamış ve yüksek basınçlı deneysel sonuçları yorumlarken Joule-Thomson etkisi dikkate alınması gerektiği kararına varmıştır.

Shmroukh ve ark. [2] deniz suyunu tuzdan arındırma sistemi için üç farklı konfigürasyonun değerlendirmesini ve performans araştırmasını iki özdeş vorteks tüpleri (RHVT) kullanarak gerçekleştirmiştir. Bu konfigürasyonlar; SHVT, SCVT ve PVT'dir. SHVT düzenlemesini kullanarak sıcak hava sıcaklığının zamanla arttığını gözlemlemiş ve maksimum 78°C artış elde etmiştir. Deniz suyu tuzdan arındırma sistemi için optimum konfigürasyon RHVT'lerin SHVT olmasını önermiştir.

Çelik ve ark. [3] vorteks tüpü ile dizel motorunun düşük sıcaklıklarda çalışabilirliğini deneysel olarak incelemiştir. Deneyde, bir kamyonun direkt enjeksiyonlu altı silindirli, dört zamanlı dizel motoru giriş hava sıcaklığını arttırmak için bir vorteks tüpü kullanmıştır. Tüpten çıkan sıcak havanın dizel motorunun soğuk çalıştırma özelliklerini iyileştirdiğini görmüştür. Ortalama hava sıcaklığında, vorteks tüp kullanarak motorun emme manifoldunda sıcaklığın 10°C'ye kadar attığını gözlemlemiştir. Vorteks tüpü kullanarak marş süresinin ve rölanti hızına ulaşmak için toplam sürenin azaldığını tespit etmiştir. Tüm ortam sıcaklıklarında vorteks tüpünün kullanılması daha yüksek bir motor hızı sağlayacağını belirtmiştir.

Tempiam ve ark. [4] 7.5 kW'lık bir piston hava kompresörünün giriş havasının sıcaklığını düşürmek için kullanılabilen bir vorteks tüpü tasarlamış ve test etmiştir. Araştırma yöntemi, vorteks tüpleri için kullanılacak en etkili nozul boyutunu belirlemek için, üç boyutta nozulların tasarımı ile başlamıştır. Bu çalışmada, en iyi nozul boyutunun 1 olduğunu ve en iyi soğuk akışkan çıkış oranı (CMF) 0,6 olduğu

belirtilmiştir. Gerçekleştirilen deneyde giriş sıcaklığı 8,3°C ye kadar düşürülmüş ve bu düşüş ile %2,3 enerji tasarrufu sağlanmıştır.

Yılmaz ve ark. [5] yaptıkları çalışmada, vorteks tüplerinin sınıflandırılması, vorteks tüplerin konstrüksiyonu, vorteks tüplerde kullanılan akışkanlar, vorteks tüplerin kullanım alanları ve vorteks tüplerin ticari üretimi hakkında incelemelerde bulunmuştur.

Khodorkov ve ark. [6] karşıt akışlı vorteks tüpünün hem kullanım alanları üzerine hem de tasarım parametrelerinin, tüpün içinde meydana gelen karmaşık gaz dinamiğini ve termal prosesleri doğrudan etkilediğini belirten bir araştırma yapmışlardır. Vorteks tüpleri kimya, gaz ve petrol endüstrilerinde kullanıldığı zaman verim artışı ve tasarruf sağladığı sonucuna varmışlardır.

2.1.2. Nozul parametrelerinin etkisi

Cebeci ve ark. [7] karşıt akışlı vorteks tüpünde, farklı nozul sayısı ve farklı nozul malzemesi kullanarak tüpün ısıtma ve soğutma performansını deneysel olarak incelemiş, deneyler sonucunda ise yüksek seviye basıncının sıcaklık gradyanını arttırdığını gözlemlemiştir. Ayrıca maksimum sıcaklık farkı, nozul sayısı 6 olan jeneratörde olduğu belirtmiştir.

Gao ve ark. [8], vorteks tüpünün etkisini basınç ve hız ölçümü için pitot tüpü kullanarak deneysel olarak incelemiştir. Deneysel inceleme sonucunda Reynolds ve Ahlborn hız profilleri arasında tüpün farklı boyutlarından, farklı nozul sayısından kaynaklanan dikkate değer farklılıklar olduğunu belirtmiştir.

Kırmacı ve Kaya [9], nozul sayısı ve farklı nozul malzemesinin vorteks tüpünün termal performansına olan etkisini deneysel ve sayısal olarak incelemiştir. İncelemeler sonucunda nozul sayısının artırılması, daha yüksek performans sağlamadığı sonucuna varmıştır. Sonuçlara göre nozul sayısı 3 ve 4 olan jeneratörlerin yüksek performans sağladığını belirtilmiştir.

Shanmsoddini ve Nezhad [10] vorteks tüpünde nozul sayısının, akış ve soğutma gücü üzerindeki etkilerini üç boyutlu, sayısal akışkan dinamik modeli kullanarak incelemiştir. İncelemeler sonucunda, 8 nozul kullanıldığında soğutma gücünün %8,7 arttığı belirtilmiştir. Nozul sayısı arttıkça soğutma gücünün önemli ölçüde arttığı ifade etmiştir.

Shamsoddini ve Abolpour [11] vorteks tüpündeki nozulların rolleri inceleyerek, nozul sayısının etkisini azaltmak için geometrik bir model tanıtmiş ve sayısal olarak incelemiştir. Tanıtılan geometrik model nozul sayısının etkilerini azaltmiş ve vorteks tüpünün soğutma performansını arttırmıştır. Yapılan incelemeler sonucunda bu tür vorteks tüpündeki (giriş nozullarının yerinde dairesel bir çember olan t p), nozul sayısındaki farklılıkların yaklaşık %80 oranında arttığını ve bu tipteki vorteks tüpünün, herhangi bir sayıda giriş nozullarına sahip olan vorteks tüpüyle benzer soğutma performansına sahip olduğunu gözlemlemiştir.

Kırmacı ve Günver [12] iki adet paralel olarak bağlanmış karşıt akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüp (RHVT)' nde nozul malzemesi olarak Poliamit plastik, al miny m ve pirinç kullanarak ısıtma-soğutma sıcaklık performanslarını deneysel olarak incelemiş ve deneysel sonuçları grafiklerle değerlendirmiştir. Deneysel sonuçları değerlendirdiğinde en iyi performansı, giriş basıncı 450 kPa olan, nozul malzemesi alüminyum olan 6 nozullu Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü'n n sağladığını g rm ştir. Giriş basıncı arttıkça soğutma–ısıtma performansı artacağını belirtmiştir.

2.1.3. İşletme parametreleri ve debi etkisi

Aydın ve Baki [13] karşıt akışlı vorteks tüpü tasarım parametrelerini ve performansını, farklı giriş basıncı ve farklı geometrik parametreler kullanarak deneysel olarak incelemiştir. Deneyler sonucunda kontrol vanası açısının vorteks tüpü performansını etkilen önemli bir parametre olduğunu ve giriş basıncı ne kadar yüksek olursa, enerji ayrımının o kadar büyük olacağını belirtmiştir. İncelemeler sonucunda optimum kontrol vanası açısının 50 olduğunu ifade etmiştir.

Basıncın etkisi Kırmacı [14] tarafından da deneysel olarak ele alındı. Deneyler sonucunda vorteks tüpü girişindeki basıncı daha çok arttırılırsa çıkıştaki sıcak akışkanın sıcaklığı ile soğuk akışkanın sıcaklığı farkın ($T_{sic}-T_{sgk}$) 0.5 ile 0.7 CMF oranlarında vorteks tüpüne giriş basıncı yükseldikçe arttığını belirtmiştir.

Nimbalkar ve Muller [15] bir vorteks tüpünde maksimum enerji ayrımı elde etmek için farklı işletme parametreleri uygulayıp, soğuk uç tarafının çeşitli geometrileriyle deneyler yapmıştır. Deneyler sonucunda soğuk çıkış orifis çapının, soğuk akışkan çıkış oranına %60'lık etkisi olduğunu belirtmiştir. Tüpün içindeki akış yapısının performans faktörüne göre değiştiğinin ve soğuk uç kısım parametrelerinin enerji ayrımında büyük etkisi olduğunu ifade etmiştir.

Liang ve ark. [16] vorteks tüpünün içindeki yüksek işletme basıncının enerji ayırımına etkisini üç boyutlu sayısal model kullanarak incelemiştir. Vorteks tüpündeki düşük çalışma basıncının aksine, yüksek çalışma basıncında daha düşük enerji ayrımı elde etmiştir. Giriş-çıkış basınç oranı sabit kaldığında yüksek çalışma basıncında, aksel hızın ve radikal hızın daha yüksek olduğu ifade etmiştir. Daha yüksek giriş basıncı, daha yüksek soğuk enerji ayırımına, ancak daha düşük sıcaklığa neden olduğunu belirtmiştir.

Xue ve ark. [17] vorteks tüpündeki işletme ve geometrik parametrelerin enerji ayırımına etkilerini araştırmıştır. Enerji ayırmadaki diğer etkenlerin de ani genişleme ve akış katmaları arasındaki sürtünme olduğunu belirtmiştir. Vorteks tüpü içindeki akış yapısının, ani genişlemenin olduğu girişe yakın bölgenin iyice araştırılmasını vurgulamıştır.

2.1.4. Vorteks tüp tasarım parametrelerinin etkisi

Eiamsa-ard ve Promvonge [18] hem karşı akış hem de paralel akış türlerine sahip vorteks tüpü içinde meydana gelen enerji ayrımını deneysel olarak incelemiştir.

Yapılan deneylerde geometrik parametre ve termo-fiziksel parametrelere odaklanmıştır. Analitik çalışmalara dayanan birkaç farklı hipotez ileri sürmüştür.

Torrella ve ark. [19] akışkan olarak hava kullanılan bir vorteks tüpü parametrelerinin enerji ayırımına olan etkisini deneysel olarak incelemiştir. Deneyler yardımıyla minimum sıcaklıkta olan akış oranları ve soğutma kapasitesi analizi yapılmıştır. Deneyler sonucunda giriş sıcaklığı arttığında, sıcak uç ve soğuk uç arasındaki sıcaklık farkı artacağından, soğutma kapasitesinin de arttığını gözlemlenmiştir. Yaptıkları deneylerde ayrıca yalıtımın etkisini de incelemiş ve yalıtımın enerjiyi çok fazla değiştirmedeğini belirtmiştir. Deney sonucunda en yüksek COPHP değerinin 0,8-0,85 aralığındaki maksimum soğutma kapasitesi değerine karşılık gelen 0,18 olduğu ifade edilmiştir.

Xue and ve ark. [20] farklı boyutlarda şeffaf vorteks tüpü içindeki akış özelliklerini ve akış davranışlarını farklı konfigürasyonlarla deneysel olarak incelemiştir. Küçük ölçekli türbülanslı akış yapıları kısa girdap tüpünde ve uzun tüpün çoğunda karmaşık olduğunu belirtmiştir. Vorteks tüpündeki PVC'nin ve bunun tüp performansına olan etkisi daha ayrıntılı araştırılmasını tavsiye etmiştir.

Farzaneh-Gard ve Sadi [21] vorteks tüpü jeneratörünün soğuk ağız açısı, soğuk ağız çapı ve nozul alanının tüp performansına etkilerini deneysel olarak incelemiştir. Çalışmalarında çalışma sıvısı olarak doğal gaz kullanmıştır. Nozul açısı ve nozul çapı arttıkça optimum soğuk akışkan çıkış oranının arttığını belirtmiştir. Yapılan deneysel çalışma da en yüksek verim değerinin, soğuk orifis oranının 0,64 olduğu durumda görülmüştür. CMF'nin Nozul alanın soğuk akışkan çıkış oranı üzerinde hiçbir etkisi olmadığını ifade etmiştir.

Hamdan ve ark. [22] vorteks tüpünün tasarım parametrelerinin enerji ayırımına olan etkisini matematiksel analiz yaparak incelemiştir. Deneysel verilere bakarak, giriş basıncı arttıkça daha yüksek enerji ayırımı ve daha yüksek COP elde etmiştir. Gerçekleştirilen deneylerde COP değerindeki değişikliğin, nozul açısının 30 dereceden büyük olduğu durumlarda daha açık bir şekilde görüldüğü

gözlemlenmiştir. Vorteks tüpündeki soğuk akışkan çıkış oranının (CMF), nozul parametrelerinin ve püskürtme uç açısının enerji ayırma performansını önemli ölçüde etkilediğini belirtmiştir.

Hu ve arkadaşları [23] vorteks tüpündeki enerji ayırmasını ve enerji ayırma prensibini, vorteks tüp tasarım parametreleri ve pratik uygulama konularını esas alarak incelemiştir. Çeşitli çalışmalardan elde edilen verilerle, vorteks tüp performansı üzerinde çok sayıda faktörün büyük etkiye sahip olduğunu vurgulamıştır. Bu faktörlerin; uzunluk-çap oranı, giriş nozul sayısı, nozul profili, difüzör giriş basıncı ve soğuk akışkan çıkış oranı olduğunu belirtmiştir. Ayrıca vorteks tüpünün performansını etkileyen diğer faktörlerin olduğunu ve bu faktörlerin sıcak uç tarafının şekli, giriş sıcaklığı olduğunu ifade etmiştir.

Hamdan ve ark. [24] vorteks tüpündeki enerji ayırma, esas olarak boru uzunluğu, çapı parametrelerini dikkate alıp, giriş basıncının tüp performansına etkisine deneysel araştırma yoluyla bir bakış açısı sunmuştur. Deneysel veriler giriş basıncı ne kadar yüksekse, çıkıştaki akışların enerji ayırmasının o kadar büyük olduğunu göstermektedir. Vorteks tüpünün optimum performansının bazı parametrelere bağlı olduğunu ifade etmiştir. Bu parametreleri optimum girişe bağlı olarak tüp uzunluğu ve optimum tüp çapı, nozul boyutu, nozul yönü ve çalışma koşulları olarak belirtmiştir. Deneysel çalışma sonucunda vorteks tüpünün maksimum performansının 4 bar basınçta meydana geldiğini, COP_r değerinin yaklaşık 0,102 ve COP_{hp} değerinin 0,117 olduğu gözlemlenmiştir.

Aydın ve ark. [25] vorteks tüpündeki 'helisel girdaplı akış oluşturunucu' olarak adlandırılan soğuk uç tarafı (girdap akışının boruya verildiği yer) için yeni bir geometri oluşturmuştur. Vorteks akış üreticinin sarmal uzunluğunun vorteks tüpünün performansı üzerindeki etkisini incelemiştir. Sonuçlar en iyi konfigürasyonun $h=10$ mm, $L/D=30$ ve basıncın 5 olduğu durumda elde edildiği görülmüştür. Ayrıca sonuçlar, bu yeni tasarımın enerji ayırma üzerinde belirgin ve üstün bir etkiye sahip olduğunu göstermiştir. Sarmal girdap uzunluğunun etkisini farklı giriş basınçları ve

farklı L/D değerleri ile test etmiştir. Elde edilen sonuçlardan, yüksek L/D değerinin kısa sarmal jeneratörlerden daha iyi olduğunu belirtmiştir.

Markal ve ark. [26] karşı akışlı bir vorteks tüpünde konik valf açısının termal enerji ayrımı üzerindeki etkilerini araştırmak için bir çalışma yürütmüştür. Karşı akış için valf açısının etkisini, vorteks tüpünün değişen tasarım ve çalışma parametrelerini incelemiştir. Sonuçlar en yüksek ΔT_h değerinin CMF 'nin 0,85-0,9 olduğu aralıkta elde edildiğini ve en yüksek ΔT_c değerinin CMF'nin 0,25-0,4 aralığında elde edildiğini göstermiştir. Daha küçük L/D oranına sahip vorteks tüplerinin performansını iyileştirmek için konik valfin küçük bir açıyla kullanmanın daha iyi olduğunu vurgulamıştır.

2.1.5. Vorteks tüpün bağlantı ve akış tipi

Lagrandeur ve ark. [27] ters akışlı vorteks tüplerinin performanslarını tahmin etmek için geliştirilen mükemmel gaz modellerine odaklanmıştır. Yaptıkları çalışmalar ampirik ve termodinamik modelleri, ısı değiştirici modellerini, bir basınca dayalı modelleri içermektedir. Enerji dengesinin, girdabı tahmin etmek için gerekli bir bileşen olduğunu belirtmiştir. Mükemmel gaz ile çalışan ters akışlı girdap tüpleri için toplam enerji ayrımının büyüklüğü, statik büyüklüğünden daha yüksek olduğunu vurgulamıştır.

Duttaa ve ark. [28] ters akışlı ve tek akışlı vorteks tüplerinde enerji ayrımının aynı geometrik ve işletim parametrelerinin karşılaştırılması için deneysel çalışma ve 3-D CFD analizi yapmıştır. Giriş bölgesi yakınındaki basınç düşüşü, UFVT durumunda daha yüksek olduğunu bulmuştur. CFVT ile karşılaştırıldığında UFVT'nin, giriş bölgesi yakınında daha yüksek girdap hızına ve daha düşük statik sıcaklığa neden olduğunu gözlemlemiştir. Dönüş girdap akış hızının CFVT'de çok daha yüksek olduğunu belirtmiştir. Toplam sıcaklık ayrımını (ΔT) CFVT için 69,5 K ve UFVT için 24,1 K bulunmuştur.

Attalla ve ark. [29] iki özdeş seri (VTS) ve paralel (VTP) düzenlenmiş karşı akış vorteks tüpünün soğutma ve ısıtma performansını deneysel olarak incelemiştir. Deneyde kullanılan vorteks tüp özellikleri: en-boy oranı $AR=1,6$ sıcak boru uzunluğu $L=112,5$ mm, sıcak boru iç çapı $D=7,5$ mm, soğuk uç çapı $d_c=5$ mm olarak belirtilmiştir. Deneyde üç nozullu vorteks jeneratör ($n=3$) kullanılmıştır. Kuru hava, 2 ile 6 bar arasında ayarlanmış farklı giriş hava basınçlarına sahip bir çalışma sıvısı olarak kullanılmıştır. Deney sonuçlarına göre, genellikle enerji ayrımı, VTS ve VTP için giriş basıncının artmasıyla artmıştır. Maksimum soğuk enerji ayrımı VTS için $38,75$ °C dir. Maksimum sıcak enerji ayrımı VTP için $42,7$ °C dir. VTS ve VTP'deki soğuk akışkan çıkış oranındaki artış COP_{HP} üzerinde ters etki göstereceğini belirtmiştir. Yapılan bu araştırma da en yüksek COP değeri $0,45$ olarak görülmüştür.

Eiamsa-ard ve arkadaşları [30] ters akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüp'ünde (RHVT), sıcak tüpün soğutulmasının enerji ayrımındaki ve soğutma verimliliği üzerindeki etkileri deneysel olarak incelemiştir. Deney sonuçlarına göre soğuk hava sıcaklık düşünün artırılmasıyla, RHVT'nin soğutma verimliliğinde rol oynadığını vurgulamıştır. RHVT'nin, sıcak bir tüpün soğutulmasında, soğuk hava sıcaklığı düşürmesinde ve soğutma verimliliğinde sırasıyla %5,5-8,8 ve %4,73 aralığında olduğunu belirtmiştir.

2.1.6. Vorteks tüp verimliliği, CMF ve COP performans etkisi

Abo ve El-Wafa [31] karşı akış tipli vorteks tüpünün soğutma üzerine olan etkisini deneysel olarak inceleyip analitik çalışmalar yapmıştır. Yaptıkları deneylerden soğuk sıcaklık farkı değeri için nozul sayısı üç olan ve soğutma performans katsayısı $0,21$ olan değer en iyi durum olduğunu belirtmiştir. Yapılan diğer araştırmalarla karşılaştırıldığında ise sonuçların benzer eğilim gösterdiğini görmüştür.

Xue ve Arjomandi [32] girdap açısının Ranque-Hilsch vorteks tüpünün verimliliği üzerindeki etkisini deneysel olarak incelemiştir. Deneysel sonuçlar, belirli bir girdap açısında ve giriş basıncı 4 bar olduğunda optimum vorteks tüp soğutma performansının $0,16-0,2$ aralığında olduğunu göstermiştir.

Uysal ve Kasar [33] yaptıkları çalışmada, ters akışlı vorteks tüpündeki CMF (soğuk akışkan çıkış oranı) etkisini, giriş basıncının, zamanın ve hava akış hızlarının sıcaklık değişimlerine etkisini deneysel olarak incelemiştir. Maksimum sıcak havanın 74 °C ve maksimum soğuk havanın -17°C olarak bulunduğunu belirtmiştir. Sıcak taraftaki ısının artmasını giriş basıncı, akış miktarı ve kontrol vanasının konumunu gibi nedenlerle ilgili olduğu belirtilmiştir. Tüp içindeki sıcaklığın anlık artıp azaldığı vurgulanmıştır.

Subudhi ve Sen [34] akışkan olarak hava kullanan Ranque-Hilsch vorteks tüp deneylerinin literatürde bulunan verilerini kullanarak elde ettikleri sonuçlarla grafik oluşturmuş, bu grafiklerle yorumlar yapmıştır. İlgilenilen parametreler arasında soğuk sıcaklık düşüşü, soğuk akışkan çıkış oranı ve izantropik verimlilik vardır. Deneysel parametrelerin performans değişkenlerinin, tüm geometrilerin fonksiyonu olarak bir rolü olduğunu belirtmiştir. İncelenmesi gereken diğer hususların, her ikisi de bu cihazın olası uygulamalarından olan, gaz ayırma ve nem alma işlemi olduğunu vurgulanmıştır.

Kumar ve ark. [35] yalıtımlı ve yalıtımsız vorteks tüpünde farklı varyasyon kullanarak soğutma ve nem alma işlemlerini etkileyen parametreleri incelemiştir. Soğuk uç sıcaklık düşüşünün soğuk akışkan çıkış oranı ile arttığını ifade etmiştir. İzantropik verimliliği hem yalıtılmamış hem de yalıtılmış kasalar için kübik denkleme uygun olduğunu belirtmiştir. İkinci konfigürasyon için, izantropik verimlilik başlangıçta arttığını daha sonra basınçla 0,15'lik sabit bir değere ulaştığını vurgulanmıştır.

Guo ve Zhang [36] soğuk kütlenin etkisini dikkate alan akış yapısı ve enerji ayrımı Ranque–Hilsch vorteks tüpü için fraksiyon hesaplamalı olarak incelemiştir. Büyük ölçekli girdap yapısının önemli bir rol oynadığı enerji ayırma mekanizması için bir analiz gerçekleştirmiştir. Bir vorteks tüpündeki enerji ayırma performansı soğuk akışkan çıkış oranının arttırılması ile artacağını belirtmiştir. Eksenel basınç gradyanı, vorteks bozulmasını önemli ölçüde etkilediğini vurgulanmıştır. Eksenel basınç

gradyanı, QCA'ya ve analiz sonuçlarına göre girdap çekirdeğinin büyümesine yol açtığı ifade etmiştir. Vorteks çekirdeğindeki artışın ters akış sınırı alanın genişlemesine neden olduğunu söylemiştir.

Bazgir ve ark. [37] ters akışlı bir vorteks tüpü içinde bulunan farklı kanat (üçgen, kare, dikdörtgen, daire, paralelkenar ve yamuk) şekillerinin enerji ayırımındaki ve izantropik verimlilik ve COP gibi performans parametreleri üzerindeki etkisini sayısal olarak incelemiştir. Yapılan incelemede en yüksek COP değerinin 0,65 olduğu görülmüştür. Soğuk tüp üzerine kanat montajı, farklı soğuk hava sıcaklığına neden olduğunu belirtmiştir. Sonuçlar COP ve izantropik verimliliğin dikdörtgen kanatlı tüpte, diğer geometrilere sahip tüplerden daha az olduğunu göstermiştir.

Li ve ark. [38] bir vorteks tüpünün iç parametrelerini elde etmek için, vorteks tüpü tasarlanmış ve deneysel bir cihaz yapmıştır. Dört farklı soğuk akışkan çıkış oranı (0.2, 0.4, 0.6 ve 0.8) seçilmiş ve vorteks tüpünün iç parametreleri üzerindeki etkilerini incelemiştir. Vorteks tüpünün içindeki statik basınç dağılımları, daha küçük soğuk akışkan çıkış oranı altında, girdap tüpü içindeki statik basıncın daha düşük olduğunu göstermiştir. En düşük statik sıcaklığın nozul çıkışının yakınında bulunduğunu ve daha küçük soğuk akışkan çıkış oranı toplam sıcaklığın daha düşük olduğunu belirtmiştir. Deney sonucunda soğuk akışkan çıkış oranı 0,2 iken en düşük statik sıcaklık farkının -32 K olduğunu, soğuk akışkan çıkış oranı 0,8 iken en düşük statik sıcaklık farkının -16 K olduğunu ifade etmiştir.

2.1.7. Hesaplamalı akışkan model kullanımı

Khazacei ve ark. [39] vorteks tüpünün gaz özelliklerini ve geometrik parametrelerinin enerji ayırım performansına etkilerini CFD model ile incelemiştir. Sıcak çıkıştaki düşük vorteks hızı nedeniyle sıcak çıkış boyutunun ve şeklinin enerji ayırımı üzerinde ihmal edilebilir bir etkiye sahip olduğunu belirtmiştir. İncelediği model sonuçlarına göre en düşük T_t - T_{in} değerinin $x=0,0254$ değerinde ve $d=0,5$ D olduğunda elde etmiştir. Vorteks tüpteki çok küçük çapların, düşük teğetsel hızdan dolayı kötü performansa sahip olduğu sonucuna varmıştır.

Behera ve ark. [40] üç boyutlu bir vortex tüp modeli içindeki akış parametrelerini ve enerji ayırma mekanizmasını analiz etmek için ticari CFD kodu geliştirmiştir. Bu kodu kullanarak akışkan özelliklerinin ve akış parametrelerinin, akışkan üzerindeki etkisini gözlemlemek için deneyler yapmıştır. Akışkan partiküllerinin çıktığı sıcak uç için, akış giriş bölgesinde girdap ve eksenel hızların maksimum olduğu ve bu bölgede girdap hızı, eksenel hızdan yaklaşık 6 kat daha yüksek olduğu sonucuna varmıştır.

Pourmahmoud ve Akhesmeh [41] bir vorteks tüpündeki basınç ve sıcaklığın akış varyasyonlarının fiziksel davranışlarını anlamak için, CFD model kullanılarak elde edilen verileri incelemiştir. Sıcak uç basıncını değiştirerek farklı soğuk akışkan çıkış oranları için simülasyonlar yapmıştır. Soğuk akışkan çıkış oranı enerji ayırma etkisini incelemiştir. Maksimum sıcak çıkış enerji ayırmadaki CMF değerinin 0,81 olduğu görülmüştür. Sıcak çıkış sıcaklığının, soğuk akışkan çıkış oranının artışıyla arttığını belirtmiştir.

Pourmahmoud ve ark. [42] Ranque Hilsch Vorteks Tüpündeki sarmal nozulların hem enerji ayırma hem de soğutma üzerindeki etkisini CFD teknikleri ile incelemiştir. İnceleme sonuçlarına göre 0 ile 0,169 arası GPL sınırında en yüksek girdap hız aralığı olduğunu gözlemlemiştir. Önerilen sarmal nozul setinin şimdiye kadar çalışılmış olandan daha etkili olduğunu belirtmiştir.

Kandil ve Abdelghany [43] sonuçları deneysel ölçümlerle iyi bir uyum gösteren ANSYS Fluent yazılımını kullanan bir eksenel simetrik model kullanarak vorteks tüpünün, tüp uzunluğunun çap oranına ve soğuk nozul boyutunun tüp performansına etkilerinin hesaplamalı bir çalışmasını yapmıştır. Elde edilen en yüksek sıcaklık olan 86,7 K, soğuk akışkan çıkış oranının 0,87 olduğu zaman elde edildiği ifade edilmiştir. Soğuk nozul çapının tüp çapına oranına olan etkisi incelemiştir. Sonuçlar mümkün olan en düşük soğuk akışkan çıkış oranında en düşük pratik soğuk nozul çapının tüp çapına oranı tüpte maksimum soğumanın meydana geldiğini ve mümkün

olan en yüksek soğuk akışkan çıkış oranında en yüksek pratik soğuk nozul çapının tüp çapına oranında maksimum ısınmanın meydana geldiğini belirtmiştir.

T. Farouk ve B. Farouk [44] Ranque–Hilsch vorteks tüpü içindeki akış alanlarını ve ilişkili enerji ayrımını tahmin etmek için hesaplamalı akışkan dinamik modeli kullanmıştır. Belirli giriş kütle akış hızına sahip spesifik bir vorteks tüpü için performans eğrileri (soğuk akışkan çıkış oranına karşı enerji ayrımı) elde etmiştir. Değişik miktarlarda soğuk çıkış kütleli akış hızları için simülasyonlar yapmıştır. Türbülans etkilerini modellemek için LES tekniğini kullanmıştır. Yaptıkları çalışmada maksimum sıcak çıkış enerji ayrımı 0,78 CMF değerinde olduğunu gözlemlemişlerdir. Sıcak çıkış enerji ayrımının, soğuk akışkan çıkış oranındaki artışla arttığı, soğuk çıkış enerji ayrımının soğuk akışkan çıkış oranının artışıyla azaldığını belirtmiştir.

X. Liu ve Z. Liu [45] bir vorteks tüpü içindeki enerji ayrımını ve akış davranışını incelemek etmek için, deneysel olarak doğrulanmış türbülans modeli ile birlikte üç boyutlu bir hesaplamalı akışkan dinamik modeli oluşturmuş ve hesaplama modelini doğrulamak için optimal bir vorteks tüp yapısı kullanılarak deneysel bir ölçüm gerçekleştirmiştir. İncelemeler için RSM türbülans modeli kullanmıştır. Sonuçlar soğuk akışkan çıkış çapının, soğuk çıkış ve sıcak çıkış arasındaki enerji ayrımına büyük etkisi olduğunu göstermiştir. Ayrıca analiz sonuçları soğuk akışkan çıkış çapının 0,7'den az olduğu durumlarda optimum sonuçlar elde edileceğini göstermiştir. Yapılan bu analiz soğuk akışkan çıkışı ile sıcak akışkan çıkışı arasındaki enerji ayrımının esas olarak girdapta yattığını açısız etkileşimi nedeniyle ortaya çıkan momentum geçişi ve kinetik enerji transferine açıklama sağladığını vurgulamıştır.

Chen ve ark. [46] kriyojenik sıcaklıktan ortam sıcaklığına kadar gaz halindeki hidrojen ile RHVT'de enerji ayırma performansını araştırmak için gerçek gaz modeli kullanılarak CFD analizi gerçekleştirmiştir. Azalan giriş entalpisi ve akış hızı nedeniyle, giriş gaz sıcaklığının azalmasıyla enerji ayrımının azaldığını görmüştür. Giriş kütle hız oranı arttığında soğuk akışkan çıkış oranı azalmıştır. Giriş kütle hız

oranı 0,00835 değerinde iken en yüksek enerji ayrımı, soğuk akışkan çıkış oranının 0,2 noktasına karşılık gelen 50-55 K aralığında bulunmuştur. Giriş gazı sıcaklığının düşmesi ile spesifik soğutma gücünün önemli ölçüde azaldığını belirtmiştir.

2.1.8. Farklı akışkan kullanımı ve akış yapısı

Xue ve ark. [47] vorteks tüp içindeki enerji ayrımını, akış yapısı ve enerji analizine odaklanan deneysel çalışmayla incelemiştir. Mevcut araştırmadan elde edilen deneysel sonuçları kullanarak ekserji analizi gerçekleştirmiş ve önceki deneysel araştırmalardan elde edilen sonuçları önerilen hipotezi desteklemek için kullanmıştır. Sıcaklık artışının enerji dönüşümünden kaynaklandığını belirtmiştir.

Kırmacı [48] akışkan olarak hava ve argon kullanılan vorteks tüpündeki enerji ayırma performansının, termodinamik açıdan incelemesini deneysel olarak yapmıştır. Ekserji analizi ile sistemdeki kayıp işi ve verimi hesaplamıştır. Soğuk ve sıcak akışkanların hacimsel debilerinin vorteks tüpündeki giriş basıncı arttıkça lineer bir doğru şeklinde arttığını belirtmiştir. Deneysel sonuçlara göre 7 bar basınçta tüpün sıcak çıkış tarafındaki sıcaklık değerleri hava için 38,7°C, argon için 23,2°C olduğunu ve soğuk çıkış tarafındaki sıcaklıkların argon için -26,7°C, hava için -2,1°C olduğunu gözlemlemiştir. Argonun havaya göre az ısınmasına rağmen, daha fazla soğumanın argon gazında oluştuğunu tespit etmiştir.

Thakare ve Parekh [49] farklı soğuk akışkan çıkış oranı değerlerine ve farklı gazlara sahip karşı akışlı vorteks tüpü üzerinde gerçekleştirilen CFD çalışmasını rapor etmiştir. Genel enerji ayrımının, önceki CFD sonuçlarından daha iyi ve deneysel sonuçlarla uyum içinde olduğunu belirtmiştir. N₂, Hava ve O₂ için enerji ayırım büyüklüğünün birbirine çok yakın olduğu bulunmuştur. Yaklaşık 0.68'lik soğuk akışkan çıkış oranı için maksimum soğutma gücünü elde etmiştir.

Agrawal ve ark. [50] Ranque–Hilsch vorteks tüpü (RHVT) üzerinde deneysel bir inceleme yapmıştır. L / D oranı, soğuk akışkan çıkış oranı, giriş basıncı vb. gibi parametreleri incelemiştir. Ayrıca, üç farklı çalışma sıvısını (hava, nitrojen ve

karbondioksit) da test etmiştir. Deney sonuçlarına göre, L/D oranı 17,5 olan tüpün performansının daha olduğunu görmüştür. Belirli bir L/D oranı için, gaz basıncı arttıkça, soğuk uç enerji ayrımı arttığını, ancak soğuk akışkan çıkış oranının optimum değeri aynı kaldığını belirtmiştir. Vorteks tüpünün soğutma etkisi gazın özelliklerine, moleküler ağırlığa ve özgül ısıya bağlı olduğunu vurgulamıştır. Vorteks tüpünde akışkan olarak kullanılan karbondioksitin, hava ve nitrojen ile karşılaştırıldığında yüksek moleküler ağırlığı ve düşük özgül ısı oranı sayesinde daha iyi performans gösterdiğini belirtmiştir.

Aghagoli ve Sorin [51] vorteks tüpünde gerçek bir gaz olarak kullanılan CO₂ 'in enerji ayrımını, farklı giriş basıncı ve soğuk akışkan çıkış oranı kullanılarak CFD analizi ile incelemiştir. Deneylerde giriş basıncını (550 kPa ile 1300 kPa) ve soğuk akışkan çıkış oranını (0.2-0.9) aralığında kullanmıştır. Deneyler sonucunda 1300 kPa'lık sabit bir giriş basıncının, sıcak çıkıştaki enerji ayrımının 10°C'den 78,9°C'ye yükselmesine neden olduğunu görmüştür. Vorteks tüpündeki giriş basıncının artırılmasıyla, tüpün soğutma ve ısınma performansının arttığını belirtmiştir.

Secchiaroli ve ark. [52] jet çarpmada çalışan bir Ranque–Hilsch vorteks tüpünün (RHVT) ticari bir modelinde iç akışın türbülanslı, sıkıştırılabilir, yüksek dönen akışın sayısal simülasyonlarını hem RANS hem de LES teknikleriyle gerçekleştirmiştir. RSM modeli ile simülasyon, tam gelişmiş bir kanal akışına yakın bir eksenel hız profilini öngörürken, LES eksenel hız profili için bir "deve sırtı " eğilimini gösterdiğini belirtmiştir.

Özgür ve ark. [53] vorteks tüplerin çalışma karakteristiklerine ve çalışma akışkanlarına göre kıyaslama yapmıştır. Vorteks tüplerde meydana gelen sıcaklık ayrım olayının nedenlerine, cihaz modellerine ve soğutma alanlarına yönelik incelemeler yapılmıştır. En düşük soğuk akışkan çıkış oranının 0,3 civarında olduğu durumlarda elde edildiğini, maksimum soğuk akışkan çıkış oranının 0,7 civarında olduğu durumlarda elde edildiğini ifade etmektedir.

Kasar [54] yaptığı çalışmada karşıt akışlı dört farklı vorteks tüpünde meydana gelen soğuk ve sıcak akışkan sıcaklıklarındaki değişimlerini deneysel olarak incelemiştir. Deney sonuçlarına göre en yüksek sıcak akım değerine vorteks tüp 1'de 74°C'ye kadar, aynı vortex tüpünde soğuk akım sıcaklığı ise -17°C'ye kadar ulaştığını gözlemlemiştir.

Cebeci [55] yaptığı çalışmada L/D oranı 10 mm olan karşıt akışlı vorteks tüpü kullanarak, bu vorteks tüp için farklı nozul sayıları, farklı basınçlı akışkan ve farklı basınç değerleri kullanarak soğutma-ısıtma performanslarını deneysel incelemiştir. Gerçekleştirilen deney sonuçlarına göre vorteks tüp girişinde basınçlı akışkan olarak hava kullanıldığında en düşük soğuk akışkan sıcaklığı n=6 da 258,05 K olarak, vorteks tüp girişinde basınçlı akışkan olarak oksijen kullanıldığında en düşük soğuk akışkan sıcaklığı n=6 da 257,65 K olarak bulmuştur.

Çelik [56] yaptığı çalışmada, vorteks tüpler ile ilgili ayrıntılı literatür taraması yapmıştır. Vorteks tüplerin konstrüksiyonu ile ilgili bilgiler vermiştir. Vorteks tüple ilgi deney düzeneği kurup, vorteks tüp tasarımının tüp performansına olan etkisi hakkında yorum yapmıştır. Maksimum sıcak akım sıcaklığının CMF=0,6 değerinde elde edildiğini, L/D oranı 10 olan tüpün daha iyi performansa sahip olduğunu belirtmiştir. Gerçek soğutma COP değerlerinin 0,18-0,45 aralığında ve gerçek ısıtma COP değerlerinin 0,14-0,44 aralığında olduğunu ifade etmiştir.

Topçuoğlu [57] yaptığı çalışmada iç çapı 7 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan iki adet karşıt akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüp (RHVT) kullanmış ve seri biçimde kaskad olarak birbirine bağlanarak deneysel sistem kurmuştur. Deneylerinde giriş basıncını 200 kPa'dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla ayarlamış ve akışkan olarak hava ve oksijen kullanmıştır. Vorteks jeneratör olarak poliamit, alüminyum ve pirinç malzemedan üretilmiş 6 nozul kullanılmıştır. Deneysel çalışmalar sonucunda en düşük soğuk akışkan sıcaklığı (Tc) incelendiğinde, alüminyum malzemesinden yapılmış n=6 nozulda 600 kPa'da 267,65 K ölçülmüş olup, en yüksek Tc değeri ise 200 kPa giriş basınç değerinde poliamit malzemedan yapılmış nozulda 275,95 K olarak bulmuştur.

BÖLÜM 3. VORTEKS TÜP

3.1. Giriş

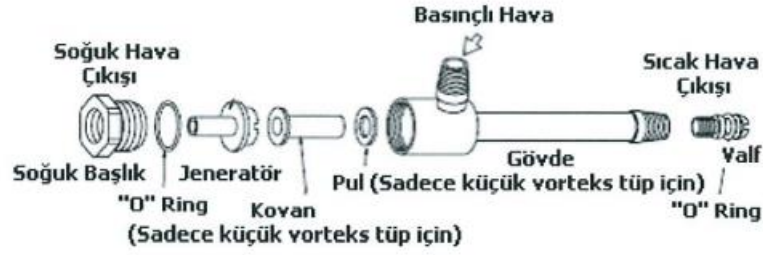
Vorteks tüplerin ilk keşfi, metalurjist ve fizikçi olan George Joseph Ranque tarafından 1931 yılında olmuş ve Rudolph Hilsch tarafından geliştirilmiştir. Vorteks tüpü, hareketli bir parçası bulunmayan ve basit bir borudan oluşan, tüpün içine gönderilen basınçlı akışkan sayesinde aynı anda hem soğutma hem de ısıtma işlemi gerçekleştiren bir mekanik sistemdir [14].

Geometrik özellikleri, sisteme kolay ve kısa sürede uyum sağlaması, ekonomik yönü gibi unsurlardan dolayı HVAC (Isıtma, Havalandırma ve İklimlendirme) sistemlerinde tercih edilir.

Bu bölümde genel olarak vorteks tüplerin konstrüksiyonu, çalışma prensibi, sınıflandırması, kullanım alanları ve avantajlarından bahsedilecektir.

3.2. Vorteks Tüp Konstrüksiyonu

Şekil 3.1.'de Karşıt akışlı vorteks tüpünü oluşturan ana elemanlar; gövde, giriş lülesi, soğuk çıkış başlığı ve sıcak uç kontrol valfi gösterilmiştir. Bu temel elemanların yanında, jeneratör, kompresör, basınçlı hava tankı, regülatör, debimetre, açılır kapanır vana, manometre gibi sistemin çalışması için gerekli yardımcı elemanlar da bulunmaktadır.



Şekil 3.1. Karşıt akışlı vorteks tüp [5,56].

3.2.1. Gövde

Şekil 3.2.'de gösterilen ve genellikle silindirik şekle sahip olan vorteks tüpün gövdesi, mukavemeti iyi olan çelik ve benzeri metallere imal edilmektedir. Vorteks tüp imalatında çeliğin kullanımının yanı sıra gövde malzemesi olarak pirinç, perspex, plexiglas gibi malzemelerde kullanılmaktadır.



Şekil 3.2. Vorteks tüp gövdesi [58].

3.2.2. Giriş lüleleri

Literatürde bulunan vorteks tüp ile ilgili deneysel çalışmalarda, basınçlı akışkan vorteks tüpüne Şekil 3.3.'de gösterilen giriş lülelerinden geçerek girer. Giriş lülelerin görevi basınçlı akışkanın tüpe girişini sağlamak ve basınçlı akışkanın tüpe girişini hızlandırmaktır.



Şekil 3.3. Vorteks tüp giriş lüleleri [58].

3.2.3. Vorteks jeneratör

Şekil 3.4.'de gösterilen vorteks jeneratör, vorteks tüpünün içindeki vorteks oluşumunu ve basınçlı akışkana yön sağlayan elemandır. Jeneratörler farklı malzemelerde (poliamit plastik, alüminyum ve pirinç) ve farklı geometrilere yapılabilir. Vorteks jeneratör akışkanın debisini ve sıcaklığını etkileyen bir elemandır. Vorteks jeneratör değiştirilerek akış debisini, sıcaklıkları ve soğutma kapasitesi ayarlanabilir.



Şekil 3.4. Vorteks jeneratör.

3.2.4. Regülatör

Basınçlı akışkanın basıncını ayarlamak ve sabit tutmak için kullanılır. Şekil 3.5.'de deney düzeneğinde kullanılan modeli Pakkens MH 250 ve işletme sıcaklık aralığı - 20°C ve 60°C olan basınç ölçer ve regülatör gösterilmiştir.



Şekil 3.5. Regülatör.

3.2.5. Basınçlı akışkan deposu

Vorteks tüpü içine verilecek olan basınçlı akışkanın depolandığı yerdir. Şekil 3.6.'da modeli Alfen 1500, kapasitesi 1500 L ve işletme basıncı 10 bar olan deney düzeneğine basınçlı hava sağlayan basınçlı akışkan deposu gösterilmiştir.



Şekil 3.6. Basınçlı akışkan deposu.

3.2.6. Debimetre

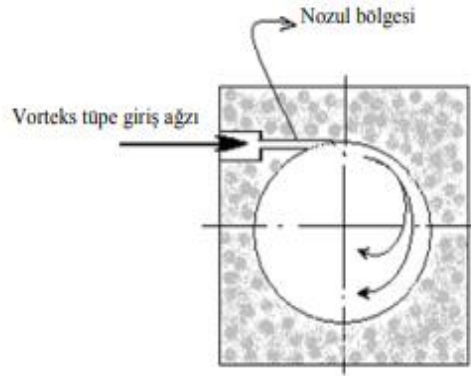
Modeli Testo 6444 olan debimetre, gerçekleştirilen deneylerde kullanılan basınçlı havanın debisini ölçmek için kullanılmıştır. Şekil 3.7.'de gösterilen debimetrenin ölçüm aralığı $2,3-700 \text{ Nm}^3/\text{h}$ arasındadır.



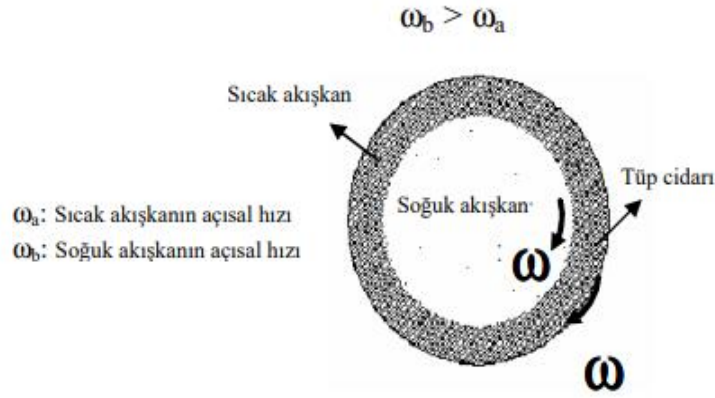
Şekil 3.7. Debimetre.

3.3. Vorteks Tüpünün Çalışma Prensibi

Vorteks tüpe basınçlı akışkan Şekil 3.8.'deki gibi giriş ağzından geçtikten sonra nozul bölgesine teğetsel olarak gönderilir. Bu gönderim şekli ve tüpün silindirik şekli sayesinde tüp içerisinde çok yüksek açısız hızla sahip akış oluşur. Bu akış merkezkaç kuvvetler etkisi altında tüp cidarına doğru açılmaya zorlanır. Bu esnada tüp cidarındaki akışın basıncı, tüp merkezindeki akışkanın basıncına oranla daha yüksek olur. Bu sebeple akışın bir kısmı radyal yönde tüp merkezine doğru genişler. Bu akışın açısız hızı, açısız momentumun korunumu gereğince artar. Bu sebepten dolayı Şekil 3.9.'da gösterildiği gibi tüp içerisinde birbirinden farklı açısız hızlarda iki akış oluşur. Tüp merkezine yakın ve daha yüksek hızlı akış, tüp cidarına yakın olan ve daha düşük hızlı akışı ivmelendirmeye çalışır. Cidardaki sürtünmenin etkisi tüp cidarındaki akışkanın hızı tüp merkezindeki akışkanın hızına göre daha düşüktür. Bu sebepten dolayı merkezdeki akışkan tüp cidarındaki akışkana mekanik enerji transfer eder ve bir durma noktasından sonra vorteks tüpün geometrik yapısına bağlı olarak ters yönde hareket ederek vorteks tüpünü terk eder. Enerjisini transfer eden soğuk akışkan, enerji transfer edilen ise sıcak akışkandır [14].



Şekil 3.8. Akışın vorteks tüpe teğetsel olarak nozuldan gönderilmesi [14].



Şekil 3.9. Vorteks tüpün içindeki sıcak ve soğuk akışın hareketi [48].

3.4. Vorteks Tüplerin Sınıflandırılması

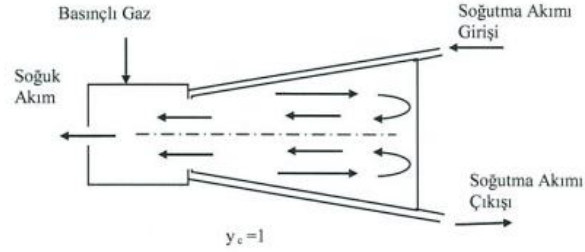
Literatürde farklı şekilde sınıflandırılmalar olsa da vorteks tüp çeşitleri genel olarak akış ve tasarım özelliklerine göre sınıflandırılmıştır. Akış özelliklerine göre paralel ve karşıt akışlı, tasarım özelliklerine göre adyabatik ve adyabatik olmayan vorteks tüpleri vardır.

3.4.1. Adyabatik vorteks tüpler

Vorteks tüpünün borusu üzerinde yalıtım yapılmış ve çevreye verdiği ısı geçişinin ihmal edildiği vorteks tüplerdir.

3.4.2. Adyabatik olmayan vorteks tüpler

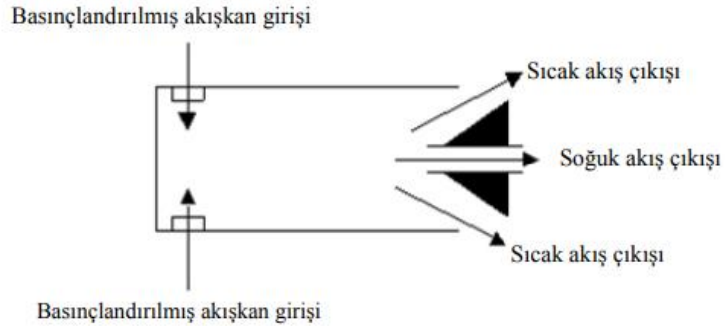
Vorteks tüpünün gövdesi üzerinden çevreye ısı geçişinin olduğu tüpler Şekil 3.10.'da gösterilen adyabatik olmayan vorteks tüp olarak adlandırılır. Bu tüpler ayrıca soğutulmuş vorteks tüp olarak anılmaktadır. Bu vorteks tüpün diğer tüplerden farkı ise sıcak akım çıkış ucunun kapalı olmasıdır. Vorteks tüpü soğuk akım verilen bir dış katman içerisine yerleştirilmiştir. Basınçlı akışkan soğuk olarak vorteks jeneratörden çıkmaktadır. Soğutulmuş vorteks tüplerinde diğer vorteks tüplerine göre daha fazla soğutma kapasitesi elde edilmektedir [56].



Şekil 3.10. Adyabatik olmayan Vorteks tüp [56,57].

3.4.3. Paralel akışlı vorteks tüp

Paralel akışlı vorteks tüpü, giriş nozulu ve merkezinde açıklık bulunan konik vanadan oluşmaktadır. Basınçlı akışkan tüp içerisine girdiğinde dairesel hareketler oluşturarak tüp boyunca ilerler. Şekil 3.11.'de belirtildiği üzere ısınan sıcak hava valf kenarlarından çıkarken soğuk hava valf merkezinden çıkar. Paralel akışlı vorteks tüpü ile karşıt akışlı vorteks tüpünün çalışma mekanizmaları birbirine benzerlik gösterir [56].

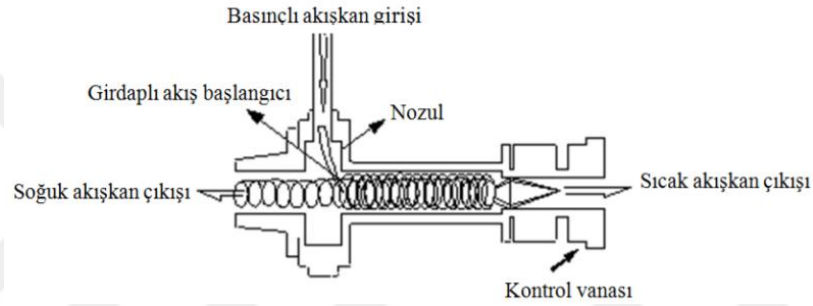


Şekil 3.11. Paralel akışlı vorteks tüpünün yapısı [5,14,56].

3.4.4. Karşıt akışlı vorteks tüp

Literatürdeki araştırmalarda en çok kullanılan vorteks tüp çeşidi olan karşıt akışlı vorteks tüplerde basınçlı akışkan giriş noktasından tüpün içerisine teğetsel olarak girer. Basınçlı havanın girdiği yerde borunun çapından küçük vorteks jeneratör bulunur. Basınçlı akışkan giriş yerindeki çap, boru çapından küçük olduğu için tüp içerisindeki basınçlı akışkan akışı tüpün tamamında olur. Vorteks jeneratörün

bulunduğunu yere soğuk uç denir. Vorteks tüpün içine gönderilen basınçlı akışkan vorteks jeneratörün nozullarına çarparak bir vorteks (dönme) hareketi kazanır. Tüpün vorteks jeneratörden uzakta olan diğer ucunda ayarlanabilir olan kontrol valfi bulunur. Bu valf yardımıyla vorteks tüpten çıkan hava miktarı ayarlanabilir. Kontrol valfinin bulunduğu yer genellikle sıcak uç olarak adlandırılır. Tüpün içerisindeki basınçlı akışkan oluşan durgunluk noktasından sonra geri dönerek vorteks jeneratörün bulunduğu soğuk uç tarafından çıkar. Geri dönmeyen basınçlı akışkan ise sıcak uç tarafından çıkar. Böylece vorteks tüpün içerisinde aynı anda bir tarafından soğuk akış, diğer tarafından da sıcak akış elde edilir. Vorteks tüp içerisinde gerçekleşen bu durum Şekil 3.12.'de gösterilmiştir [48].



Şekil 3.12. Karşıt akışlı vorteks tüpünün yapısı [14,57].

3.5. Vorteks Tüplerin Kullanım Alanları

Vorteks tüpü, genellikle noktasal soğutmaya ihtiyaç duyulan yerlerde kullanılır. Ayrıca avantajları ve düşük maliyetli olması gibi olumlu özelliklerinden dolayı birçok endüstriyel uygulamada da kullanılmaktadır.

3.5.1. Isıtma ve soğutma uygulamaları

Vorteks tüp, içerisinde meydana gelen enerji ayrımı nedeniyle, ısıtma ve soğutmanın aynı anda gerektiği uygulamalarda geniş bir kullanım alanına sahiptir. Uygulama alanı, vorteks tüpü kullanarak elde edilebilecek ısıtma ve soğutma performansına direkt olarak bağlıdır. Vorteks tüp daha çok, orta kapasitedeki ısıtma ve soğutma uygulamalarında kullanılmaktadır. Vorteks tüpün verimi tüp için olumsuz etkiye

sahip olmasına rağmen, diğer soğutma cihazlarına göre boyutlarının küçük olması ve düşük maliyetleri bu olumsuz etkiyi bertaraf etmektedir. Basınçlı akışkan kaynağının mevcut olduğu her yerde, çok uygun maliyetlerde soğutma ve ısıtma sağlanabilir [55].

Vorteks tüpün birçok spot (lokal) soğutma uygulamaları vardır. Bunlar,

- Programlanabilir makine elemanlarının, otomatik hatların ve robotize uygulamaların elektronik ünitelerinin soğutulması,
- Kesici takımların ve taşlama taşlarının soğutulması,
- Basınçlı hava hatlarında havanın nemden arındırılması,
- Termal kameraların merceklelerinin soğutulması,
- Sürekli kaynak yapan ve ısınan punto kaynak cihazlarının uçlarının soğutulması,
- Bilgisayar ünitelerinin ve CNC cihazlarının devrelerinin soğutulması,
- İp üreten cihazlarda sürtünmeden ısınan iplerin ve cihaz ekipmanlarının soğutulması,
- Fabrikaların üretim hatlarındaki teknolojik bölgelerin soğutulması gibi uygulamalarda kullanılmaktadırlar [53].

Vorteks tüpü, bahsedilen bu uygulamaların dışında da gaz endüstrisinde kurutma amacıyla da kullanılmaktadır.

3.5.2. Gazların sıvılaştırılması

Bilimsel araştırma konularında gazların sıvılaştırılması genellikle soğutma uygulamalarının önemli bir bölümünü oluşturmuştur. Vorteks tüpleri düşük soğutma performansları nedeniyle gazların sıvılaştırma işleminde geleneksel soğutucu olarak kullanılmaz. Vorteks tüpleri kriyojenik sistem tasarımlarında genleşme motoru olarak kullanılırlar. Yüksek kaynama noktalarına sahip gazların sıvılaştırılmasında kaskat geleneksel soğutma sistemleri kullanılır. Kaynama noktaları kriyojenik

sıcaklıklarda ($-100\text{ }^{\circ}\text{C}$ 'nin altında) olan gazlarda ise, yüksek basınçta yapılan bazı genişleme prosesleri kullanarak sıvılaştırma yapılır [5].

3.5.3. Gaz karışımlarının ayrıştırılması

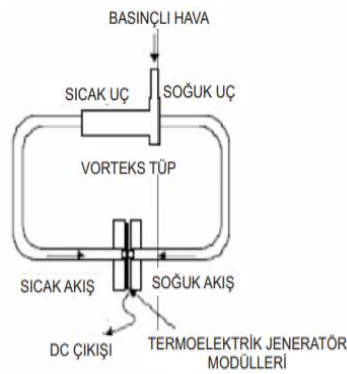
Vorteks tüpler, gaz karışımlarının ayrıştırılma işlemlerinde de kullanılmaktadır.

- Doğal gazdan ve baca gazından karbondioksit ayrıştırılması,
- Havanın ayrıştırılması,
- Doğalgazdan ağır hidrokarbonların ayrıştırılması gibi işlemlerde kullanılmaktadırlar [5].

3.5.4. Elektrik üretimi

Vorteks tüplerinin diğer bir kullanım alanı termoelektrik üretimidir. Boucher ve Tippetts, pnömatis olarak hareketli parçası bulunmayan termoelektrik jeneratörü tanımlamıştır. Demonstrasyonu yapılan bu konsept ilk olarak British Gaz araştırmacıları tarafından önerilmiştir.

Vorteks tüpten çıkan soğuk ve sıcak hava termoelektrik jeneratör modülleri Şekil 3.13.'de gösterildiği üzerine çarparak düşük voltajlı DC elektrik akımı üretmektedir [5].



Şekil 3.13. Vorteks tüp tahrikli termoelektrik jeneratör [5,57].

3.5.5. Düşük sıcaklı uygulamalar

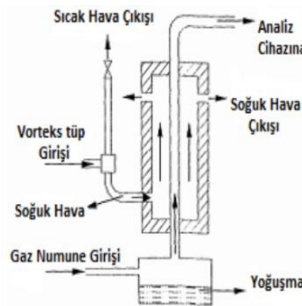
Vorteks tüplerin kademeli sistemlerde kullanılmasıyla çok düşük sıcaklıklar elde edilmiştir. Kaskat sistemler olarak adlandırılan bu sistemlerde bir tüpten çıkan soğuk akış diğer tüpün giriş ağzına bağlanmakta ve böylece çok düşük sıcaklıklar elde edilebilmektedir. Vorteks tüplerin düşük sıcaklıklı uygulamalarda kullanılmasına ait bazı örnekleri şunlardır;

- Gıda maddelerinin soğutulması ve dondurulması
- Yapay kar üretimi için tohum olarak işlev gören buz kristallerinin üretimi
- Gazların nemini gidermek işlemi
- Elektronik kontrol kabinlerinin soğutulması
- Sıcaklık sensörlerinin test edilmesi gibi uygulamalarda kullanılmıştır [5].

3.5.6. Endüstride kullanılması

Vorteks tüpler boyutlarının küçük olması ve soğuk akış sıcaklıklarının yeterli seviyelere ulaşım sağlaması gibi özelliklerinden dolayı kimya endüstrisinde sıkça kullanılmıştır. Şekil 3.14.'de gaz numuneden nem alma sistemi gösterilmiştir.

- Numunenin nemden arındırılmasında
- Kromatografik şırınganın soğutulmasında,
- Orta sıcaklıklı kromatografik analizlerde,
- Çözeltilerin soğutulmasında,
- Kızılötesi analizlerde numunenin soğutulmasında kullanılmaktadır [55]



Şekil 3.14. Vorteks tüp soğutmalı bir gaz numuneden nem alma sistemi [55,57].

3.6. Vorteks Tüpünün Avantajları ve Dezavantajları

3.6.1. Vorteks tüpünün avantajları

Soğutma yöntemleri ele alındığında vorteks tüpü ile soğutma diğer soğutma yöntemlerinden daha fazla avantajlı olduğunu görürüz. Bu avantajlar;

- Boyutları küçük, taşınması kolay ve basit geometriye sahiptir.
- Kolay imal edilirler ve maliyetleri diğer soğutma sistemlerine göre düşüktür.
- Deneysel çalışmada kullanılacak olan vorteks jeneratörlerin kolaylıkla değiştirilebilir olması,
- Hareketli parçaları olmadığından arıza yapmaz ve bakım gerektirmezler.
- Vorteks tüpün kullanıldığı deney sistemi basınçlı akışkan ile çalışır, elektrikli tahrik yoktur.
- Sıcak çıkış ucunda bulunan kontrol valfi ile soğuk hava çıkış ve sıcak hava çıkış kütleli debisi ayarlanabilir.
- Vorteks tüp ile aynı anda hem soğuk hem de sıcak hava elde edilebilir.
- Kirliliğe sebep olacak soğutucu akışkan kullanılmadığı için çevresel açıdan zararsızlardır.
- Genellikle paslanmaz çelikten üretildiği için dayanıklıdır.

3.6.2. Vorteks tüpünün dezavantajları

Vorteks tüpünün birçok avantajları olduğu gibi birkaç tane de dezavantajı bulunmaktadır. Bunlar;

- Vorteks tüplerin verimleri düşüktür.
- Çalıştırıldığı zaman enerji ayrışma işlemi olurken gürültü oluştururlar.
- Vorteks tüpler çalıştırıldığı ortamda sadece basınçlı akışkan kaynağı varsa çalışırlar.

BÖLÜM 4. DENEYSEL ÇALIŞMA

4.1. Giriş

Deneyisel çalışma en iyi enerji ayrımı sağlayan vorteks jeneratörünü belirlemek, kullanılan vorteks tüpün verimini hangi vorteks jeneratörde elde edildiğini değerlendirmek amacıyla deneylere başlanmıştır. Deney düzeneği şekilsel olarak Şekil 4.1.'de verilmiştir.

Deney düzeneği Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarında hazırlanmıştır. Deneylere başlamadan önce derlin malzemesinden üretilen 9 adet 3 farklı sıcak akışkan çıkış çapına ve 3 farklı nozul sayısına sahip vorteks jeneratörler üretilmiştir. Daha sonra deneyisel çalışmada kullanılan vorteks tüp deneyisel çalışmaya uygun olacak halde deney düzeneğine sabit bir şekilde konumlandırılmıştır.

4.2. Deney Düzeneği

Bu bölümde deney düzeneğine ait laboratuvar görüntülerine yer verilmiştir. Şekil 4.1. ile Şekil 4.3. arasında yer alan resimlerde, deney düzeneğinde kullanılan vorteks tüpündeki sıcaklık ve soğuk hava kütlesi ölçümü için kullanılan kısımlar detaylı gösterilmiştir



Şekil 4.1. Deney düzeneğinin gösterimi.

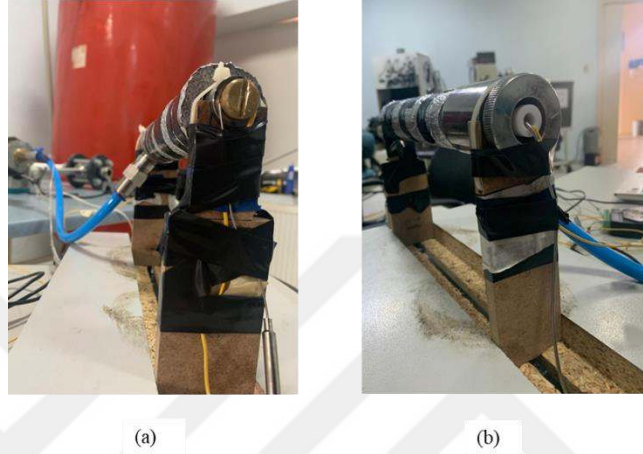
Deneyisel çalışmada değişen CMF değerlerinin sistem performansı üzerindeki etkileri de incelenecektir. Buradaki değişim Şekil 4.2.'de yer alan vorteks tüpünün sıcak çıkış ucundaki valf açıklığının ayarlanması ile gerçekleşmektedir. Çalışmada 4 farklı valf açıklığı için çalışmalar gerçekleştirilmiştir. Burada toplam kontrol valfinin 1 tam tur döndürülmesiyle oluşan adım sayıları dikkate alınarak dört açıklık belirlenmiştir.



Şekil 4.2. Valf açıklığının gösterimi.

Çalışmamızdaki en önemli ve hassas ölçüm kısmı sıcaklıktır. Bu yüzden çalışmadan önce deneylerde kullanılan termal çiftlerin sıcaklığın rejim değerlerine ulaşması

beklenmiş ve devamında da sıcaklık ölçümlerine başlanmıştır. Sıcaklık ölçümü için J (Fe-Const) tip termal çift kullanılmıştır. Sistemin yüksek debilerde oluşan hızdan dolayı hassas termal çiftlerin konumlarının bozulmaması için bant ile sabitleştirme işlemi gerçekleştirilmiştir. Şekil 4.3.'de sıcaklık ölçümü için termal çiftlerin konumlandırılmasının detaylı gösterimi yer almaktadır.



Şekil 4.3. (a), (b) Sıcak ve soğuk akışkan tarafındaki termal çift konumlandırılması.

Gerçekleştirilen deney sonuçlarını etkileyen vorteks tüp elemanlarından olan ve sıcak çıkış uç tarafındaki ayarlanabilir kontrol valfi Şekil 4.4.'de gösterilmiştir. Sisteme gönderilen basınçlı hava soğuk ve sıcak olarak tüp içinde ayrıldıktan sonra soğuk olan hava vorteks jeneratörden sıcak olan hava ise Şekil 4.4.'de gösterilen kontrol valfinin deliklerden dışarı çıkar. Kontrol valfinin ayarlanabilir olmasını sahip olduğu diş adımları sağlar. Bu adımlarını 1, 2 veya daha fazla tur çevirerek sıcak ve soğuk akışkan çıkış oranı (CMF) ayarlanabilir.



Şekil 4.4. Vorteks tüp kontrol valfi.

4.3. Deney Düzeneginde Kullanılan Ölçüm Aletlerinin Teknik Özellikleri

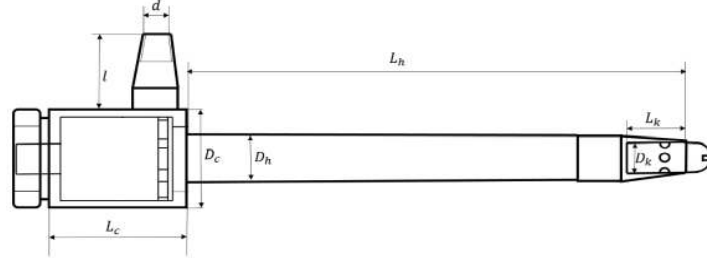
Deneyisel çalışmada kullanılan ölçüm aletlerinin teknik özellikleri aşağıdaki Tablo 4.1.'de verilmiştir.

Tablo 4.1. Ölçüm aletlerinin teknik özellikleri.

Ölçüm Aleti	Özellikler
Hava tankı	Model: Alfen 1500 Kapasite: 1500 L İşletme Basıncı: 10 bar İşletme Sıcaklığı: -10°C –110°C
Basınç Ölçer ve Regülatör	Model: Pakkens MH 250 İşletme Sıcaklığı: -20°C – 60°C Doğruluk: KL 1,0
Dijital Akış Ölçer	Model: Testo 6444 Ölçüm Aralığı: 2,3–700 Nm ³ /h Doğruluk: ± 0.6% İşletme Sıcaklığı: 0°C – 60°C İşletme Basıncı: PN 16
Veri Toplama Sistemi (VTS)	Model: UDL100 Ölçüm Aralığı: -20 °C – 65°C Doğruluk: ± 0.2% Ortam Sıcaklığı: -10°C–55°C
Termal Çift	Model: Type J (Fe-Const) Standart: IEC584-1 Sıcaklık aralığı: -200°C–1120°C

4.4. Vorteks Tüp Tasarımı

Deneyisel çalışmada kullanılan vorteks tüpü oluşturan başlıca elemanlar Şekil 4.5.'de gösterilmiştir.



Ana tüp

Şekil 4.5. Vorteks tüpü oluşturan başlıca elemanlar [54].

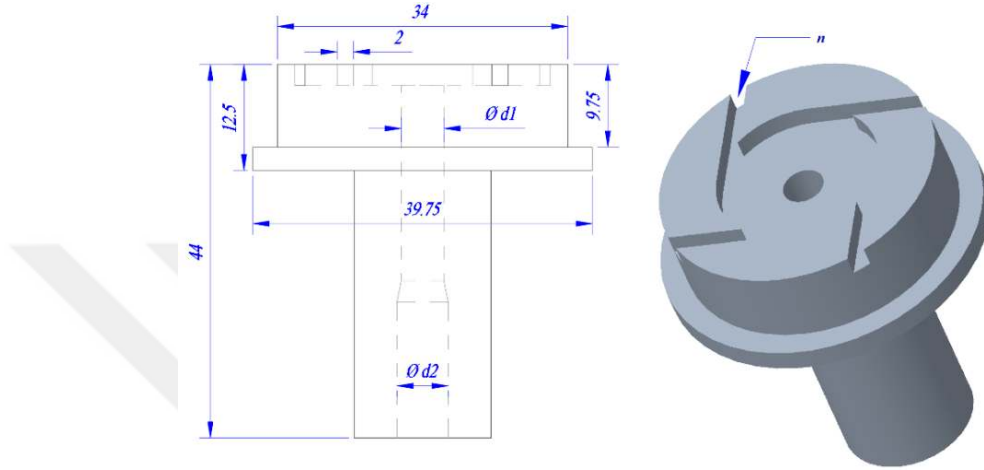
Deneyisel çalışmada kullanılan vorteks tüpün geometrik özellikleri Tablo 4.2.'de gösterilmiştir.

Tablo 4.2. Deneyde kullanılan vorteks tüp ölçüleri

Vorteks Tüp Ölçüleri	
Sıcak Kanal çapı D_h (mm)	19,3
Sıcak kanal uzunluğu L_h (mm)	183,8
Soğuk kanal çapı D_c (mm)	23
Soğuk kanal uzunluğu L_c (mm)	31,5
Hava giriş çapı d (mm)	11
Hava giriş uzunluğu l (mm)	9
Kontrol vana çapı D_k (mm)	24
Kontrol vana uzunluğu L_k (mm)	35
L_h/D_h	9,5

4.5. Vorteks Jeneratör Tasarımı ve İmalatı

Deneysel çalışmada kullanılan 9 adet vorteks jeneratör tasarım ölçülerinin daha anlaşılabilir olması için örnek olarak bir tane vorteks jeneratör teknik resim gösterimi Şekil 4.6.'da gösterilmiştir.



Şekil 4.6. Vorteks Jeneratör teknik resim gösterimi

Gerçekleştirilen deneylerde kullanılan bütün vorteks jeneratörlerin geometrik tasarım parametreleri Tablo 4.3.'de gösterilmiştir.

Tablo 4.3. Vorteks jeneratör ölçüleri

Vorteks Jeneratörlerin Ölçüleri			
Nozul sayısı (n)	4	5	6
Nozul aralığı (mm)	2	2	2
Vorteks Jeneratör iç çap (mm)	11	11	11
Vorteks Jeneratör dış çap (mm)	34	34	34
Vorteks Jeneratör boyu (mm)	44	44	44
Vorteks Jeneratör soğuk	6	6	6
Hava çıkış çapı	8	8	8
d_2 (mm)	10	10	10
Vorteks Jeneratör sıcak	5	5	5
Hava çıkış çapı	7	7	7
d_1 (mm)	9	9	9

Deneyde kullanılan vorteks jeneratörlerinin malzemesi delin olup, vorteks jeneratörler Sakarya Üniversitesi Makine Mühendisliği Laboratuvarında üretilmiştir. Vorteks Jeneratörlerin üretim aşaması Şekil 4.7.'de gösterilmiştir.



(a)

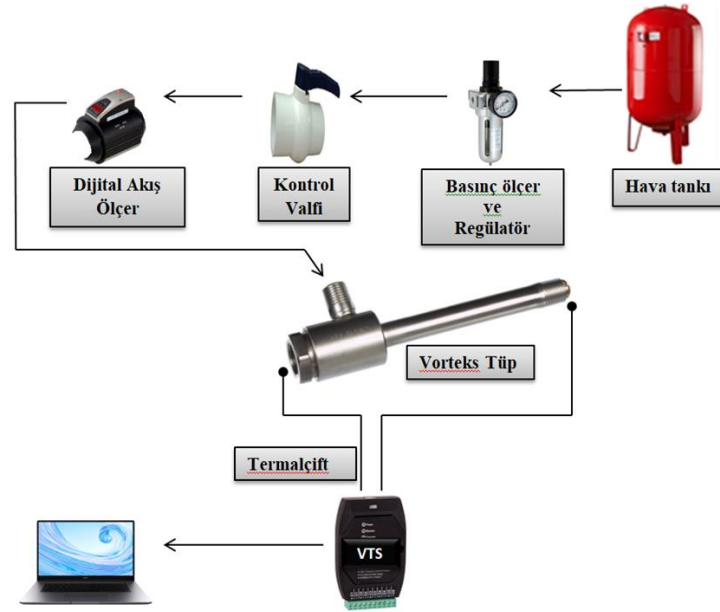


(b)

Şekil 4.7. (a), (b) Vorteks jeneratör üretim aşaması.

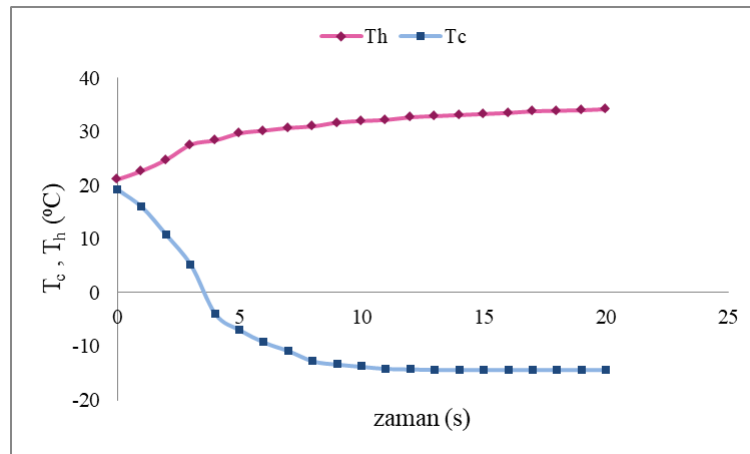
4.6. Deneyin Yapılışı

Deneyisel ölçümlere başlamadan önce ön hazırlık olarak 1500 L kapasiteli hava tankının 7 bar basınca ulaşınca kadar kompresör yardımıyla doldurulur. Daha sonrada basınç regülatörü yardımıyla deney basıncı (5 bar) ayarlanır. Kontrol valfi yardımıyla debimetre (Testo 6444) üzerinden geçen akışkan istenilen debi değerine ($40 \text{ m}^3/\text{h}$) sabitlenir. Sıcaklık değişimleri kayıt altına alabilmek için, bilgisayara bağlı olarak çalışan Ordell UDL 100 marka veri toplama sistemi ve buna bağlı termal çiftler (j tipi) vorteks tüpün soğuk ve soğuk akışkanların çıkışlarına sabit olacak şekilde yerleştirilir. Deney düzeneğini vorteks tüpe bağlayan hidrolik hortum sisteme bağlanır. Regülatör ile deney düzeneği arasında bulunan valf açılarak basınçlı akışkanın vorteks tüpe gönderilmesi ile sıcak ve soğuk akışkan çıkış sıcaklıklarının kaydı deney süresince yapılır. Her bir vorteks jeneratör için sıcak akışkan tarafındaki valf 4 farklı açıklık için deneyler tekrarlanır. Bu işlemler her bir vorteks jeneratör için tekrarlanır. Deney düzeneği Şekil 4.8.'de verilmiştir.



Şekil 4.8. Deney düzeneğinin şematik gösterimi.

Deney süresince zamana bağlı olarak veri toplama sistemi yardımıyla, sıcak akışkanın (T_h) ile soğuk akışkanın (T_c) çıkış sıcaklıkları, akışkan giriş sıcaklığı (T_i) ve ortam sıcaklığı (T_o) kaydedilmiştir. Yapılan bir deney süresince sıcak ve soğuk akışkanların sıcaklık zamana göre değişimleri aşağıdaki Şekil 4.9.'daki grafikte gösterilmiştir.



Şekil 4.9. Soğuk ve sıcak akışkan çıkış sıcaklıklarının değişimi.

4.7. Vorteks Tüp İçin CMF ve COP Değerleri

Vorteks tüplerin performansını belirleyen, vorteks tüpün soğutma performans katsayısını (COP) ve soğuk akışkan çıkış oranı CMF aşağıdaki şekilde ifade edilmiştir. Bu değerlerin hesaplanması için kullanılan temel korunum kanunlarından olan kütlelenin korunumuna göre;

$$\sum \dot{m}_{gir} = \sum \dot{m}_{cik} \quad (4.1)$$

$\dot{m}_{gir}$: Girişteki akışkanın kütleli debisi, kg/s

$\dot{m}_{cik}$: Çıkıştaki akışkanın kütleli debisi, kg/s

Şeklinde yazılır.

$$\dot{m}_{cik} = \dot{m}_h + \dot{m}_c \quad (4.2)$$

$\dot{m}_h$: Sıcak akışkanın kütleli debisi, kg/s,

$\dot{m}_c$: Soğuk akışkanın kütleli debisi, kg/s.

Deneyler sonucunda elde edilen verilere göre sıcak akışkanın sıcaklığı ile soğuk akışkanın sıcaklığı arasındaki fark olarak ΔT olarak ifade edilmiştir.

$$\Delta T = T_h - T_c \quad (4.3)$$

T_h : Sıcak akışkan sıcaklığı, °C

T_c : Soğuk akışkan sıcaklığı, °C

4.7.1. Soğuk akışkan çıkış oranı (CMF)

Vorteks tüplerde enerji ayrışması üzerinde etkili olan önemli parametrelerden biri soğuk akışkan çıkış oranıdır. Soğuk akışkan çıkış oranı, literatürde CMF değeri olarak karşımıza çıkmaktadır. Vorteks tüplerde, sıcak akışın çıkış tarafında bulunan vananın açılıp kapanması ile CMF değişmektedir. CMF değeri, vorteks tüpten çıkan soğuk akışkanın kütleli debisi ile vorteks tüpe gönderilen akışkanın kütleli debisinin oranıyla bulunur.

$$CMF = \frac{\dot{m}_c}{\dot{m}_t} \quad (4.4)$$

$\dot{m}_c$: Soğuk akışkanın kütleli debisi

$\dot{m}_t$: Tüpe gönderilen akışkanın kütleli debisi

$$\dot{m}_c = \dot{m}_t \frac{7 - \text{Valf açıklık tur sayısı}}{7} \quad (4.5)$$

$$CMF = \frac{\dot{m}_t \frac{7 - \text{Valf açıklık tur sayısı}}{7}}{\dot{m}_t} \quad (4.6)$$

$$CMF = \frac{7 - \text{Valf açıklık tur sayısı}}{7} \quad (4.7)$$

eşitliğinden hesaplanır. Burada kullanılan 7 sayısı, kontrol valfinin tamamen açık halini temsil eder.

4.7.2. Soğutma performans katsayısı (COP)

Literatürdeki vorteks tüplerle ilgili çalışmalarda genellikle verim ifadesi COP (soğutma performans katsayısı) olarak karşımıza çıkmaktadır. COP değeri, tüpün sıcak uç tarafında bulunan valf açıklığına, soğuk akışkan çıkış oranı gibi tüpün verimini etkileyen parametreler tarafından etkilenir.

COP değeri;

$$COP = \frac{CMF.C_p(T_i - T_c)}{(k/k-1)RT_i \left[\left(\frac{P_i}{P_a} \right)^{k-1/k} - 1 \right]} \quad (4.8)$$

ifadesi ile hesaplanır [54].

T_i : Tanktan gönderilen basınçlı akışkanın sıcaklığı,

T_c : Soğuk akışkan sıcaklığı,

P_i : Giriş basıncı,

P_a : Açık hava basıncı,

C_p : Sabit basınçta özgül ısı,

R : Gaz sabiti

k : Özgül ısı oranıdır.

Bu çalışmada, 9 adet farklı nozul sayılarına ve farklı vorteks jeneratör sıcak akışkan çıkış çaplarına (d_1) sahip jeneratörler ile, sıcak akışkan çıkışındaki kontrol vanası 1 tam açık konumda iken ilk deneye başlanmış ve sırasıyla 2 tam, 3 tam, 4 tam açılarak ve vorteks jeneratörler değiştirilerek deneyler devam etmiştir.

BÖLÜM 5. DENEY SONUÇLARI

5.1. Giriş

Bu çalışmada bahsedilen CMF değeri ayarlanabilen sıcak uç tarafında bulunan kontrol valfinin tur sayısına bağlı olarak değişmektedir. Kontrol valfinin 7 kez döndürülmesiyle valf tam kapalı halden tam açık hale gelir. Sıcak uç tarafında bulunan kontrol valfinin 1 tur döndürülmesiyle basınçlı akışkanın 1 birimi sıcak taraftan, 6 birimi ise soğuk taraftan çıkar. Bu miktarlar CMF değerini oransal olarak sıcak taraf $1/7$, soğuk taraftan çıkan hava miktarı $6/7$ olacak şekilde etkilemektedir. Deneyler 4 farklı CMF değerlerinde gerçekleştirilmiştir. Soğuk akışkan çıkış tarafındaki CMF değerleri kontrol vanası 1 tur açık haldeyken $6/7$, 2 tur açık iken $5/7$, 3 tur açık iken $4/7$ ve 4 tur açık iken $3/7$ şeklinde ifade edilmiştir.

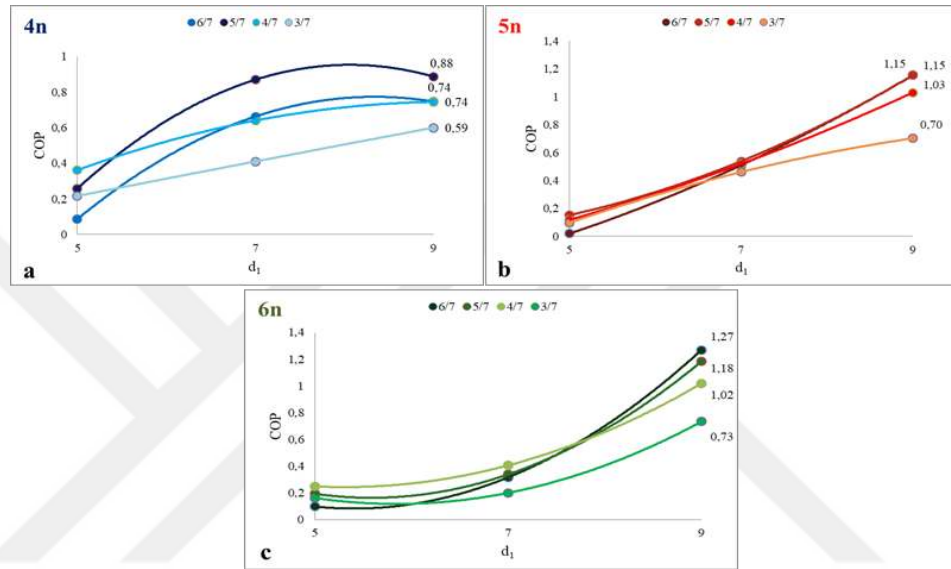
Bu bölümde gerçekleştirilen deney sonuçlarından oluşturulan grafikler ve grafik yorumlarından bahsedilmiştir.

5.1.1. Farklı CMF değerlerinde d_1 ' in COP değerine etkisinin incelenmesi

Şekil 5.1.(a)'daki grafiklerde görüldüğü gibi, farklı valf açıklıklarıyla gerçekleştirilen deneyler sonucunda sisteme 5 bar sabit basınçta giren hava $40 \text{ m}^3/\text{h}$ debinin etkisiyle 4 nozul sayısına sahip jeneratörlerde maksimum COP değeri, $d_1=9\text{mm}$ ve $5/7$ CMF oranına sahip olan vorteks jeneratörde 0,88 olarak elde edilmiştir. Şekil 5.1.(b) de ise 5 bar sabit basınçta giren hava $40 \text{ m}^3/\text{h}$ debinin etkisiyle 5 nozul sayısına sahip jeneratörlerde maksimum COP değeri, $d_1=9 \text{ mm}$ $6/7$ ve $5/7$ CMF oranlarına sahip olan vorteks jeneratörde 1,15 olarak elde edilmiştir. Şekil 5.1.(c)'de de 5 bar sabit basınçta giren hava $40 \text{ m}^3/\text{h}$ debinin etkisiyle 6 nozul sayısına sahip jeneratörlerde

maksimum COP, $d_1=9$ mm ve 6/7 CMF oranına sahip olan vorteks jeneratörde 1,27 değerinde bulunmuştur.

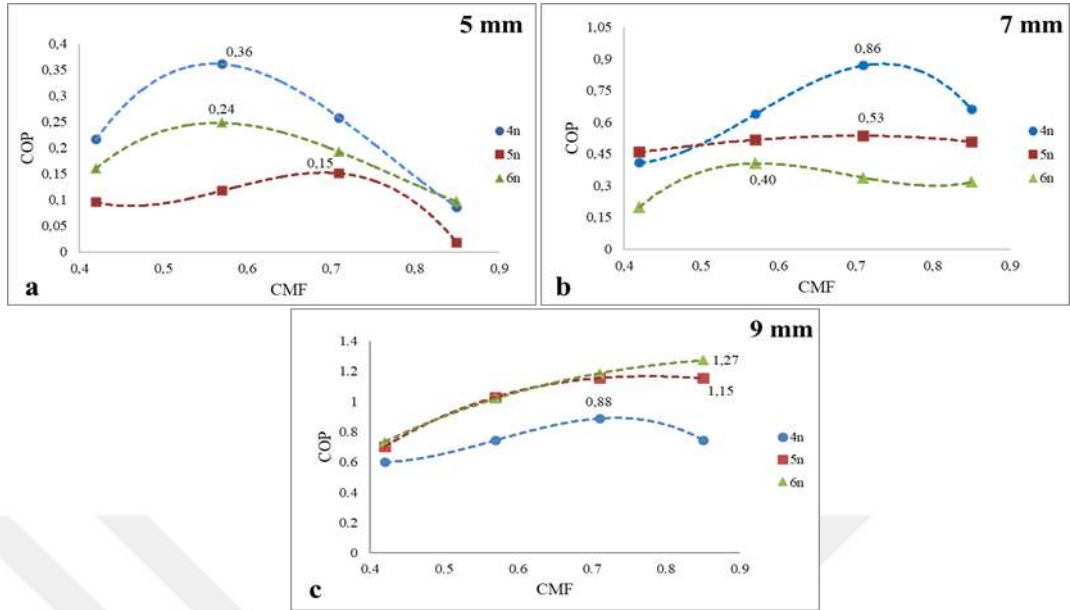
Genel olarak deneysel sistemde kullanılan vorteks jeneratörlerinin sıcak çıkış iç çapları ve nozul sayısı arttıkça COP değerlerinin de aynı oranda arttığı Şekil 5.1.'de açık bir şekilde görülmektedir.



Şekil 5.1. a=4n, b=5n, c=6n nozul sayısına sahip olan vorteks jeneratör iç çaplarının ve CMF değerlerinin COP' a etkisi.

5.1.2. Farklı n , d_1 ve CMF değerlerinin COP' a etkisinin incelenmesi

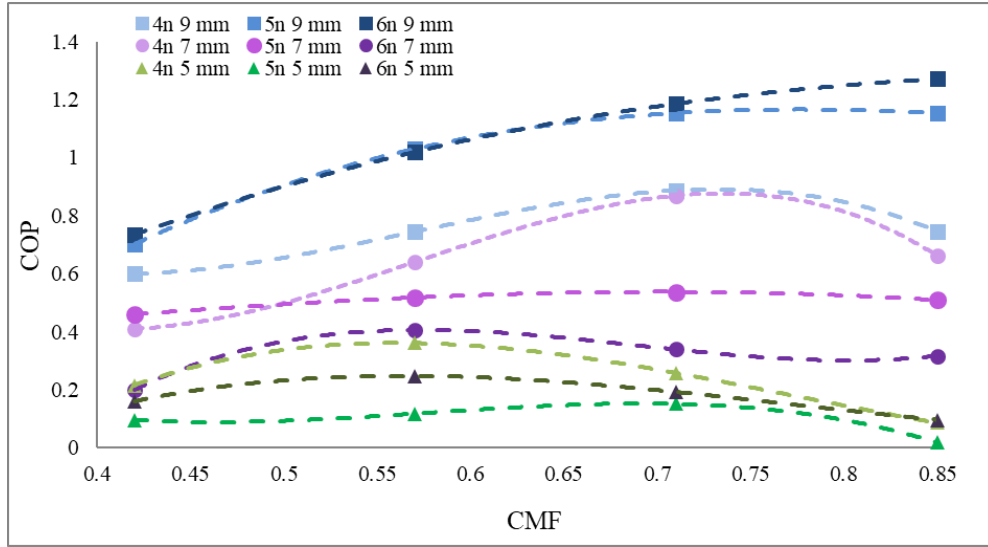
Şekil 5.2.'de verilen grafiklerde de görüldüğü gibi vorteks jeneratörlerinin nozul sayılarındaki ve sıcak akışkan çıkış iç çaplarındaki artış ile birlikte COP değerleri de artmaktadır. Şekil 5.2. (a)'da $d_1=5$ mm ve $n=4$ olan vorteks jeneratörleri ile gerçekleştirilen deneylerde 0,57 CMF değerine karşılık elde edilen en yüksek COP değeri 0,36 olarak bulunmuştur. Şekil 5.2. (b)'de $d_1=7$ mm ve $n=4$ olan vorteks jeneratörlerde 0,71 CMF değerine karşılık en yüksek COP değeri 0,86, Şekil 5.2. (c)'de $d_1=9$ mm ve $n=6$ olan vorteks jeneratörlerde 0,85 CMF değerine karşılık en yüksek COP değeri ise 1,27 olarak elde edilmiştir. Şekil 5.2. (a)'da görüldüğü üzere deney sonuçları önce artan sonra azalan şekilde bir karakteristik eğilim göstermiştir. Şekil 5.2. (b) ve Şekil 5.2. (c)' de benzer karakteristik eğilim olduğu görülmüştür.



Şekil 5.2. (a) 5mm, (b) 7mm ve (c) 9 mm d_1 değerine 4, 5 ve 6 nozul sayısına(n) sahip vorteks jeneratörlerinin CMF değerlerinin COP parametrelerine etkisi.

5.1.3. Deneysel sonuçların genel değerlendirilmesi

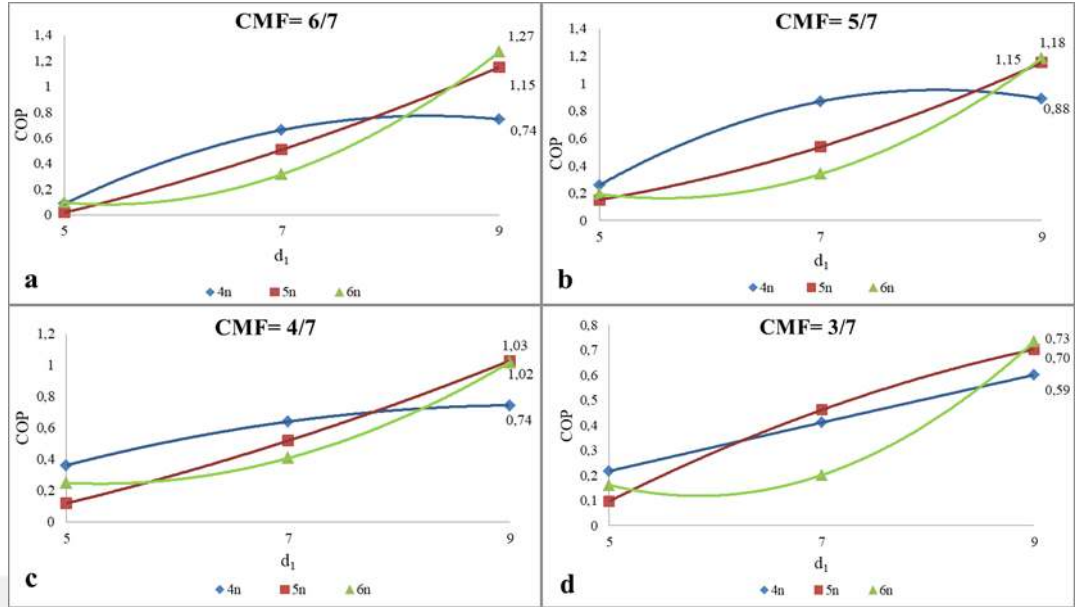
Şekil 5.3.'deki grafikte görüldüğü üzere deneylerde kullanılan vorteks tüplerinin 0,85, 0,71, 0,57 ve 0,42 CMF değerlerinde COP parametresi üzerine etkisi büyük ölçüde benzerlik gösterdiği görülmüştür. 5 bar sabit basınçta ve $40 \text{ m}^3/\text{h}$ debiye sahip basınçlı hava ile gerçekleştirilen bir dizi deney sonucunda kullanılan 9 adet vorteks jeneratör arasında 6 nozul sayısına sahip ve $d_1=9\text{mm}$ olan vorteks jeneratör, çeşitli valf açıklıklarından oluşan CMF değerlerinde maksimum COP değerinin 1,2 olduğu görülmüştür. Bu kapsamda Şekil 5.3.'deki grafiğe bakılarak genel olarak CMF değerinin ve nozul sayısının artmasıyla COP değerinin bu artışlara paralel olarak arttığı belirtilmektedir.



Şekil 5.3. Deneyde kullanılan vorteks jeneratörlerinin CMF değerlerinin COP'ye etkisi

5.1.4. Vorteks tüp valf açıklığının ve d_1 ' in soğutma performans katsayısına (COP) etkisi

Şekil 5.4. (a)(b)(c)(d)'de aynı basınç ve aynı debi etkisinde gerçekleştirilen deneylerde nozul sayılarındaki, sıcak çıkış iç çaplarındaki ve valf açıklığındaki çeşitliliğin COP parametresini doğrudan etkilediği görülmüştür. Şekil 5.4. (a)(b)(c)(d)'deki grafik karakteristiklerin de $n=4$ olan vorteks jeneratörün önce artış sonra azalış eğiliminde olduğu, $n=5$ olan vorteks jeneratörünün doğrusal artış eğiliminde olduğu ve $n=6$ olan vorteks jeneratörünün polinomik artış eğiliminde olduğu görülmüştür. Şekil 5.4. (a)(b)(c)(d)'deki grafiklerde gerçekleştirilen deneyleri etkileyen önemli parametrelerden biri olan çeşitli valf açıklıklarından, COP üzerine en büyük etkisi olan 1 tam valf açıklığı olduğu görülmüştür. Şekil 5.5.'de ise bu grafiklerin birleşmiş hali verilmektedir.

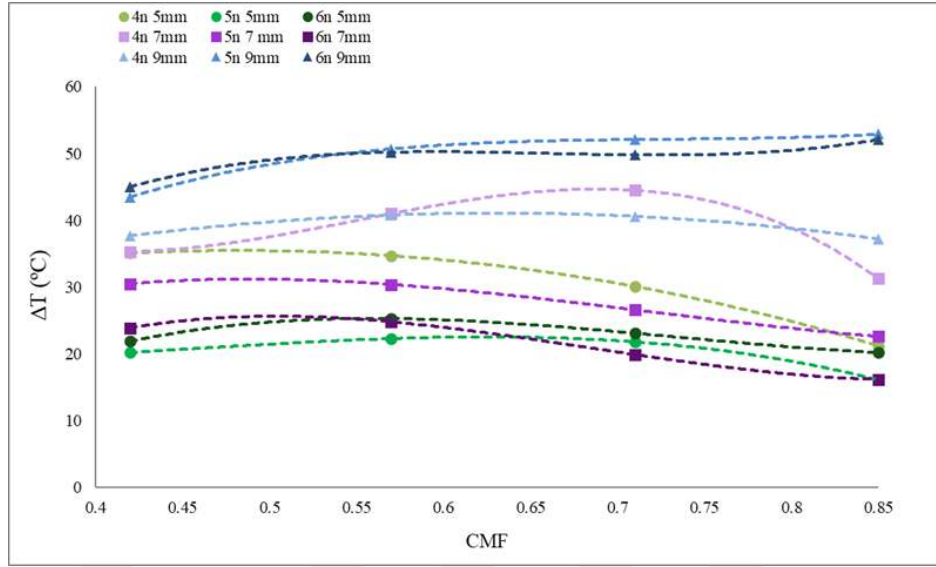


Şekil 5.4. (a) (b)(c)(d) Farklı n ve d_1 değerine sahip vorteks jeneratörlerinin, 4 farklı valf açıklığında COP'a olan etkisi.

5.1.5. Farklı CMF değerlerinin ΔT 'ye etkisi

Şekil 5.5.'de 5 bar basınçta ve $40 \text{ m}^3/\text{h}$ debi etkisinde giren basınçlı hava ile gerçekleştirilen deneylerde, deneysel çalışmada kullanılan 9 adet vorteks jeneratörünün deneysel uygulama sonrasında sıcak çıkış sıcaklıkları ile soğuk çıkış sıcaklıkları arasındaki farkı ifade eden ΔT ($T_h - T_c$) ifadesinin çeşitli CMF değerlerinin etkisi altında benzer karakteristik eğilim gösterdiği görülmüştür. Şekil 5.5.'deki grafiğe bakarak 0,42 CMF değerinde en yüksek ΔT değeri, $n=6$ ve $d_1=9$ mm olan vorteks jeneratörde 45°C olarak elde edilmiştir. Aynı şekilde grafiğe bakarak 0,57 CMF değerinde en yüksek ΔT değerinin $n=5$ ve $d_1=9$ mm sıcak çıkış iç çapına sahip vorteks jeneratörde $50,7^\circ\text{C}$ olduğu görülmüştür. Yine aynı şekilde grafiğe bakarak 0,71 CMF değerinde en yüksek ΔT değerinin $n=5$ ve $d_1=9$ mm olan vorteks jeneratörde $52,1^\circ\text{C}$ olduğu görülmüştür.

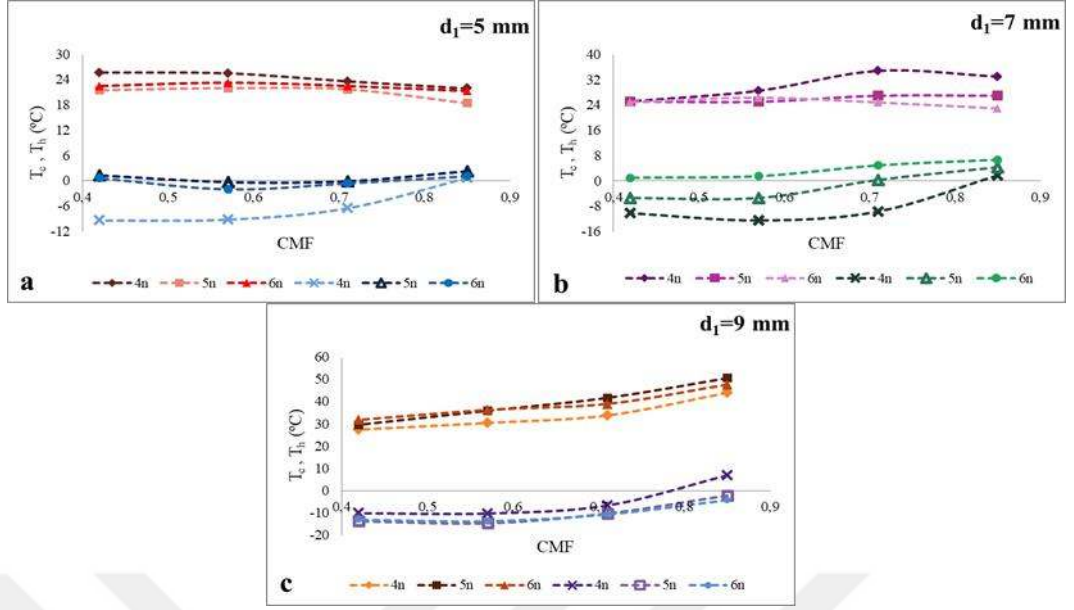
Gerçekleştirilen bütün deneylerden elde edilen verilere göre maksimum enerji ayrımını belirten ΔT değeri, 0,85 CMF değerinde $n=5$ ve $d_1=9$ mm vorteks jeneratörde $52,9^\circ\text{C}$ olduğu görülmüştür. Ayrıca şekil 5.5.'deki grafiğe bakılarak vorteks d_1 'in ve CMF değerinin enerji ayrımına büyük ölçüde etki ettiği görülmüştür.



Şekil 5.5. Farklı CMF değerlerinin ΔT 'ye etkisi.

5.1.6. Farklı n ve aynı d_1 değerlerinde, farklı valf açıklıklarının T_h °C ve T_c °C üzerine etkisi

Şekil 5.6.'daki grafiklerde görüldüğü üzere nozul sayılarının (n), vorteks jeneratör iç çaplarının (d_1) ve CMF etkisinin T_h ve T_c sıcaklıklarına etkisi grafiklerde açık bir şekilde görülmüştür. Kontrol valfi açıklıkları arttıkça CMF değerleri de bu açıklıklara bağlı olarak azalır. 5 bar basınçta $40 \text{ m}^3/\text{h}$ sabit debiyle ve basınçlı akışkan olarak hava kullanılarak gerçekleştirilen bir dizi deneylerde soğuk çıkış sıcaklığı, CMF değerinin artıp azalmasına bağlı olduğu görülmüştür. CMF değerinin en yüksek değeri için en düşük soğuk çıkış sıcaklığı elde edilmiştir. Şekil 5.6'daki grafiklere bakıldığında zaman maksimum sıcak çıkış sıcaklığının $n=5$, $d_1=9 \text{ mm}$ ve CMF değeri 0,85 olan vorteks jeneratörde $50,7^\circ\text{C}$ değerinde olduğu görülmüştür. Aynı şekilde bakarak maksimum soğuk çıkış sıcaklığının $n=5$, $d_1=9 \text{ mm}$ ve CMF değeri 0,57 vorteks jeneratörde $-14,7^\circ\text{C}$ değerinde olduğu görülmüştür.



Şekil 5.6. (a)(b)(c) aynı d_1 değerinde ve farklı n sayılarına sahip vorteks jeneratörlerinin, CMF değerlerinin sıcak ve soğuk sıcaklıklarına etkisi.

BÖLÜM 6. TARTIŞMA VE ÖNERİ

Bu çalışmada, derlin malzemesinden üretilmiş olan üç farklı nozul sayısına ve üç farklı sıcak çıkış iç çapına (d_1) sahip 9 adet vorteks jeneratör ile 5 bar sabit basınç ve 40 m³/h sabit debinin kullanıldığı deneysel çalışmalar gerçekleştirilmiş ve bölüm 5'deki deneysel sonuçlar elde edilmiştir.

Deneysel çalışma boyunca soğuk akışkan çıkış oranı (CMF), sıcak çıkış ucunda bulunan ayarlanabilir kontrol valfi sayesinde değiştirilmiştir. Değişen CMF değerinin doğrudan COP değerini etkilediği görülmüştür. Kontrol valf açıklıkları arttırıldıkça CMF değerinin azaldığı ve buna bağlı olarak COP değerlerinin de azaldığı gözlemlenmiştir. Gerçekleştirilen deneysel çalışmada, vorteks jeneratör nozul sayısının ve vorteks jeneratör sıcak çıkış iç çapının, enerji ayrışma ve COP değerine olan etkisinin pozitif yönde olduğu görülmüştür. Nozul sayısı vorteks tüpün içindeki vorteks oluşumunu etkileyen parametrelerden biridir. Vorteks jeneratörün nozul sayısı artmasıyla vorteks tüpü soğutma performans katsayısı (COP) değerinin arttığı gözlemlenmiştir.

Vorteks jeneratör sıcak çıkış iç çapı, $\Delta T'$ den kaynaklanan enerji ayrımını doğrudan etkilediği için enerji ayrımı olayındaki etkisi büyüktür. Vorteks jeneratör sıcak çıkış iç çapı arttıkça sıcak uçtan çıkan sıcak sıcaklığın, küçük sıcak çıkış iç çap değerine sahip vorteks jeneratörlere göre daha fazla olduğu görülmüştür. Bunun sebebi kesit daralmasından dolayı $\Delta T'$ den kaynaklanan enerji ayrışmasının düzgün olmamasıdır. Ayrıca düşük kontrol valfi açıklıklarında, vorteks jeneratör sıcak çıkış iç çapının artmasıyla vorteks tüpün soğutma performans katsayısının da (COP) arttığı görülmüştür.

Deneysel çalışmadaki kontrol valfi açıklığının hem CMF değerinde hem de, ΔT ' den kaynaklanan enerji ayrışım olayına etkisi açıkça görülmektedir. Kontrol valf açıklığı ne kadar az olursa sıcak çıkış tarafından çıkan sıcak hava sıcaklığının daha yüksek olduğu görülmüştür. Bunun sebebi valf açıklığı arttıkça toplam hava kütesinin, valf açıklarıyla doğru oranlı olarak bölünerek sıcak kısımdan ve soğuk kısımdan çıkan havanın kütesini etkilemesidir. Bu nedenden dolayı enerji ayrımının en yüksek görüldüğü valf açıklığı 1 tam açıklıktır.

Yukarıda ifade edilenler doğrultusunda, deneysel sonuçlara bakılarak maksimum COP değeri $n=6$, $d_1=9$ mm ve 6/7 CMF oranına sahip vorteks jeneratörde 1,27 olduğu görülmüştür. Aynı sonuçlara bakılarak maksimum enerji ayrışım olayı ΔT (T_h-T_c) $n=5$, $d_1=9$ mm ve 6/7 CMF oranına sahip vorteks jeneratörde $52,9^\circ\text{C}$ olduğu görülmüştür.

Bu çalışmada Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü ile ilgili bir dizi deney gerçekleştirilmiş, elde edilen deneysel sonuçlar dikkate alınarak bu alanda yapılacak diğer akademik çalışmalar için aşağıda bazı önerilerde bulunulmuştur.

Vorteks tüpünün basit ve küçük boyutlara sahip olması, maliyetinin az olması gibi olumlu özellikleriyle birlikte, verimin yüksek olmamasına rağmen uygun yerlerde kullanıldığı zaman iyi bir soğutma cihazı olarak kullanılabilir. Örneğin, takım tezgahlarında, uygulanacak olan işleme göre kullanılan takımların fazla ısınması istenmez. Vorteks tüpü hem fazla ısınmayı önlemek amacıyla hem de uygulama esnasında oluşan çapakların ortadan kaldırılması için kullanılmaktadır.

Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü deneysel çalışma verileri dikkate alındığında, vorteks tüpün soğutma performansının yüksek çıkabilmesi için nozul sayısının (n), sıcak çıkış iç çapının (d_1) yüksek tutulması gerekmektedir. Ayrıca, sıcak akım tarafında bulunan, vorteks tüpün sıcak ve soğuk bölümünden çıkan havanın kütle miktarını belirleyen kontrol valf açıklığının düşük tutulması gerekmektedir.

Gerçekleştirilen deneylerde ΔT ($T_h - T_c$) değerinin Şekil 5.7’ de 5mm, 7mm ve 9 mm d_1 değerinde farklı bir karakteristiğe sahip olup benzer eğilim gösterdiği görülmüştür. Deneysel çalışma sonucunda elde ettiğimiz 5mm, 7mm ve 9 mm d_1 değerleri için ortalama ΔT değerleri sırasıyla 24,3°C, 28,9°C ve 46,1°C olarak bulunmuştur. Vorteks tüpünün kullanıldığı amaca ve ΔT ’den kaynaklanan enerji ayrımı değerine göre uygun olan ΔT değerlerine sahip vorteks jeneratörlerin kullanılması önerilmektedir.

Yapılan bu deneysel çalışmanın farklı vorteks jeneratör malzemeleri, farklı işletme ve geometrik parametrelerde yapılabileceği anlaşılmaktadır.

Gerçekleştirilen deneylerde kullanılan vorteks jeneratörlerin soğuk akışkan çıkış açısı 1 derecedir. Daha sonra yapılacak çalışmalarda da bu derece arttırılarak vorteks tüpün soğutma performansına etkisi incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] Gutak, A. D., Experimental investigation and industrial application of Ranque-Hilsch vortex tube. *International journal of refrigeration*, 49, 93-98, 2015.
- [2] Shmroukh, A. N., Radwan, A., Abdal-hay, A., Serageldin, A. A., Nasr, M., New configurations for sea water desalination system using Ranque-Hilsch vortex tubes. *Applied Thermal Engineering*, 157, 113757, 2019.
- [3] Celik, A., Yilmaz, M., Yildiz, O. F., Improvement of diesel engine startability under low temperatures by vortex tubes. *Energy Reports*, 6, 17-27, 2020.
- [4] Tempiam, A., Kachapongkun, P., Rattanadecho, P., Prommas, R., Experimental investigation of vortex tube for reduction air inlet of a reciprocating air compressor. *Case Studies in Thermal Engineering*, 19, 100617, 2020.
- [5] Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M., Karşı, S., Vorteks Tüpleri: 1 Teknolojik Gelişim. *Mühendis ve Makina*, 47(553), 46-54, 2006.
- [6] Khodorkov, I. L., Poshernev, N. V., Zhidkov, M. A., The vortex tube—a universal device for heating, cooling, cleaning, and drying gases and separating gas mixtures. *Chemical and petroleum Engineering*, 39(7), 409-415, 2003.
- [7] Cebeci, I., Kirmaci, V., Topcuoglu, U., 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, 2016.
- [8] Gao, C. M., Bosschaart, K. J., Zeegers, J. C. H., De Waele, A. T. A. M., Experimental study on a simple Ranque–Hilsch vortex tube. *Cryogenics*, 45(3), 173-183, 2005.

- [9] Kirmaci, V., Kaya, H., Effects of working fluid, nozzle number, nozzle material and connection type on thermal performance of a Ranque–Hilsch vortex tube: A review. *International Journal of Refrigeration*, 91, 254-266, 2018.
- [10] Shamsoddini, R., Nezhad, A. H., Numerical analysis of the effects of nozzles number on the flow and power of cooling of a vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 33(4), 774-782, 2010.
- [11] Shamsoddini, R., Abolpour, B., A geometric model for a vortex tube based on numerical analysis to reduce the effect of nozzle number. *International Journal of Refrigeration*, 94, 49-58, 2018.
- [12] Kırmacı, V., Günver, F., Paralel Bağlı Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüplerde Farklı Sayı ve Malzemelerdeki Nozulların Isıtma–Soğutma Sıcaklık Performansına Olan Etkisi Deneysel Olarak İncelenmesi. In 5th International Symposium on Innovative Technologies in Engineering and Science 29-30 September 2017 (ISITES2017 Baku-Azerbaijan), 2017.
- [13] Aydın, O., Baki, M., An experimental study on the design parameters of a counterflow vortex tube. *Energy*, 31(14), 2763-2772, 2006.
- [14] Kırmacı, V., Altı Nozullu Vorteks Tüpünün Soğutma–Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 10(4), 377-381, 2007.
- [15] Nimbalkar, S. U., Muller, M. R., An experimental investigation of the optimum geometry for the cold end orifice of a vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 29(2-3), 509-514, 2009.
- [16] Liang, F., Wang, H., Wu, X., Study on energy separation characteristics inside the vortex tube at high operating pressure. *Thermal Science and Engineering Progress*, 14, 100432, 2019.
- [17] Xue, Y., Arjomandi, M., Kelso, R., A critical review of temperature separation in a vortex tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(8), 1367-1374, 2010.
- [18] Eiamsa-ard, S., Promvonge, P., Review of Ranque–Hilsch effects in vortex tubes. *Renewable and sustainable energy reviews*, 12(7), 1822-1842, 2008.
- [19] Torrella Alcaraz, E., Patiño Pérez, J., Sánchez García-Vacas, D., Llopis, R., Cabello López, R., Experimental evaluation of the energy performance of an air vortex tube when the inlet parameters are varied. *The Open Mechanical Engineering Journal* (7) 98-107, 2013.

- [20] Xue, Y., Binns, J. R., Arjomandi, M., Yan, H., Experimental investigation of the flow characteristics within a vortex tube with different configurations. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 75, 195-208, 2019.
- [21] Farzaneh-Gord, M., Sadi, M., Improving vortex tube performance based on vortex generator design. *Energy*, 72, 492-500, 2014.
- [22] Hamdan, M. O., Alsayyed, B., Elnajjar, E., Nozzle parameters affecting vortex tube energy separation performance. *Heat and Mass Transfer*, 49(4), 533-541, 2013.
- [23] Hu, Z., Li, R., Yang, X., Yang, M., Day, R., Wu, H., Energy separation for Ranque-Hilsch vortex tube: A short review. *Thermal Science and Engineering Progress*, 19, 100559, 2020.
- [24] Hamdan, M. O., Al-Omari, S. A., Oweimer, A. S., Experimental study of vortex tube energy separation under different tube design. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 91, 306-311, 2018.
- [25] Aydın, O., Markal, B., Avcı, M., A new vortex generator geometry for a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 30(16), 2505-2511, 2010.
- [26] Markal, B., Aydın, O., Avcı, M., An experimental study on the effect of the valve angle of counter-flow Ranque–Hilsch vortex tubes on thermal energy separation. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 34(7), 966-971, 2010.
- [27] Lagrandeur, J., Poncet, S., Sorin, M., Review of predictive models for the design of counterflow vortex tubes working with perfect gas. *International Journal of Thermal Sciences*, 142, 188-204, 2019.
- [28] Dutta, T., Sinhamahapatra, K. P., Bandyopadhyay, S. S., Experimental and numerical investigation of energy separation in counterflow and uniflow vortex tubes. *International Journal of Refrigeration*, 123, 9-22, 2021.
- [29] Attalla, M., Ahmed, H., Ahmed, M. S., El-Wafa, A. A., Experimental investigation for thermal performance of series and parallel Ranque-Hilsch vortex tube systems. *Applied Thermal Engineering*, 123, 327-339, 2017.
- [30] Eiamsa-Ard, S., Wongcharee, K., Promvonge, P., Experimental investigation on energy separation in a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube: Effect of cooling a hot tube. *International communications in heat and mass transfer*, 37(2), 156-162, 2010.

- [31] Attalla, M., Ahmed, H., Ahmed, M. S., El-Wafa, A. A., An experimental study of nozzle number on Ranque Hilsch counter-flow vortex tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 82, 381-389, 2017.
- [32] Xue, Y., Arjomandi, M., The effect of vortex angle on the efficiency of the Ranque–Hilsch vortex tube. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 33(1), 54-57, 2008.
- [33] Uysal, U., Kasar, S., Investigation on the Changes in the Temperature that is Caused in Vortex Tube. *Academic Perspective Procedia*, (ISITES2018 Alanya – Antalya- Turkey) 1(1), 673-681, 2018.
- [34] Subudhi, S., Sen, M., Review of Ranque–Hilsch vortex tube experiments using air. *Renewable and sustainable energy reviews*, 52, 172-178, 2015.
- [35] Kumar, A., Subudhi, S., Cooling and dehumidification using vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 122, 181-193, 2017.
- [36] Guo, X., Zhang, B., Computational investigation of precessing vortex breakdown and energy separation in a Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 85, 42-57, 2018.
- [37] Bazgir, A., Heydari, A., Nabhani, N., Investigation of the thermal separation in a counter-flow Ranque-Hilsch vortex tube with regard to different fin geometries located inside the cold-tube length. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 108, 104273, 2019.
- [38] Li, N., Jiang, G., Fu, L., Tang, L., Chen, G., Experimental study of the impacts of cold mass fraction on internal parameters of a vortex tube. *International Journal of Refrigeration*, 104, 151-160, 2019.
- [39] Khazaei, H., Teymourtash, A. R., Malek-Jafarian, M., Effects of gas properties and geometrical parameters on performance of a vortex tube. *Scientia Iranica*, 19(3), 454-462, 2012.
- [40] Behera, U., Paul, P. J., Dinesh, K., Jacob, S., Numerical investigations on flow behaviour and energy separation in Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and mass transfer*, 51(25-26), 6077-6089, 2008.
- [41] Pourmahmoud, N., Akhesmeh, S., Numerical investigation of the thermal separation in a vortex tube. *World Academy of Science, Engineering and Technology International Journal of Mechanical and Mechatronics Engineering* (Vol:2 No:7) 919-925, 2008.

- [42] Pourmahmoud, N., Hassanzadeh, A., Moutaby, O., Numerical analysis of the effect of helical nozzles gap on the cooling capacity of Ranque–Hilsch vortex tube. *International journal of refrigeration*, 35(5), 1473-1483, 2012.
- [43] Kandil, H. A., Abdelghany, S. T., Computational investigation of different effects on the performance of the Ranque–Hilsch vortex tube. *Energy*, 84, 207-218, 2015.
- [44] Farouk, T., Farouk, B., Large eddy simulations of the flow field and temperature separation in the Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 50(23-24), 4724-4735, 2007.
- [45] Liu, X., Liu, Z., Investigation of the energy separation effect and flow mechanism inside a vortex tube. *Applied thermal engineering*, 67(1-2), 494-506, 2014.
- [46] Chen, J., Zeng, R., Zhang, W., Qiu, L., Zhang, X., Numerical analysis of energy separation in Ranque-Hilsch vortex tube with gaseous hydrogen using real gas model. *Applied Thermal Engineering*, 140, 287-294 2018.
- [47] Xue, Y., Arjomandi, M., Kelso, R., Energy analysis within a vortex tube. *Experimental thermal and fluid science*, 52, 139-145, 2014.
- [48] Kırmacı, V., Akışkan olarak hava ve argon kullanılan vorteks tüpünde enerji ve ekserji analizi. *Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi*, 9(1), 32-44, 2007.
- [49] Thakare, H. R., Parekh, A. D., Computational analysis of energy separation in counter—flow vortex tube. *Energy*, 85, 62-77, 2015.
- [50] Agrawal, N., Naik, S. S., Gawale, Y. P., Experimental investigation of vortex tube using natural substances. *International communications in heat and mass transfer*, 52, 51-55, 2014.
- [51] Aghagoli, A., Sorin, M., Thermodynamic performance of a CO₂ vortex tube based on 3d CFD flow analysis. *International Journal of Refrigeration*, 108, 124-137, 2019.
- [52] Secchiaroli, A., Ricci, R., Montelpare, S., D’alessandro, V., Numerical simulation of turbulent flow in a Ranque–Hilsch vortex tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 52(23-24), 5496-5511, 2009.
- [53] Özgür, A. E., Selbaş, R., Üçgül, İ., Vorteks tüpler ile soğutma uygulamaları. *V. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi*, 387-397, 2001.

- [54] Kasar, S., Vortex tüpünün etkisiyle meydana gelen sıcaklık değişimlerinin incelenmesi. Sakarya Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2019.
- [55] Cebeci,  ., Karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüpünde hava ve oksijen akışkanlarının farklı nozullarda enerji-ekserji analizlerinin deneysel olarak incelenmesi. Bartın Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi 2013.
- [56]  elik A., Vorteks tüplerin deneysel incelenmesi ve termodinamik analizi. Atatürk Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü Yüksek Lisans Tezi, 2007.
- [57] Topcuoğlu,  ., Karşıt akışlı kaskad ranque-hilsch vorteks tüpünde farklı nozul malzemelerinde enerji-ekserji analizlerinin deneysel olarak incelenmesi Bartın Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Bölümü, Yüksek Lisans Tezi, 2018.
- [58] www.turksanayimarket.com., Erişim Tarihi: 01.12.2021

EKLER

EK 1: Örnek deneysel çalışma şablonu ve Örnek deney kayıt şablonu.

Tablo 6.1. Örnek deneysel çalışma şablonu

Deneysel Çalışma Şablonu	
Yapılan deneyin tarihi	01.11.2021
Deneyin başlangıç ve bitişi saati	16:28-16:32
Dış ortam Sıcaklığı (°C)	21
Debi (m ³ /h)	40
Nozul sayısı (n)	5
Sıcak akışkan çıkış çapı (d _i)	9 mm
Valf açıklığı	4/7
T _h (°C)	36
T _c (°C)	-14,7
ΔT (°C)	50,7
CMF	4/7=0,57
$COP = \frac{CMF \cdot C_p(T_i - T_c)}{(k/k - 1)RT_i \left[\left(\frac{P_i}{P_a} \right)^{k-1/k} - 1 \right]}$	1,029

Tablo 6.2. Örnek deney kayıt şablonu.

Tarih	Saat	t(s)	ΔT (°C)	T_h (°C)	T_c (°C)	Nozul sayısı(n)	d_1 (mm)
1 Kasım 2021	16:28:43	0	0,4	20,6	20,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:44	1	0,4	20,6	20,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:45	2	1,9	21,1	19,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:46	3	6,8	22,7	15,9	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:47	4	14,1	24,8	10,7	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:48	5	22,5	27,6	5,1	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:49	6	32,4	28,4	-4,0	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:50	7	36,7	29,7	-7,0	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:51	8	39,5	30,2	-9,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:52	9	41,6	30,7	-10,9	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:53	10	43,8	31,0	-12,8	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:54	11	45,1	31,7	-13,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:55	12	45,8	32,0	-13,8	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:56	13	46,4	32,2	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:57	14	47,0	32,7	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:58	15	47,3	32,9	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:28:59	16	47,5	33,1	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:00	17	47,7	33,3	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:01	18	47,9	33,5	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:02	19	48,2	33,8	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:03	20	48,3	33,9	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:04	21	48,4	34,0	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:05	22	48,6	34,2	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:06	23	48,7	34,3	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:07	24	48,7	34,4	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:08	25	48,9	34,6	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:09	26	49,0	34,7	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:10	27	49,1	34,8	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:11	28	49,1	34,8	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:12	29	49,3	35,0	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:13	30	49,4	35,1	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:14	31	49,4	35,1	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:15	32	49,5	35,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:16	33	49,6	35,3	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:17	34	49,6	35,3	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:18	35	49,7	35,4	-14,3	5	9 mm

Tablo 6.2 (Devamı)

Tarih	Saat	t(s)	ΔT (°C)	T_h (°C)	T_c (°C)	Nozul sayısı(n)	d_1 (mm)
1 Kasım 2021	16:29:19	36	49,8	35,5	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:20	37	49,8	35,5	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:21	38	49,8	35,5	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:22	39	49,9	35,6	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:23	40	49,8	35,6	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:24	41	49,8	35,6	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:25	42	49,8	35,6	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:26	43	49,9	35,7	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:27	44	49,9	35,7	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:28	45	49,9	35,7	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:29	46	50,0	35,8	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:30	47	50,0	35,8	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:31	48	50,0	35,8	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:32	49	50,0	35,8	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:33	50	50,0	35,8	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:34	51	50,0	35,8	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:35	52	50,1	35,9	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:36	53	50,1	35,9	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:37	54	50,1	35,9	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:38	55	50,1	35,9	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:39	56	50,1	35,9	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:40	57	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:41	58	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:42	59	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:43	60	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:44	61	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:45	62	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:46	63	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:47	64	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:48	65	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:49	66	50,3	36,1	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:50	67	50,3	36,1	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:51	68	50,3	36,1	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:52	69	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:53	70	50,2	36,0	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:54	71	50,4	36,2	-14,2	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:55	72	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm

Tablo 6.2 (Devamı)

Tarih	Saat	t(s)	ΔT (°C)	T_h (°C)	T_c (°C)	Nozul sayısı(n)	d_1 (mm)
1 Kasım 2021	16:29:56	73	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:57	74	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:58	75	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:29:59	76	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:00	77	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:01	78	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:02	79	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:03	80	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:04	81	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:05	82	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:06	83	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:07	84	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:08	85	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:09	86	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:10	87	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:11	88	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:12	89	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:13	90	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:14	91	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:15	92	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:16	93	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:17	94	50,5	36,2	-14,3	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:18	95	50,6	36,2	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:19	96	50,6	36,2	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:20	97	50,6	36,2	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:21	98	50,6	36,2	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:22	99	50,6	36,2	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:23	100	50,6	36,2	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:24	101	50,6	36,2	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:25	102	50,6	36,2	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:26	103	50,6	36,2	-14,4	5	9 mm
1 Kasım 2021	16:30:27	104	50,7	36,3	-14,4	5	9 mm

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı : Gökçe ULUŞAN

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Eğitim Birimi	Mezuniyet Yılı
Önlisans	Anadolu Üniversitesi / Açık Öğretim Fakültesi/ İş Sağlığı ve Güvenliği	Devam ediyor
Yüksek Lisans	Sakarya Üniversitesi / Fen Bilimleri Enstitüsü /Makine Mühendisliği / Enerji ABD	Devam ediyor
Lisans	Sakarya Üniversitesi / Mühendislik Fakültesi / Makine Mühendisliği	2018
Lise	Sapanca Anadolu Lisesi	2012

YABANCI DİL

İngilizce