



**TAGUCHİ TABANLI GRİ İLİŞKİSEL OPTİMİZASYON YÖNTEMİ İLE
FARKLI PARAMETRE VE YAPILARDA ÜRETEÇLER KULLANILARAK
VORTEKS TÜPÜ PERFORMANSININ TERMODİNAMİK AÇIDAN
İNCELENMESİ**

Abdusselam EKEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
ENERJİ SİSTEMLERİ MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM DALI**

**GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

HAZİRAN 2022

ETİK BEYAN

Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Tez Yazım Kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmada;

- Tez içinde sunduğum verileri, bilgileri ve dokümanları akademik ve etik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- Tüm bilgi, belge, değerlendirme ve sonuçları bilimsel etik ve ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- Tez çalışmada yararlandığım eserlerin tümüne uygun atıfta bulunarak kaynak gösterdiğimi,
- Kullanılan verilerde herhangi bir değişiklik yapmadığımı,
- Bu tezde sunduğum çalışmanın özgün olduğunu,

bildirir, aksi bir durumda aleyhime doğabilecek tüm hak kayıplarını kabullendiğimi beyan ederim.

Abdusselam EKEN

29/06/2022

TAGUCHİ TABANLI GRİ İLİŞKİSEL OPTİMİZASYON YÖNTEMİ İLE FARKLI
PARAMETRE VE YAPILARDA ÜRETEÇLER KULLANILARAK VORTEKS TÜPÜ
PERFORMANSININ TERMODİNAMİK AÇIDAN İNCELENMESİ

(Yüksek Lisans Tezi)

Abdusselam EKEN

GAZİ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

Haziran 2022

ÖZET

Bu çalışmada, eğimli, çiçek ve s tipi olarak adlandırılan 3 farklı vorteks üretici (jeneratör) tasarlanmış ve her tasarım 4, 5 ve 6 nozul sayısında olmak üzere 9 adet vorteks üretici üretilmiştir. Deneysel çalışmada argon, karbondioksit ve karışım gazları olmak üzere üç farklı akışkan kullanılmıştır. Bu akışkanlar sisteme 200, 250 ve 300 kPa olarak uygulanmıştır. Deneyler her nozul tipinde ayrı olarak düzenlenen Taguchi L₉ deney tasarımlarına göre gerçekleştirilmiştir. Vorteks tüpünde belirlenen farklı çalışma parametrelerine göre sıcaklık farkı, performans etkinlik katsayısı (COP) ve ekserji verimliliği hesaplanmıştır. Taguchi tabanlı gri ilişkisel analiz yöntemine göre optimum çalışma parametreleri sıcaklık farkı, performans etkinlik katsayısı (COP) ve ekserji verimliliği için belirlenmiştir. Bu çalışma, farklı dizayndaki vorteks üreteçlerinin ve farklı akışkanların vorteks tüpü çalışma performansı üzerindeki etkilerinin belirlenmesinde önemli katkı sağlamıştır.

Bilim Kodu : 92808

Anahtar Kelimeler : Vorteks tüpü, COP, Taguchi, ekserji analizi, optimizasyon, gri ilişkisel analiz, anova

Sayfa Adedi : 69

Danışman : Prof. Dr. Adem ACIR

İkinci Danışman : Dr. Ramazan ÇAKIROĞLU

THERMODYNAMIC INVESTIGATION OF VORTEX TUBE PERFORMANCE BY
USING GENERATORS WITH DIFFERENT PARAMETERS AND STRUCTURES
WITH THE TAGUCHI BASED GREY RELATIONAL OPTIMIZATION METHOD

(M. Sc. Thesis)

Abdusselam EKEN

GAZİ UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCES

June 2022

ABSTRACT

In this study, 3 different vortex generators (generators) called inclined, flower and s-type were designed and 9 vortex generators were produced, each design having 4, 5 and 6 nozzles. In the experimental study, three different fluids were used: argon, carbon dioxide and mixture gases. These fluids were applied to the system as 200, 250 and 300 kPa. The experiments were carried out according to the Taguchi L₉ experimental designs, which were organized separately for each nozzle type. According to the different operating parameters determined in the vortex tube, the temperature difference, performance efficiency coefficient (COP) and exergy efficiency were calculated. According to the Taguchi-based grey relational analysis method, the optimum operating parameters were determined for temperature difference, performance efficiency coefficient (COP) and exergy efficiency. This study has made an important contribution to the determination of the effects of vortex generators of different designs and different fluids on vortex tube working performance.

Science Code : 92808

Key Words : Vortex tube, COP, Taguchi, exergy analysis, optimization, gray relational analysis, anova

Page Number : 69

Supervisor : Prof. Dr. Adem ACIR

Co-Supervisor : Dr. Ramazan ÇAKIROĞLU

TEŞEKKÜR

Yüksek lisans ders aşaması ve tez süreci boyunca yönlendiren, motive eden ve her sorunumda yardımcı olan tez danışmanım Prof. Dr. Adem ACIR'a, tecrübeleriyle çalışmalarımın başından sonuna kadar samimiyetle dolu desteğiyle yanımda olan ikinci tez danışmanım Dr. Ramazan ÇAKIROĞLU'na, deney sisteminin hazırlanması sürecinde yardımını esirgemeyen Ahmet Tolunay IŞIK'a, Gazi Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu atölyelerinde deneysel çalışma sürecinde yardımcı olan Mehmet Serkan YILDIRIM ve Mehmet GÜLSÜN'e teşekkürü bir borç bilirim.

Dualarını, maddi ve manevi desteğini hissettiğim her iki aileme, her zaman ve her durumda bana olan inancını ve güvenini gösteren, sabırla yanımda olan, en büyük destekçim sevgili eşim Rabia'ya ve neşe kaynağım biricik oğlum Ayberk'e sevgilerimle.

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
ÖZET	iv
ABSTRACT	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER	vii
ŞEKİLLERİN LİSTESİ	ix
RESİMLERİN LİSTESİ	xi
ÇİZELGELERİN LİSTESİ	xii
SİMGELER VE KISALTMALAR	xiii
1. GİRİŞ	1
2. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI	3
3. KAVRAMSAL ÇERÇEVE	21
3.1. Vorteks Tüplerinin Çalışma Prensibi	21
3.2. Vorteks Tüplerin Sınıflandırılması.....	23
3.3. Vorteks Tüplerin Kullanım Alanları	24
4. MATERYAL VE METOT	25
4.1. Deney Sistemi ve Deneyleerin Yapılışı	25
4.1.1. Vorteks tüpü	26
4.1.2. Vorteks üretici tasarımları.....	28
4.1.3. Basınçlı akışkanlar.....	30
4.2. Teorik Analiz.....	31
4.2.1. Kütleinin korunumu.....	31
4.2.2. Sistem sıcaklık değişimi	32
4.2.3. Performans etkinlik katsayısı (COP).....	32

	Sayfa
4.2.4. Ekserji hesaplama	33
4.3. Deneysel Optimizasyon.....	35
4.3.1. Taguchi metodu	35
4.3.2. Gri ilişkisel analiz metodu	38
4.3.3. Varyans analizi	41
4.3.4. Doğrulama deneylerinin yapılması.....	42
5. BULGULAR VE TARTIŞMA	45
5.1. Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesi	45
5.1.1. Çalışma parametrelerinin sıcaklık farkı (ΔT) oluşumuna etkileri	46
5.1.2. Çalışma parametrelerinin performans etkinlik katsayısına etkileri	47
5.1.3. Çalışma parametrelerinin ekserji (η_{II}) analizine etkileri	48
5.1.4. Deneysel verilerin literatürdeki çalışmalara göre karşılaştırılması	52
5.2. Gri İlişkisel Analiz ve Parametrelerin Optimizasyonu	53
6. SONUÇ VE ÖNERİLER	59
KAYNAKLAR.....	62
ÖZGEÇMİŞ.....	69

ŞEKİLLERİN LİSTESİ

Şekil	Sayfa
Şekil 2.1. A Sarifudin vd. deneylerinde kullandığı vorteks üretici detaylı görünümü....	8
Şekil 2.2. Teğetsel ve Salyangoz tip nozul girişleri.....	9
Şekil 2.3. Agrawal deneylerinde kullanılan vorteks tüp detaylı görünüm.....	11
Şekil 2.4. Seri bağlı iki vorteks tüplü deney düzeneği.....	14
Şekil 2.5. Tapa konumunun gösterimi	14
Şekil 2.6. Vorteks üretici.....	15
Şekil 2.7. Çalışmada kullanılan konik ucun üç boyutlu çizimi.....	16
Şekil 2.8. Çalışmada kullanılan vorteks tüpün elemanları.....	16
Şekil 2.9. Deneyde kullanılan nozulun teknik çizimi	18
Şekil 3.1. Akışkanın teğetsel olarak nozuldan girişi.....	21
Şekil 3.2. RHVT içerisindeki sıcak ve soğuk akışkanın hareketi	22
Şekil 3.3. Vorteks tüplerdeki akış	22
Şekil 3.4. Paralel ve karşıt akışlı vorteks tüpü şematik gösterimi	23
Şekil 4.1. Deneysel sistem	25
Şekil 4.2. Deneyde kullanılan vorteks tüpün sistematığı.....	26
Şekil 4.3. Rangué-Hilsch karşıt akışlı vorteks tüpün yapısı.	27
Şekil 4.4. Deney yapılan vorteks tüpün kesiti.....	27
Şekil 4.5. Deney yapılan vorteks tüpün 3 boyutlu çizimi	27
Şekil 4.6. Çiçek, eğimli ve S tipi vorteks üreteçleri teknik çizimleri	28
Şekil 4.7. 4 Nozullu çiçek, eğimli ve S tipi vorteks üreteçleri 3 boyutlu görünümü.....	29
Şekil 4.8. 5 Nozullu çiçek, eğimli ve S tipi vorteks üreteçleri 3 boyutlu görünümü.....	29
Şekil 4.9. 6 Nozullu çiçek, eğimli ve S tipi vorteks üreteçleri 3 boyutlu görünümü.....	29
Şekil 5.1. L ₉ deney tasarımına bağlı ΔT (K) değişimi	46
Şekil 5.2. L ₉ deney tasarımına göre performans etkinlik katsayısı (COP) değişimi.....	48

Şekil	Sayfa
Şekil 5.3. L ₉ deney tasarımına göre kayıp ekserji $e_{kayıp}$ (kJ/kg) değişimi.....	49
Şekil 5.4. L ₉ deney tasarımına göre birim zamanda oluşan tersinmezlik (kW) değişimi	50
Şekil 5.5. L ₉ deney setlerindeki sıralamaya göre elde edilen ekserji verimi değerleri	51
Şekil 5.6. Farklı parametrelere göre elde edilen ekserji verimi değerleri.....	53
Şekil 5.7. Farklı parametrelere göre elde edilen ekserji verimi değerleri.....	53
Şekil 5.8. S/N grafiği	56

RESİMLERİN LİSTESİ

Resim	Sayfa
Resim 2.1. Açılarına göre konik valfler a) 30° b) 45° c) 60° d) 90°	8
Resim 2.2. Kullanılan nozullar	9
Resim 4.1. Vorteks üreticinin üretildiği 3 boyutlu yazıcı	29
Resim 4.2. 4, 5 ve 6 nozullu, a) eğimli, b) çiçek ve c) S tipteki vorteks üreteçleri	30
Resim 4.3. Deneylerde kullanılan basınçlı akışkan kaynakları	31

ÇİZELGELERİN LİSTESİ

Çizelge	Sayfa
Çizelge 4.1. Anova analiz tablosu detayı.....	42
Çizelge 5.1. Her nozul tipine göre oluşturulan taguchi L ₉ deney tasarımı ve sonuçları..	45
Çizelge 5.2. Literatürdeki 26 farklı deneysel çalışmanın verileri	52
Çizelge 5.3. Gri ilişkisel analiz sonuçları ve sıralama	55
Çizelge 5.4. Deney parametreleri ve seviyeleri	55
Çizelge 5.5. Deney parametrelerinin değişken etkileri	56
Çizelge 5.6. Anova analizi	56
Çizelge 5.7. Tahmini ve deneysel sonuçların karşılaştırması	57

SİMGELER VE KISALTMALAR

Bu çalışmada kullanılmış simgeler ve kısaltmalar, açıklamaları ile birlikte aşağıda sunulmuştur.

Simgeler	Açıklamalar
c_p	Özgül ısı (J/kgK)
D	Vorteks tüp akış çapı (mm)
e	Ekserji (J/kg)
h	Entalpi (J/kg)
\dot{I}	Birim zamanda oluşan tersinmezlik (kW)
L	Vorteks tüp uzunluğu (mm)
L/D	Vorteks tüp uzunluğunun çapa oranı
\dot{m}_{gir}	Girişteki akışkanın kütleli debisi (kg/s)
$\dot{m}_{çık}$	Çıkıştaki akışkanın kütleli debisi (kg/s)
\dot{m}_{sck}	RHVT sıcak çıkıştaki akışın debisi (kg/s)
\dot{m}_{sog}	RHVT soğuk çıkıştaki akışın debisi (kg/s)
P_{gir}	Akışkan giriş basıncı (atm, kPa)
P_0	Atmosfer basıncı (atm, kPa)
R	Gaz sabiti (J/kgK)
S/N	Sinyal gürültü oranı
W_{net}	İş (kJ)
Q_{sog}	Isı Geçişi (kJ)
μ_c	Soğuk kütle kesri
γ	Özgül ısı oranı
ΔT	Sıcak akış ile soğuk akış arasındaki sıcaklık farkı (K)
ΔS	Entropi değişimi (kJ/kg K)

Kısaltmalar	Açıklamalar
ANOVA	Varyans Analizi
COP	Performans Katsayısı

GİA

Gri İlişkisel Analiz

RHVT

Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü

1. GİRİŞ

Tarih boyunca ısıtma ve soğutma hususu insan yaşamının içerisinde en önemli konuların başında gelmiştir. Günümüzde ısıtma ve soğutmada kullanılan enerjinin büyük bir bölümü fosil yakıt kaynaklıdır. Bu kaynaklar, evsel veya endüstriyel amaçlı kullanıldığında ortaya çıkan zararlı etkenlerden dolayı günümüzde çevre dostu alternatif enerji kaynaklarının geliştirilmesi üzerine çalışılmalar devam etmektedir. Isıtma ve soğutma kavramları dile getirildiğinde ilk olarak günlük hayatta kullandığımız buzdolabı, klima gibi cihazlar anlaşılrsa da endüstriyel uygulamalarda farklı türde ve amaçlarda ısıtma ve soğutmada kullanılan farklı sistemler mevcuttur. Herhangi bir hareketli parçası olmadan basınçlı hava veya farklı bir gazı sıcak ve soğuk çıkışlarıyla ayrıştırarak soğutma işlemlerinde kullanılan vorteks tüpler de bu sistemlere örnektir. Özellikle endüstriyel kısmi soğutma uygulama alanlarında, kimyasal analiz işlemlerinde örneğin soğutulmasında, düşük kapasiteli gıda soğutucularında, havacılık sektöründe kabin içinin soğutulmasında, suni kar üretim cihazları gibi spesifik alanlarda vorteks tüpler soğutma gereksinimleri için yaygın olarak kullanılmaktadır [1]. Endüstriyel alanlarda alternatif bir sistem olarak kullanılan vorteks tüplerin daha verimli çalışması ve yüksek soğutma performansı sağlmasına yönelik çalışmalar devam etmektedir.

Bu çalışmada vorteks tüpünün ana elemanlarında biri olan vorteks üreticinin akış kanalları 3 farklı modelde tasarlanmış ve modeller “eğimli, çiçek ve s tipi” olarak tanımlanmıştır. Her bir model 4, 5 ve 6 nozul sayısında 3 boyutlu yazıcı ile PLA malzemeden üretilmiştir. Elde edilen bu 9 farklı üreteç kullanılarak argon, karbondioksit ve karışım gazları ile deneyler yapılmıştır. Deneysel çalışmada belirtilen akışkanlar 3 dakika boyunca 200, 250, 300 kPa basınçta vorteks tüpe uygulanmıştır. Deneyler arasında vorteks tüpünün soğuk ve sıcak çıkışlarındaki sıcaklık değerinin oda sıcaklığına gelmesi beklenmiştir. Her bir deney 3 kere tekrarlanmış ve sonuç olarak bu 3 değerın ortalaması alınmıştır. Taguchi L₉ tasarımına göre deneyler gerçekleştirilmiştir.

Çalışmada farklı geometrilere sahip vorteks üreteçleri geliştirilerek en yüksek sıcaklık farkı, en iyi soğutma performansı, ekserji verimliliğine göre en uygun çalışma parametrelerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. Gri ilişkisel analiz ile en uygun tasarım tipi ve en optimum düzeydeki çalışma şartları belirlenmiştir. Daha önce kullanılmamış farklı tasarımlarda

üretilen vorteks üreticilerinin 3 farklı akışkanla birlikte çalışma performansının ölçülmesi yönüyle çalışma sonucu literatüre katkı sağlanmıştır.

2. LİTERATÜR ÇALIŞMALARI

Mohammadi ve Farhadi, yapmış oldukları çalışmada vorteks tüpte performansa etki eden optimum nozul sayısı ve nozul çapına yönelik yorum getirmişlerdir. Nozul sayısının artmasının vorteks tüp içerisindeki akışı daha türbülanslı hale getirmesi dolayısıyla sıcak ve soğuk akış sınırlarını birbirine karışarak performansının düşmesine etki ettiğini belirtmişlerdir. Ayrıca bu çalışmada nozul geometrisini etkileyen parametreler üzerine de incelemeler yapılmıştır. Soğuk çıkış deliği ile nozul girişleri arasındaki mesafenin performansa etkisi de araştırılmıştır. Bu mesafenin mümkün olan en düşük değere sahip olması gerektiği tespit edilmiştir. Giriş nozul çapları 2, 2.5, 3, 4 mm olan nozullar arasında ise en yüksek performansı sağlayan nozul giriş çapı 2 mm olan vorteks tüpün en yüksek performansa sahip olduğu görülmüştür. Giriş basıncı artmasının sıcak çıkış sıcaklığını arttırdığı soğuk çıkış sıcaklığını düşürdüğü gözlemlenmiştir. Deneysel gözlemlerin ardından yapılan CFD analizi çerçevesinde, deneyde elde edilen optimum değerlerin doğrulandığı gözlemlenmiştir [2].

Kırmacı tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada vorteks tüpünün sıcak akışkan çıkış tarafındaki kontrol vanasını tam açık konumda bırakılarak, deneyde soğuk çıkıştaki akışkanın kütleli debisinin tüpe giren toplam kütleyle oranı sabit tutulmuştur. Basınçlı akışkan olarak kullanılan hava, oksijen, karbondioksit ve karışım gazları, vorteks tüpüne giriş basınçları 2'den 7 bara kadar bir bar arttırılarak farklı basınçlarda uygulanmıştır. Yapılan deneyler sonucunda vorteks tüpüne giren akışkanın giriş basıncı arttırılmasıyla, soğuk çıkıştaki akışkanların sıcaklığının düştüğü gözlemlenmiştir. Ayrıca, havaya göre karışım gazı, oksijen ve karbondioksit gazlarının soğuk çıkış akışkan sıcaklığının daha düşük olduğu görülmüştür. Sıcak ve soğuk çıkıştaki akışkanların sıcaklık farkı değerleri karşılaştırıldığında, karbondioksit gazının performansının diğer akışkanlara göre daha düşük olduğu görülmüştür. Tüpe giren basınç artışının tüpe giren akışkanların performansını arttırdığı sonucuna varılmıştır. Elde edilen sonuçlar değerlendirildiğinde havada bulunan oksijen ve karbondioksit miktarı arttırıldıkça, soğuk çıkıştaki akışkan sıcaklığının daha da soğuk olacağı düşünülmüştür [3].

Avcı tarafından yapılan vorteks tüpün performansı üzerinde nozul sayısı ile nozul en boy oranının etkilerinin incelendiği deneysel çalışmada, $D/L = 0,25, 0,44$ ve $0,69$ en boy

oranlarına sahip 1, 2 ve 3 nozul olan vorteks üreteçleri farklı basınçlarda akışkan olarak hava kullanarak test edilmiştir. Basınç arttıkça sıcak ve soğuk çıkıştaki sıcaklık farkının arttığı gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlar nozul en boy oranının enerji/sıcaklık ayırma mekanizması üzerinde büyük bir etkisi olduğunu ortaya koymuştur. Nozul geometrisinde en boy D/L oranının artması ile girdap borusunun soğuk çıkışının yakınında meydana gelen geri akış mekanizması dolayısıyla sıcaklık farkı değerinin azaldığı görülmüştür. Tek nozulu olan vorteks tüpü, 2 ve 3 nozulu olan vorteks tüplerinden daha iyi performansla sahip olduğu gözlemlenmiştir. Bu farkın, girdap odasının girişindeki akış yapısına ve direncine bağlı olabileceği değerlendirilmiştir [4].

Kırmacı tarafından yapılan başka bir çalışmada, basınçlı akışkan olarak hava ile argon kullanılmıştır. Bu akışkanların vorteks tüpüne giriş basınçları 2'den 7 bara kadar 0,5 bar arttırılarak inceleme yapılmıştır. Deneyde soğuk çıkıştaki akışkanın kütleli debisinin tüpe giren toplam kütleyle oranı sabit tutulmuştur. Vorteks tüpünde yapılan deneylerde; argon kullanıldığında soğuk akışkan çıkış sıcaklığının havaya göre düşük olduğu görülmüştür. Giriş basıncı arttıkça soğuk çıkıştaki sıcaklığın düştüğü gözlemlenmiştir. Soğuk ve sıcak çıkıştaki sıcaklık farkları iki akışkan için karşılaştırıldığında argon gazının performansının havaya göre daha yüksek olduğu görülmüştür [5]. Aynı akışkanlar ve deney düzeneğinde ekserji analizi yapılan deneyde; vorteks tüpüne girişte akışkanların giriş basıncı arttıkça soğuk ve sıcak çıkışlardaki akışkanların debilerinin lineer olarak arttığı gözlemlenmiştir. Havanın sıcaklık değerinin sıcak akışkan çıkışında argondan daha fazla olduğu, soğuk akışkan çıkışında da argonun daha fazla soğuduğu görülmüştür. Giriş basıncı arttıkça vorteks tüpünde kullanılan hava ve argon'un çıkış ekserjisinde artışın sürekli olduğu görülmüştür. Basınç değeri 6 bar'dan sonra hava çıkış ekserjisinde azalma olduğu tespit edilmiştir. Argon ve havanın çıkış ekserjilerine bakıldığında, hava 6 bar'a kadar argon'un çıkış ekserjisinden fazla olduğu görülmüş ancak 6 bar'dan sonra hava'nın çıkış ekserjisinde azalma olurken argon da ise çıkış ekserjisinde artışın devam ettiği belirtilmiştir [6].

Dinçer vd. tarafından yapılan deneysel çalışmada $D=9$ mm ve $L/D=15$ olan 3 vorteks tüp kullanılmıştır. Vorteks tüplerin performansı, normal vorteks tüp ve kaskad tipi vorteks tüplerle yapılan deneylerde elde edilen sıcak ve soğuk çıkışlardaki sıcaklık farkı ΔT değerine göre değerlendirilmiştir. Deneyde soğuk akış fraksiyonu 0,22 ila 0,88 değerleri arasında alınarak sonuçlar elde edilmiştir. Deney sonucunda; vorteks tüpündeki sıcaklık farkı ΔT değerinin normal vorteks tüpünde göre daha yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Deneysel

veriler kullanılarak sıcak akımın toplam giriş ekserjisi, toplam çıkış ekserjisi, toplam kayıp ekserji ve ekserji verimliliği araştırılmıştır. Hem normal vorteks tüpte hem de sıcak kaskad tipi vorteks tüpte, soğuk akışın fraksiyonu arttıkça toplam kayıp ekserjinin azaldığı bulunmuştur. Ayrıca sıcak kaskad tipi vorteks tüpünde, sıcak çıkışın ekserji verimliliğinin normal vorteks tüpe göre daha fazla olduğu bulunmuştur [7].

Kırmacı, tarafından yapılan bir deneyde $L= 100$ mm, $D= 7$ mm olan iki adet karşıt akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü (RHVT) birbirine seri ve paralel olarak birbirine bağlanmıştır. Tüpler içerisinde polyamid plastik, alüminyum ve pirinç malzemelerden üretilmiş altı kanallı nozul kullanılmıştır. Havanın basınçlı akışkan olarak kullanıldığı deneyde, basınç değeri 200'den 600 kPa olana kadar 50 kPa aralıklarla artırılarak tüpün sıcak ve soğuk çıkışlarındaki sıcaklık ölçümleri yapılmıştır. Elde edilen veriler incelendiğinde, soğuk akışkan çıkışındaki en düşük sıcaklığın paralel bağlı sistemde 600 kPa basınçta alüminyum malzemedeki üretilen nozulda $-19,6^{\circ}\text{C}$ olduğu, sıcak akışkan çıkışındaki en yüksek sıcaklığın paralel bağlı sistemde 600 kPa basınçta pirinç malzemedeki üretilmiş nozulda $41,6^{\circ}\text{C}$ olduğu görülmüştür. Deneyde elde edilen veriler ışığında, tüpe giren basınçlı akışkanın basıncı arttıkça sıcak ve soğuk çıkış arasındaki sıcaklık farkı ΔT arttığı değerlendirilmektedir. Paralel ve seri bağlanan sistemler karşılaştırıldığında en yüksek sıcaklık farkı ΔT değerinin $60,9^{\circ}\text{C}$ olarak alüminyum malzemedeki üretilen nozulda 600 kPa basınçta elde edildiği görülmüştür [8].

Pise ve Devade, kısa ıraksak vorteks tüpün soğutma etkisini arttırmak amacıyla parametreleri değiştirerek kapsamlı deneysel bir çalışma gerçekleştirmişlerdir. Soğuk akış fraksiyonu sabit 0,8 alınan, 2 ile 6 bar arasında basınç uygulanan deney düzeneğinde $L/D=6$ oranında, 2,5 mm çapında taban tabana zıt iki adet nozul ve 30° , 45° , 60° , 90° açılara sahip konik valfler kullanılmıştır. Deney sonucunda; sıcak çıkış için 60° konik valf kısa vorteks tüpünde 5 derecelik sıcaklık artışıyla en yüksek performans elde edilmiştir. Soğuk çıkış için 45° konik valf kısa vorteks tüpünde 11 derecelik sıcaklık düşüşüyle en yüksek performansı vermiştir. Valf açılarının artırılmasının, sıcaklık artışı üzerinde olumlu bir etkiye sahip olduğu sonucu çıkarılmıştır. Basınç artışı ile sıkıştırma için iş gereksiniminin artması nedeniyle basıncın artması ile soğutma etkisi ile COP değerinin azaldığı görülmüştür [9].

Kırmacı, basınçlı akışkan olarak 50 kPa aralıklarla 200'den 600 kPa basınç değerine kadar hava kullanılan çalışmada, uzunluğunun çapa oranı (L/D) 10 ve 12,5 olan karşıt akışlı

RHVT’de 6 nozullu polyamid ve alüminyum malzemedan yapılmış orifislerle deneyler gerçekleştirilmiştir. Tüpe giren havanın basıncı arttıldıkça soğuk çıkıştaki akış sıcaklığının düştüğü görülmüştür. (L/D) oranı 10 ve 12,5 karşılaştırıldığında, soğuk akış sıcaklığının en düşük olarak L/D oranı 10 olan alüminyum malzemedan üretilmiş 6 nozullu orifiste olduğu tespit edilmiştir. Tüpe giren havanın basıncı arttıldıkça aynı zamanda sıcak çıkıştaki akış sıcaklığının yükseldiği görülmüştür. (L/D) oranı 10 ve 12,5 karşılaştırıldığında, soğuk akış sıcaklığının en düşük olarak L/D oranı 12,5 olan alüminyum malzemedan üretilmiş 6 nozullu orifiste olduğu tespit edilmiştir. Sıcak çıkış ile soğuk çıkıştaki sıcaklık farkının L/D oranı 12,5 olan ve alüminyum malzemedan üretilmiş 6 nozullu orifiste en yüksek olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca giriş basıncı 450 kPa’a kadar yapılan ölçümlerde sıcaklık değişimlerinin hızlı olduğu, 500 kPa’dan sonra artış hızının azaldığı görülmüştür [10].

Liang , Thag vd. tarafından yapılan çalışmada vorteks tüpündeki vorteks üretici yapılarının soğutma, ısıtma kapasitesi ve ekserji verimliliğini nasıl değiştirdiğini anlamak için bir dizi deneysel sonuçla giriş basıncı, vorteks üreticinin nozul sayısı, soğuk koni açısı ve nozul malzemeleri gibi parametreleri optimize etmiştir. Deneylerde reçine, paslanmaz çelik, alüminyum alaşım malzemelerden üretilen vorteks üreticilerinin verimliliğe etkisi, basınç için 0,1; 0,2; 0,3; 0,4 MPa, nozul sayısı 2, 3, 4, 5, 6 , soğuk koni açısı 0°, 1°, 2°, 3°, 4°, 5°, 6°, parametreleri uygulanarak en optimum değer gözlemlenmiştir. Vorteks tüpündeki soğutma, ısıtma kapasitesi ve ekserji verimliliğinin, giriş basıncını artmasıyla yükseldiği görülmüştür. Nozul sayısının artması, enerji verimliliğinin artmasına sebep olduğu değerlendirilmiştir. Deneysel sonuçlarda en yüksek sıcaklık farkının 2° soğuk koni açısına sahip vorteks üretici ile elde edilebildiği görülmüştür. Soğuk koni açısının artmasıyla, soğutma ve ısıtma kapasitesinin öncelikle arttığı sonrasında düştüğü görülmüştür. Ekserji verimliliği için de aynı eğilim gözlemlenmiştir. Vorteks üretici malzemelerinin etkisi incelendiğinde, en yüksek sıcak ve soğuk çıkışlardaki sıcaklık farkının en yüksek olduğu optimum malzemenin reçine, ardından paslanmaz çelik ve alüminyum alaşım olduğu tespit edilmiştir. Deneyler sonunda 6 nozullu ve 2° soğuk koni açısına sahip reçine vorteks üreticinin en iyi enerji ayırma performansına ulaştığı ve en yüksek ekserji verimliliğinin yaklaşık 0,5 olabileceği sonucu çıkarılmıştır [11].

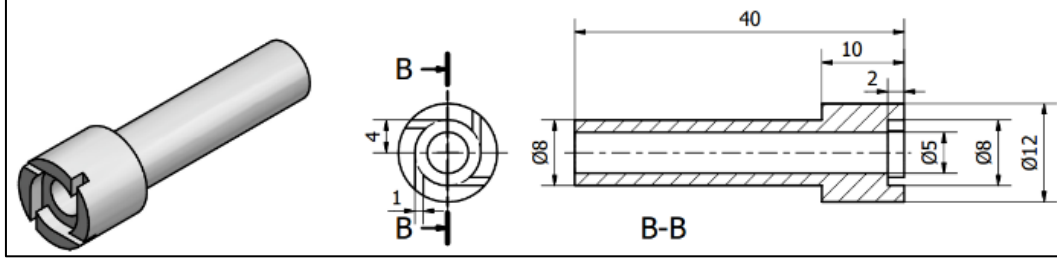
Alizadeh, vorteks tüpünün değişken yapısal parametresi olarak ele alınan ana boru uzunluklarının soğutma ve ısıtma performansı üzerindeki etkileri üzerine yaptığı CFD modelleme ile sayısal yaptığı sayısal incelemelerde, gövde uzunluğu 95 mm ile 125 mm

arasında 5 mm artışlarla 95, 100, 106, 110, 115, 120 ve 125 mm uzunluklarda gövdeler tasarlanmıştır. Akışkan özelliklerinin değişmediği, türbülanslı akış ve kararlı durum koşulu göz önünde bulundurulmuştur. İnceleme sonucunda vorteks tüp aracılığıyla lokal bir bölgenin ısıtılması ya da soğutulması için en iyi uzunluk değerlerinin $L = 115$ mm ve 110 mm olduğu belirlenmiştir. Araştırmacıların en yüksek termal performansı elde etmek için soğutma ve ısıtma kullanımları için ana borunun optimum uzunluğu belirlemesine yardımcı olması amaçlanmıştır [12].

Kırmacı tarafından yapılan çalışmada iç çapı $D=10$ mm ve uzunluğun çapa oranı $L/D=15$ olan 6 nozullu bir vorteks tüp imal ederek gerçekleştirdiği deneysel çalışmada, 150-700 kPa değerleri arasında 50 kPa aralıklarla basınç değerleri uygulamıştır. Vorteks tüpünde soğuk akışkanın kütle debisi değerinin girişteki toplam kütle debisine oranı olan soğuk kütle fraksiyonu y_c değerlerini 0,50'den 0,70'e kadar 0,02 aralıklarla arttırarak diğer değişken basınç parametrelerine göre soğuk ve sıcak akışkanların performansları incelenmiştir. Elde edilen sonuçlarda soğuk akışkan sıcaklığının y_c oranının 0,50 ile 0,64 arasında iken vorteks tüpüne uygulanan basıncın yükselmesine bağlı olarak düştüğü gözlemlenmiştir. 0,64 değerinden sonraki değerlerde soğuk akışkanın sıcaklığının arttığı görülmüştür. Sıcak akışkan ve soğuk akışkan arasındaki sıcaklık farkının (ΔT) y_c oranı 0,5-0,7 değerleri arasında iken basıncın yükselmesiyle arttığı gözlemlenmiştir. Basınç değerlerinin daha çok artmasının ΔT 'yi arttıracığı görülmüştür [13].

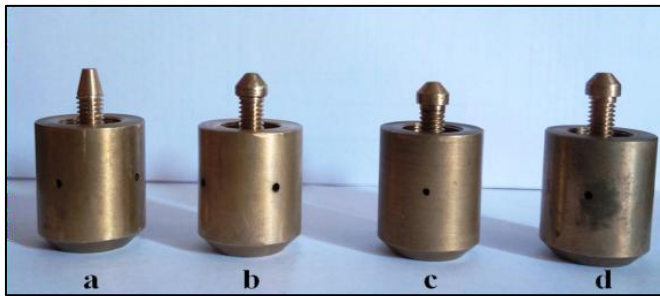
Sarifudin vd. çalışmasında vorteks tüpünün soğuk ve sıcaklık parametrelerini, performans soğutma katsayısını (COP) ve parametrelerin performansa ne düzeyde etki ettiğini analiz etmişlerdir. Deneyde basınçlı ve basınçsız soğutma uygulanan iki tip vorteks tüpü kullanılmıştır. Şekil 2.1'deki özelliklere sahip vorteks üreticinin kullanıldığı deneylerde, soğuk kütle fraksiyonu %30, %40, %50, %60, ve %70, basınç değerleri 0,5 bar, 1,0 bar ve 1,5 bar olarak uygulanmıştır. Deney sonuçları taguchi yöntemi kullanılarak optimize edilmiştir. Tüp tipin, basınç ve soğuk kütle fraksiyonu parametrelerinin vorteks tüpünün COP değerini etkileyen faktörler olduğu, her bir parametrenin soğuk çıkıştaki sıcaklık değerine etkisinin basınç için %89,36, tüp tipi için %8,25 ve soğuk kütle kesri için %1,78 olduğu, her bir parametrenin COP değerine etkisinin tüp tipi için %62,34, kütle kesri için %23,96, ve basınç için %10,13 olduğu görülmüştür. Yapılan analizler sonrasında, en optimum soğuk çıkış sıcaklığının basınçlı soğutma uygulanan tüpte 1,5 bar basınç, %30

ayrışma değerinde $14,07^{\circ}\text{C}$ olduğu, optimum COP değerinin basınçlı soğutma uygulanan tüpte $0,5$ bar basınç ve $\%70$ ayrışma değerinde $0,119227$ olduğu tahmin edilmiştir [14].



Şekil 2.1. A Sarifudin vd. deneylerinde kullandığı vorteks üretici detaylı görünümü

Jadhav ve Devade, RHVT üzerinde $L/D=22,5$ değerinde, değişken parametre olarak $0,1$ 'den $0,9$ 'a değişen CMF soğuk kütle fraksiyonu değerleriyle, deney düzeneğinde Resim 2.1.'de görülen konik valflerin açıları 30° , 45° , 60° , 90° olarak, Resim 2.2.'de görülen nozul sayıları 1,2,3 ve 4 ve sabit 2 bar basınç uygulayarak deneysel çalışma gerçekleştirmişlerdir. Deney sonucunda; vorteks tüpünün COP performans katsayısı değerinin, CMF soğuk kütle fraksiyonunun artışıyla birlikte arttığı görülmüştür. En iyi COP değeri $0,9$ CMF değerinde elde edilmiştir. $L/D=22,5$ için nozul sayısının yüksek olmasıyla COP değeri de yükselmektedir. Konik valf açısının COP değeri üzerinde önemli düzeyde etkisi olduğu görülmüştür. 30° açı değerinde COP maksimum noktadadır. Deney sonucunda nozul sayısının 4, konik valf açısı 30° iken en yüksek COP değeri $0,1747$ olarak bulunmuştur. Ayrıca daha iyi performans değerlerinin elde edilebilmesi ve parametrelerin daha iyi ilişkilendirilebilmesi için farklı akışkan ve farklı L/D değerleri kullanılarak deney yapılmasına yönelik öneride bulunulmuştur [15].

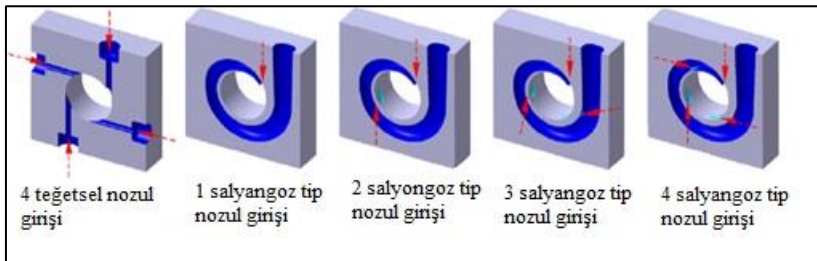


Resim 2.1. Açılarına göre konik valfler a) 30° b) 45° c) 60° d) 90°



Resim 2.2. Kullanılan nozullar

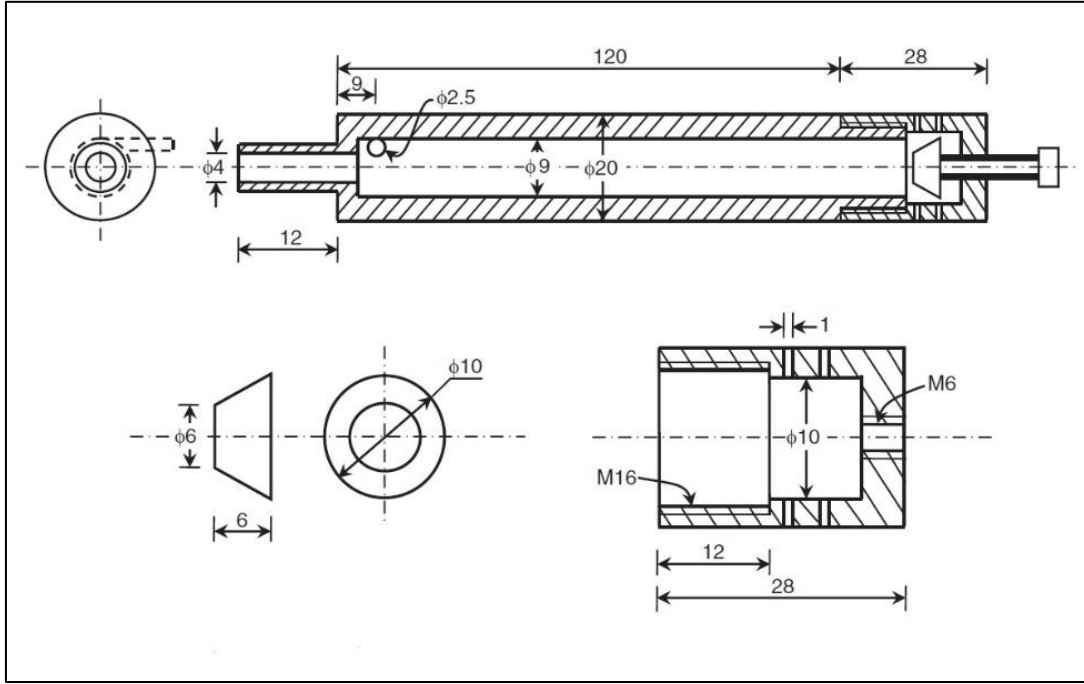
Eiamsa tarafından vorteks tüpündeki enerji dağılımı ve soğutma verimliliğinin incelendiği deneysel çalışmada, Şekil 2.2'deki çoklu salyangoz tipi nozul girişlerinin ($N = 1$ ila 4 nozul), tüp içerisindeki delik çapı oranlarının ($d / D = 0,3$ ila $0,7$) ve uygulanan giriş basıncı değerlerinin ($P = 2,0$ ve $3,0$ bar) etkilerine odaklanılmıştır. Salyangoz tipli nozulların performansını karşılaştırmak amacıyla genel kullanımı yaygın olan teğet nozul ($N=4$) kullanılmıştır. Soğuk kütle fraksiyonları $0,1$ 'den $0,9$ 'a kadar $0,1$ artışla olarak gözlem yapılmıştır. Deney sonucunda giriş nozul sayısı $N: 1,2,3,4$ olan salyangoz tipli nozulların teğet nozula göre $N:4$ daha yüksek sıcaklık ayrımı ve soğutma verimliliği sağladığı belirlenmiştir. Bunun nedeni salyangoz tipindeki bir nozulda gerçekleşen akışın yaygın kullanılan teğet nozul tiplerine göre daha güçlü olması ve basınç kaybının daha az olması olarak açıklanmıştır. Nozul sayısının artırılarak soğutma verimliliğinin arttığı gözlemlenmiştir. Delik çapı oranı $d/D = 0,5$ optimum değer olarak belirlenmiş, daha küçük delik çapı yüksek geri basınç sağladığı daha büyük delik çapının ise boruda sıcak ve soğuk havanın daha fazla karışmasına sebep olduğu değerlendirilmiştir. Vorteks tüpüne uygulanan basıncın artmasının daha yüksek soğuk ve sıcak çıkış sıcaklık farkı elde etmesini sağladığı gözlemlenmiştir. Soğuk kütle fraksiyonu değerinin $0,3-0,4$ arasında olmasının optimum değer olacağı, sıcak ve soğuk havanın vorteks tüpü içerisinde karıştırılmasının baskılanabileceği değerlendirilmiştir [16].



Şekil 2.2. Teğetsel ve Salyangoz tip nozul girişleri

Agrawal vd. Şekil 2.3'te görüldüğü gibi L/D oranı 12.5, 17.5 ve 22.5 vorteks tüpler, giriş nozulu çapı 2 mm tüp çapı 10 mm, soğuk uç çapı 3 mm, 4 mm, 5 mm ve konik valf açısı 45° olan deney düzeneğinde hava, nitrojen ve karbondioksit kullanarak inceleme gerçekleştirmişlerdir. Basınç değeri 3 ile 5 bar arasında, soğuk kütle fraksiyonu 0,1'den 0,9'a kadar 0,1 aralıklarla artırılarak uygulanmıştır. Deney sonucunda maksimum soğuk sıcaklık düşüşünün 0,6 soğuk kütle fraksiyonunda elde edildiği, L/D= 17,5 değerinde optimum performans oluştuğu gözlemlenmiştir. Belirli bir L/D değeri için uygulanan gaz basıncı arttıkça soğuk uç sıcaklık farkının arttığı, ancak soğuk kütle fraksiyonunun optimum değerinin aynı kaldığı görülmüştür. Deneyde uygulanan parametreler aralığında COP değeri soğuk kütle fraksiyonu ile artan eğilim göstermiştir. Vorteks tüpteki akışkanlar içerisinde karbondioksitin yüksek molekül ağırlığı ve düşük özgül ısısı nedeniyle hava ve nitrojene göre daha iyi performans gösterdiği görülmüştür [17].

Devade vd. tarafından yapılan çalışmada L/D= 8 düz ıraksak tip ve L/D= 14 yakınsak tip karşı akış vorteks tüpü kullanılmıştır. 30°, 45°, 60° ve 90° açılara sahip koniler ile 2, 3, 4 ve 5 bar değerlerinde sıkıştırılmış hava akışkan olarak uygulanarak yapılan deneylerde L/D oranının sıcak uçlu konik valf çaplarının ve delik çaplarının etkisi değerlendirilmek için 5, 6 ve 7 mm delik çapları kullanılmıştır. Deney sonucunda; yakınsak tüpün, delik çapı 7mm alan oranı 0,06 olduğunda 5 bar basınç ve 45° valf açıları için 5°C olarak daha düşük sıcaklıkta 0,9'luk soğuk kütle fraksiyonu ürettiği görülmüştür. Hem yakınsak hem de ıraksak valf ile 45° açının, daha düşük sıcaklık değeri elde edebilmek için önemli bir noktada olduğu değerlendirilmiştir. Delik çapının vorteks tüpünün performansını etkilediği 0,5-0,6 aralığında bir orana sahip olmasının soğuk çıkışta daha düşük sıcaklık elde edilmesini sağladığı görülmüştür. COP değerinin yakınsaklık ile daha da iyileştirilebileceği tespit edilmiştir. Yeni bir tasarım olarak bu vorteks tüpün yakınsak bölümü, soğuk kütle fraksiyonunu ve soğuk uç sıcaklığını optimize ettiği için geliştirmeye açık olduğu ve yakınsak tipteki tüpler için Ranque Hilsch etkisi ile nozul etkisini birleştirecek analitik çalışmalar ve matematiksel modellerin geliştirilmesinin gerektiği değerlendirilmiştir [18].



Şekil 2.3. Agrawal deneylerinde kullanılan vorteks tüp detaylı görünüm

Dinçer vd. tarafından yapılan çalışmada iç çapının 9 mm, uzunluğunun çapa oranı $L/D=12$ olan hava girişinin 5 nozuldun sağlandığı, Ranque-Hilsch vorteks tüpte giriş basıncı 200 kPa'dan başlayarak 20 kPa aralıklarla 320 kPa'a kadar yükseltılarak $\alpha=30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ, 150^\circ$ olan tapa açısının ekserji verimliliğine etkisi değerlendirilmiştir. Vorteks tüpüne giriş basıncının düşük değerlerinde düşük, artan değerlerinde yüksek ekserji veriminin olduğu görülmüştür. Çalışmada ekserji değerinin 1,14 K ile 40,21 arasında olduğu ve $\alpha=90^\circ$ değerinde ekserji veriminin en yüksek değerinin elde edildiği belirtilmiştir. Ekserji verimliliğinin yüksek çıkması için giriş basıncı ve soğuk akım kesri (ξ)'nin olabildiğince yüksek olması gerektiği önerilmiştir [19].

Kaya, oksijen ve hava ile gerçekleştirdiği deneysel çalışmasında, aynı özelliklere sahip iki adet karşıt akışlı vorteks tüp ile polyamid ve pirinç materyalden üretilmiş 3,4 ve 5 nozul kullanarak vorteks tüpünün performansını gösteren soğuk ve sıcak akışkan çıkışlarındaki sıcaklık farkı ΔT değerini bulmuştur. Deneylerde basınç değerleri 150-500 kPa arasında 50 kPa artışlarla uygulanmıştır. Bu parametrelerle elde edilen ΔT değerleri için yapay sinir ağları ile bir modelleme çalışması yapılmıştır. Modelleme çalışmaları neticesinde farklı akışkan ve nozul parametreleri için doğru ΔT değerinin öngörülebileceği değerlendirilmiştir [20].

Dinçer vd. tarafından yapılan deneysel çalışmada iç çapı $D=9$ mm ve tüpünün uzunluğunun çapına (L/D) oranı 15 olan bir vorteks tüp kullanılmıştır. Deneyde sıcak çıkış tarafında çap değerleri 5, 6, 7, 8 mm ve 30° , 60° , 90° , 120° , 150° , 180° parametrelerine sahip tapa kullanılarak soğuk ve sıcak çıkıştaki sıcaklık farkı ΔT üzerine etkileri belirlenmiştir. Ek olarak, vorteks tüpün (L) uzunluğuna eşit bir mesafeden başlayarak ve her adımda girişe (L-1, L-2 ve L-3) doğru 1 cm hareket ederek dört farklı tapa konumu incelenmiştir. Tapanın parametrelerine ek olarak 200-420 kPa aralığında 20 kPa artışlarla basınç değerleri uygulanmıştır. Nozul sayısı 2, 4, 6 olarak deneyler yapılmış ve nozul sayısının sayısının etkisi de gözlemlenmiştir. Elde edilen sonuçlara göre en verimli parametre kombinasyonunun, tapanın L konumunda tutularak 4 nozullu vorteks tüpünden havanın girmesiyle, 5 mm tapa çapı değeri ve 30° veya 60° tapa açılarında elde edildiği görülmüştür. Giriş basıncının 380 kPa değerinin üzerine çıkmasının kayda değer bir değişikliğe sebep olmadığı tespit edilmiştir [21].

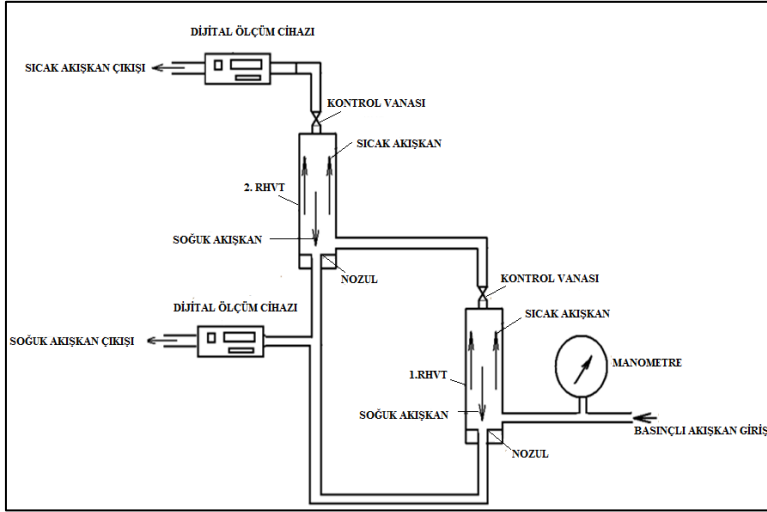
Kaçmaz tarafından yapılan çalışmada hesaplamalı akışkanlar dinamiği fluent programı kullanılmıştır. Vorteks tüpünde sıcak ve soğuk çıkışlardaki sıcaklık değerleri elde edilerek vorteks tüpünün ısı performansına yönelik analiz gerçekleştirilmiştir. Hava, He, CO_2 , ve NH_3 akışkanları kullanılan çalışmada akışkanların giriş açıları 30° , 45° , 60° ve 75° değerlerinde uygulanmıştır. Vorteks tüpünün ısı performansı iki farklı sınır koşulunda incelenmiştir. Birincisinde sisteme giriş şartları sabit alınarak soğuk çıkışın basıncı atmosfer basıncına eşitlenmiş ve sıcak çıkıştaki basınç değiştirilmiştir. İkinci sınır koşulunda yapılan analizde soğuk ve sıcak çıkış basınçlarını eş zamanlı artırılarak farklı akışkanlar kullanılmıştır. Çalışma sonucunda vorteks tüpün sıcak çıkışındaki basıncın artmasıyla soğuk kütle fraksiyonunun arttığı gözlemlenmiştir. Soğuk çıkıştaki basınç arttıkça soğuk kütle fraksiyonu düşmüştür. Açık değerlerinin artmasıyla soğuk kütle oranının arttığı görülmüştür. Soğuk kütle fraksiyonu arttıkça sıcak çıkış sıcaklığının arttığı, soğuk çıkışta azaldığı görülmüştür [22].

Dinçer vd. tarafından yapılan çalışmada, nozul sayısı, uzunluk çap oranı giriş basıncının vorteks tüpünün performansına etkisini incelemek için yapay sinir ağları ile modelleme yapılmıştır. $L/D=10$ olan bir vorteks tüpünde nozul sayıları 2, 4 ve 6, basınç değerleri 200–320 kPa uygulanmış ve deneysel sonuçlar elde edilmiştir. Bu deneysel veriler yapay sinir ağları ile modellenmiştir. Deneylerde elde edilen sonuçlar geliştirilen modelle elde edilen sonuçlar ile karşılaştırıldığında birbiriyle oldukça uyumlu olduğu görülmüştür. Deneylerde

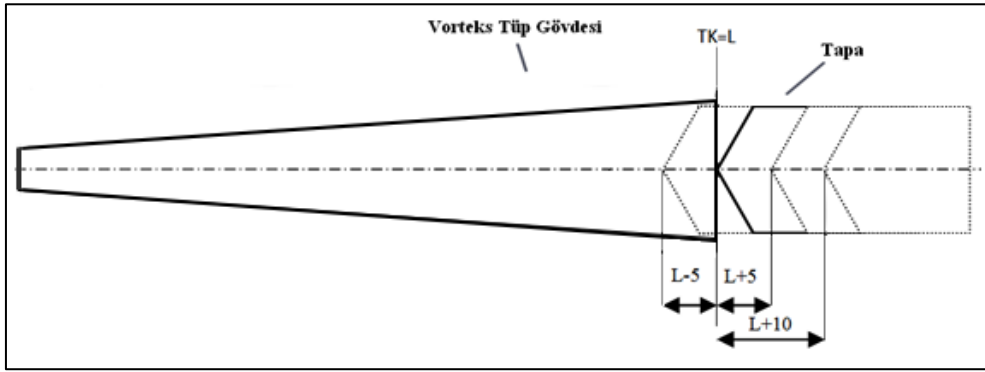
uygulanmayan ara değerler ve farklı geometriler için de yapay sinir ağları modellemesi ile sonuçlar elde edilebileceği değerlendirilmiştir [23].

Topçuoğlu tarafından yapılan deneysel çalışmada, $L=100$ mm , $D=7$ mm olan Şekil 2.4.'deki akış Őemasının gösterildiği iki adet Ranque–Hilsch vorteks tüpünü kaskad düzeneğinde seri bağlanmıştır. Akışkan olarak hava ve oksijenin kullanıldığı deney düzeneğinde basıncı değeri 200'den 600 kPa değerine kadar 50 kPa aralıklarla arttırılarak uygulanmıştır. Soğuk kütle fraksiyonu değeri sabit alınmıştır. Pirinç, alüminyum ve polyamid malzemelerden üretilen altılı nozullu vorteks reteçleri kullanılmıştır. Deney sonucunda; en düşük soğuk çıkış sıcaklığının 600 kPa basıncı uygulanan alüminyum malzemeden yapılan altılı nozulda 267,65 K olarak ölçülmüştür. En yüksek sıcak akışkan sıcaklığı 600 kPa basıncı uygulanan pirinç malzemeden yapılan altılı nozulda 294,35 K olarak ölçülmüştür. sıcak çıkış akışkan sıcaklığı ile soğuk çıkış akışkan sıcaklığı arasındaki en yüksek sıcaklık farkı ΔT , 600 kPa uygulanan pirinç malzemeden yapılan nozulun kullanıldığı deneyde 42,8°C olarak bulunmuştur. En düşük $\Delta T=17^\circ\text{C}$, 200 kPa basıncı değerinde ve polyamid malzeme kullanılan deneyde elde edilmiştir. Basıncın artmasıyla giren ve çıkan ekserji değerlerinin arttığı görülmüştür [24].

Şahin tarafından yapılan çalışmada, koniklik açısının ve tp gövde uzunluğunun tp çapına oranının (L/D) değerinin tp performansına etkisini incelemek üzere kestamid malzemeden 16 adet vorteks tüp gövdesi imal edilmiştir. Koniklik açıları ($0^\circ, 2^\circ, 4^\circ, 6^\circ, 8^\circ$), L/D (6,12), Şekil 2.5'deki gibi tapa konumu ($L-5, L, L+5, L+10$) değerleri alınarak farklı geometriler ve farklı akış koşullarında gözlem yapılarak en iyi performansa sahip vorteks tüp gövdesini belirlemek amaçlanmıştır. Basıncı değerleri 2-5 bar arasında uygulanmıştır. Deney sonucunda koniklik açısının performans üzerinde etkili olan önemli bir parametre olduğu görülmüştür. Koniklik açılarının etkili oluş değerlerinin iyi kötüye doğru sıralaması $2^\circ > 0^\circ > 4^\circ > 6^\circ$ olarak gözlemlenmiştir. Giriş basıncının artmasıyla sıcak ve soğuk çıkışlardaki sıcaklık farkının (ΔT) arttığı görülmüştür. Tapa $L-5$ konumundayken sıcaklık farkı (ΔT) daha yüksek çıkmıştır, gözlemlenen değişkenler içerisinde vorteks tüp performansına en az etki eden parametrenin tapa konumu olduğu belirlenmiştir. Ayrıca L/D değerinin artmasıyla sıcaklık farkı (ΔT) değerinin arttığı tespit edilmiştir. En yüksek sıcaklık farkı değerlerinin soğuk kütle fraksiyonu 0,2-0,38 ve sıcak çıkış için 0,78-0,8 değerlerinde elde edildiği görülmüştür. Belirsizlik analizinde en yüksek belirsizliğin debi ölçümlerinde oluğu tespit edilmiştir [25].



Şekil 2.4. Seri bağlı iki vorteks tüplü deney düzeneği

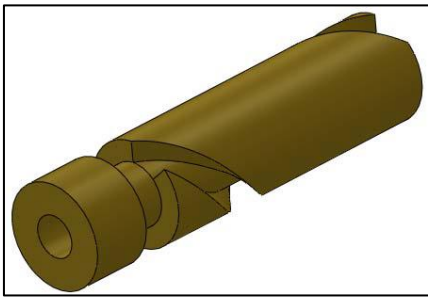


Şekil 2.5. Tapa konumunun gösterimi

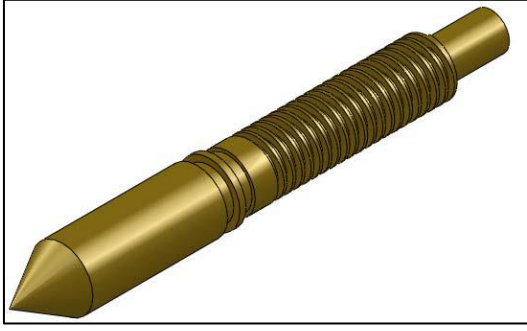
Dinçer tarafından yapılan çalışmada, iki farklı deneysel sistem oluşturulmuştur. Vorteks tüpler sıcak ve soğuk çıkışlarındaki akışkanların kütlelerini ayarlayabilecek şekilde imal edilmiştir. Vorteks tüplerde sıcak ve soğuk çıkışlardaki akım kontrol edilerek tüplerin performansı gözlemlenmiştir. Yapılan ilk incelemelerde sıcak çıkış tarafındaki akış kontrol edildiğinde daha yüksek performans elde edildiği görülmüştür. İkinci deney sisteminde, bu bilginin doğrultusunda akış sıcak çıkış tarafından kontrol edilmiştir. Ardından en iyi performansın elde edileceği vorteks tüp geometrisini belirlemek üzere $D=9$ mm, L/D oranı 10, 15 ve 18, hareketli vida konumu L , $L-1$, $L-2$, $L-3$, Hareketli vida çapı 5, 6, 7, 8 mm, nozul sayısı 2, 4, 6, Hareketli vidanın ucundaki açı (α) 30° , 60° , 90° , 120° , 150° , 180° olan RHVT’de basınç değeri 200-420 kPa değerleri arasından 20 kPa artırılarak uygulanmış ve farklı soğuk kütle fraksiyonu değerlerinde deneyler yapılmıştır. Elde edilen verilere göre 5 mm çapındaki hareketli vida uçundaki açı değerinin 30° veya 60° değerlerinde, $L/D=15$

değerinde, 4 nozul ile vorteks tüpe hava gönderilmesi ve akımın sıcak çıkıştan kontrol edilmesinin daha verimli deneysel sonuçlar verdiği görülmüştür. En iyi performansa sahip vorteks tüpler ile etanol-su karışımının damıtılması uygulaması yapılmıştır. Akışkan olarak hava, O₂, CO₂, ve N₂ kullanılan deneylerde enerji ayrıştırma olayı incelenmiş, deneysel veriler kullanılarak yapılan ekserji analiziyle kayıp iş ve verim değerleri hesaplanmıştır. Çalışmada elde edilen sonuçlar kullanılarak vorteks tüpün performansı bulanık mantık methoduyla modellenmiştir. Bu method kullanılarak yapılan modelleme ile hassas sonuçların alınabileceği ve bu methodun tüm vorteks tüpü deney çalışmalarında uygulanabileceği değerlendirilmiştir [26].

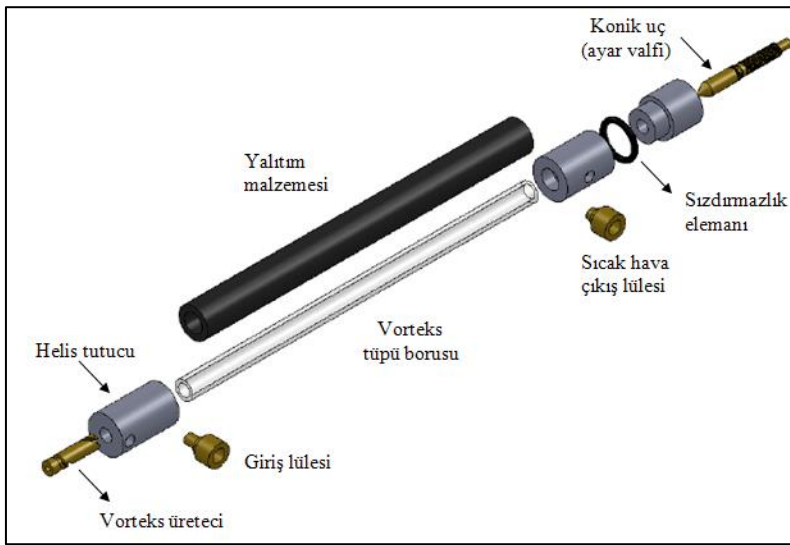
Markal tarafından yapılan çalışmada akışkanın vorteks tüpüne gireren enerji kaybını ve akış yönünün değişmesinin önüne geçmek amacıyla helisel yapıda ve farklı uzunluk değerlerine sahip vorteks tüpleri imal edilmiştir. Şekil 2.6 ve Şekil 2.7’de gösterilen 3 boyutlu çizimlerde örnek olarak gösterildiği gibi oluşturulan farklı geometrik tasarıma ek olarak basınç, L/D oranı, konik uç açısının sistemin performansına etkileri deneylerde gözlemlenmiştir. D=10mm, L/D= 10,20,30 ve 40, konik uç açısı değerleri 30°, 45°, 60°, 75°, 90° ve 180°; helis uzunluğu 10,15,20,25 ve 30 mm değerlerine sahip farklı geometrilerde vorteks üreteçleri, basınç değeri 2, 3, 4 bar olarak uygulanarak bir optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Vorteks tüpünün dışında Şekil 2.8’de gösterilen biçimde yalıtım malzemesi kullanılarak yalıtımın sıcaklık farkı ve verim üzerine etkisi de incelenmiştir.



Şekil 2.6. Vorteks üreteci



Şekil 2.7. Çalışmada kullanılan konik ucun üç boyutlu çizimi



Şekil 2.8. Çalışmada kullanılan vorteks tüpün elemanları

Çalışma sonucunda elde edilen veriler doğrultusunda termodinamiğin birinci yasası ile soğuk kütle oranı değeri kullanılarak sıcaklık farkları kıyaslaması yapılmıştır. Termodinamiğin ikinci yasası analizi ile farklı soğuk kütle oranı değerleri için entropi ve tersinmezlik değişimleri gözlemlenmiştir. Son olarak termal kamera ile durma noktasının belirlenmesi deney sonuçlarına göre basıncın artmasıyla sıcaklık farkının arttığı, basınç arttıkça artış değerinin azaldığı görülmüştür. ΔT_c değeri soğuk kütle oranı 0,4 iken, ΔT_h ise soğuk kütle oranı 0,88 iken en yüksek değerine ulaşmıştır. L/D oranı ve helis uzunluğunun azalmasının, sıcaklık farkı değerleri üzerinde konik uç açısının etkisini artırıcı etkisi olduğu görülmüştür. Helis uzunluğuna L/D oranının etki ettiği görülmüştür, kısacası geometrik parametrelerin etkisinin diğer birinin değişimine bağlı olduğu tespit edilmiştir. Yalıtım malzemesi kullanılmasının sistem performansına olumlu etki yaptığı görülmüştür. Ortamdaki nemin azalmasının sıcaklık farkının artmasına etki ettiği belirtilmiştir. Soğuk

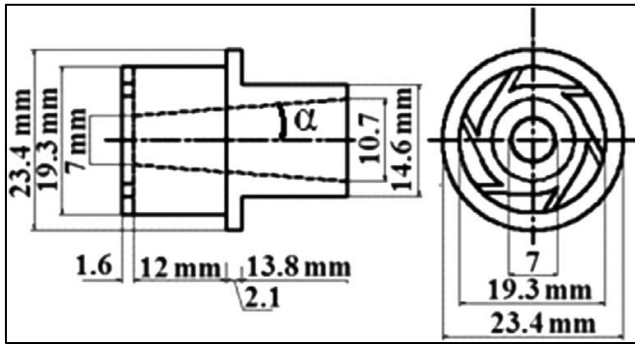
kütle oranının artmasıyla tüp içerisindeki en yüksek sıcaklık noktasının soğuk çıkışa doğru kaydığı görülmüştür. Helis uzunluğunun diğer parametrelere göre sistem performansına daha yüksek etki ettiği tespit edilmiştir [27].

Subudhi ve Sen, günümüze kadar vorteks tüplerde gerçekleştirilen akışkan olarak havanın kullanıldığı deneysel çalışmaların gözden geçirme çalışmasında, elde edilmiş tüm sonuçları inceleyerek yorumlamalarda bulunmuşlardır. Vorteks tüpün optimum performansına yönelik en uygun geometrik ve çalışma parametrelerine (sıcaklık farkı, soğuk kütle fraksiyonu, performans katsayısı ve izentropik verimlilik gibi) göre korelasyonlar sunulmuştur. Çalışmada elde edilen veriler ile, vorteks tüplerin çalışması sırasında oluşacak sıcaklıkların bir tahminini sağlayabilen ve vorteks tüp tasarımında kullanılabilen, literatürden alınan veriler kullanılarak grafik ve denklem oluşturmak amaçlanmıştır. Çalışma sonucunda oluşturulan denklemin vorteks tüplerin ön tasarımlarda kullanılabileceği belirtilmiştir. Tüm geometrik ve deneysel parametrelerin bir fonksiyonu olarak performans değişkenlerini ölçmek için daha fazla deney yapılması gerektiği değerlendirilmiştir. Sıcak akım alanının (A_h) etkisinin literatürde yeterince araştırılmadığı tespit edilmiştir [28].

Gord ve Sadi, tarafından yapılan çalışmada soğuk akışkan giriş delik açısı, delik çapı ve nozul alanı gibi vorteks üretici parametrelerinin vorteks tüpü performansına etkisini deneysel olarak araştırmışlardır. Basıncı 4 bar sabit basınçta doğalgaz kullanılmıştır. Vorteks tüp verimliliği gözlemlenmek üzere 6 farklı soğuk delik açısı, 5 farklı soğuk delik çapı 3 farklı nozul alanına sahip bir örneği Şekil 2.9'da gösterilen geometrik özelliklerde vorteks üreteçleri kullanılmıştır. Deney sonucunda nozul alanının optimum soğuk kütle fraksiyonu üzerinde bir etkisinin olmadığı görülmüştür. Soğuk delik çapındaki artışın soğuk kütle fraksiyonunu arttırdığı ve soğuk çıkıştaki sıcaklığı azalttığı tespit edilmiştir. Soğuk delik açısı arttıkça soğuk çıkıştan geçen kütle miktarının arttığı gözlemlenmiştir. 4,1'lik soğuk delik açısı, 0,64'lük soğuk delik oranı ve 0,14'lük nozul alanı oranı için en yüksek verim elde edilmiştir [29].

Hamdan vd. tarafından gerçekleştirilen deneysel çalışmada, vorteks tüpünün enerji ayrışma performansına etki eden başta boru uzunluğu, çapı ve iç konik açısı gibi parametrelerin etkisi üzerine bir bakış açısı sunulmuştur. Ayrıca, giriş basıncının vorteks tüpü üzerindeki etkisi de değerlendirilmiştir. Yapılan deneylerde akışkan olarak kullanılan hava 3, 4, 5 ve 6 bar olarak uygulanmıştır. $D=9, 16, \text{ ve } 26$ mm olan farklı boru çapı değerleri uygulanarak, sabit

4 bar basınç ve 113 mm uzunluğundaki vorteks tüpü ile deney gerçekleştirilmiştir. $L=66, 113$ ve 158 mm olan farklı boru uzunluğu değerleri uygulanarak, sabit 4 bar basınç ve 16 mm çapındaki vorteks tüpü ile deney gerçekleştirilmiştir. $\Theta= 0^\circ, 4^\circ, 10^\circ, 12^\circ$ iç konik açılarının etkisi, sabit $L=113$ mm ve $D=16$ mm değerlerinin uygulandığı deneylerle gözlemlenmiştir. Deneysel veriler giriş basıncının ne kadar büyük olursa çıkış akışkanlarının sıcaklık farkının o kadar büyük olduğunu göstermektedir. Optimum performansın uzunluğun 113 mm, çapın 16 mm ve iç konik açının 4° 'den küçük olan parametrelerle elde edildiği görülmüştür [30].



Şekil 2.9. Deneyde kullanılan nozulun teknik çizimi

Kaya tarafından taguchi yöntemi kullanılarak paralel bağlı vorteks tüpü sisteminin performansını etkileyen faktörler için optimizasyon prosedürü içeren deneysel çalışmada basınçlı akışkan olarak hava, oksijen ve karbondioksitin kullanılmıştır. 3, 4 ve 5 nozul numarasına sahip poliamid ve pirinç malzemedeki nozullarla giriş basınç değerleri 150, 300 ve 450 kPa olarak uygulanmıştır. Bu parametreler kontrol parametreleri olarak seçilmiş ve deney tasarımında Taguchi L_{18} ortogonal dizisi kullanılmıştır. Vorteks tüpünün performans göstergesi olarak ΔT değeri için taguchi yöntemi ile yapılan optimizasyon çalışmasında yüzde 79,5 değer ile en önemli kontrol faktörünün çalışma basıncı olduğu belirtilmiştir. Giriş basıncından ΔT üzerindeki önem sırası sırasıyla basınçlı akışkan tipi, nozul sayısı ve nozul malzemesi olduğu görülmüştür [31].

Gokce tarafından yapılan akışkan olarak oksijenin kullanıldığı deneysel çalışmada $D= 7$ mm $L= 100$ mm boyutlarındaki vorteks tüpü kullanılmış ve deneylerde vanalar açık bırakılmıştır. 3, 4, 5 ve 6 nozul sayısı olan Pirinç ve polyamid malzemedeki iki farklı nozul tipleri kullanılmıştır. Giriş basıncı 200, 350, 500 ve 650 kPa uygulanmıştır. En yüksek sıcaklık gradyanı belirlenmiştir. Deney sonuçları çoklu doğrusal regresyon yöntemi ile modellenmiştir

ve regresyon denklemi türetilmiştir. Tasarlanan test sonuçlarının sinyal/gürültü (S/N) oranları Taguchi L_{16} karışım tipi ($4 \times 2, 2 \times 1$) ortogonal dizi kullanılarak hesaplanmıştır. Elde edilen sonuçlara göre ΔT değerine en çok etki eden parametrelerin sırasıyla giriş basıncı, delik sayısı ve nozul malzemesi olarak belirlendiği belirlenmiştir [32].

Pinar vd. tarafından taguchi yöntemi ile karşı akışlı bir girdap tüpündeki proses parametrelerinin sıcaklık farkı üzerindeki etkisi ve optimizasyonunun araştırıldığı deneysel çalışmada, giriş basıncı 150, 400, 650 kPa, nozul sayısı 2, 4, 6 ve 0,5; 0,6; 0,7 soğuk kütle fraksiyonu koşulları altında gerçekleştirilen deneyler Taguchi'nin L_{27} ortogonal dizisine göre planlanmıştır. Varyans analizi ve regresyon analizi ile faktörlerin ve etkileşimlerinin sıcaklık farkı üzerindeki etkileri belirlenmiş ve % 93,5 korelasyon katsayısı ile modellenmiştir. Sıcaklık farkının giriş basıncındaki artışla birlikte arttığı, nozul sayısındaki artışla soğuk kütle fraksiyonu ile azaldığı gözlemlenmiştir. En yüksek sıcaklık farkı değeri için optimum parametrelerin 650 kPa'lık bir giriş basıncı, 2'lik bir nozul sayısı ve 0,7'lik bir soğuk kütle fraksiyonu olması gerektiği tespit edilmiştir [34].

Gokce, D:10 mm iç çapa ve L:100 mm gövde uzunluğuna sahip, sıcak sıvı çıkışı tamamen açık bırakılmış ters akışlı vorteks tüp kullandığı deneysel çalışmasındaki 50 kPa artışlarla 200-550 kPa değerleri arasında değişen basınç değerleri, paralel ve seri bağlantı tipi, pirinç ve polyamid malzemedeki vorteks üretici, 4 ve 6 nozul sayısı parametreleri ile yaptığı optimizasyonda taguchi L_{16} deney tasarımı kullanılmıştır. Performans göstergesi olan ΔT değeri için yapılan Anova uygulaması sonucunda, ΔT değerinin en çok giriş basıncı değerinden etkilendiği, bu değeri etkileyen diğer parametrelerin bağlantı türü, nozul sayısı ve malzeme türü olarak sıralandığı tespit edilmiştir [35].

Kumar R. tarafından yapılan deneysel çalışmada giriş basıncı, L/D oranı ve nozul sayısı gibi parametreleri optimize etmeyi amaçlanmıştır. Taguchi L_{18} deney tasarımı göre deneyler gerçekleştirilmiştir. Hem sıcak hem de soğuk çıkışlardaki COP için en uygun gri ilişki analizi gerçekleştirilmiştir. Deneylerde basınç 7-12 bar arasında 6 farklı değerde uygulanmış, L/D oranı 10, 15 ve 20 olan 3 farklı oranda olan vorteks tüp kullanılmış, nozul sayısı 4, 5 ve 6 olmak üzere 3 farklı sayıda değişmiştir. Yapılan deneylerdeki optimizasyonda basınç 10 bar L/D=15 ve 5 nozul sayısı ile optimum sonuçların elde edildiği tespit edilmiştir. ANOVA sonuçlarından basınç ve L/D oranı parametrelerinin sistem performansında en etkili parametreler olduğu belirlenmiştir [36].

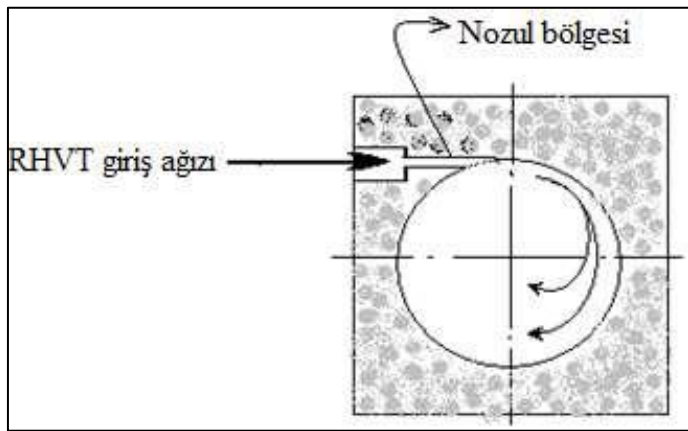
Kumar G. vd. yapmış olduğu deneysel çalışmada vortek tüpünün sıcak ve soğuk çıkışlarındaki sıcaklı değerleri üzerinde inceleme yapmıştır. İncelemede 3 farklı D tp çapı değerleri 11,14 ve 17 mm , 3 farklı L uzunluk değerleri 120 mm, 150 mm ve 180 mm, 3 farklı basınç değerleri 98,0665 kPa, 196,133 kPa ve 294,199 KPa, 3 farklı delik i çapı değerleri 6 mm, 8 mm ve 10 mm, 3 farklı nozul i çapı 11 mm, 14 mm ve 17 mm olmak üzere L_{27} Ortogonal deney tasarımı uygulanmıştır. Optimum sıcak ve soğuk çıkış sıcaklıkları için parametrelerinin L-180 mm; Dt-14 mm; Dn-17 mm; Do-6 mm; ve P-294,199 kPa olarak belirlenmiştir [37].

3. KAVRAMSAL ÇERÇEVE

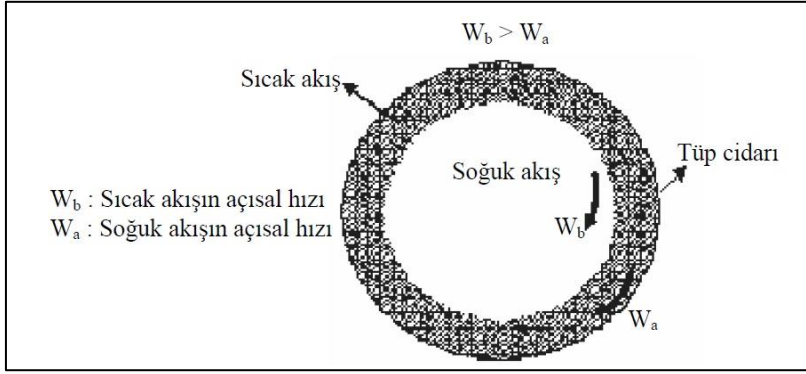
Vorteks tüpler, 1931 yılında metalurjist ve fizikçi olan George Joseph Ranque tarafından bulunmuş ve Rudolph Hilsch tarafından geliştirilmiştir. Vorteks tüpler iki araştırmacıların adlarını alarak Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü (RHVT) olarak adlandırılmıştır. RHVT, kontrol vanası dışında herhangi bir hareketli parçası bulunmayan, bir borudan ibaret olan, yüksek basınçlı akışkanı kullanarak sıcak ve soğuk olarak aynı anda ayırıştırılan basit mekanik sistemler olarak tanımlanmaktadır [8].

3.1. Vorteks Tüplerinin Çalışma Prensibi

Basınçlı bir akışkan vorteks tüpünün giriş ağzındaki nozullardan Şekil 3.1'deki gibi geçip tüpe teğetsel olarak girmektedir. Basınçlı akışkan uygulanan vorteks tüpün çıkışlarından soğuk ve sıcak olmak üzere iki farklı sıcaklık değerinde enerji ayrışması olayının temel prensibi ile iki farklı sıcaklıklarda akışkan elde edilmesinin temel prensibi, Şekil 3.2'de görüleceği üzere iki farklı açısal hızlarda dönerek hareket eden akışlar arasında gerçekleşen mekanik enerji transferidir. Tüp girişinde nozul kullanılmasının amacı basıncın düşürülmesiyle daha yüksek akış hızı elde etmektir. Çok yüksek açısal hızlarda dönen merkezdeki akış, merkezkaç kuvvetin etkisi ile tüp cidarına doğru açılmaya zorlanır. Yüksek hızlarda dönen akışkan tüp cidarındaki sürtünme sebebiyle tüp merkezindeki akışkan ile tüp cidarındaki akışkan arasında basınç farkı oluşur.

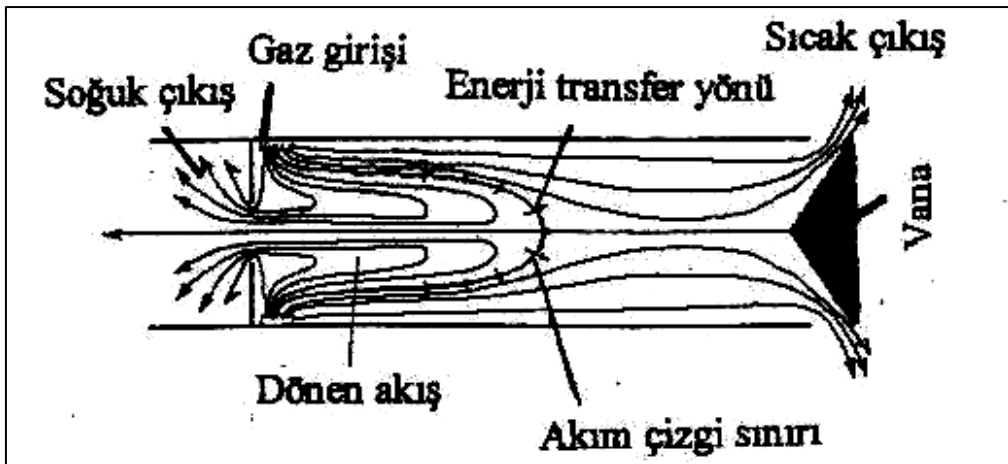


Şekil 3.1. Akışkanın teğetsel olarak nozuldan girişi



Şekil 3.2. RHVT içerisindeki sıcak ve soğuk akışkanın hareketi

Tüp cidarından merkeze doğru oluşan iki farklı basınçtan dolayı, akış merkezden tüp cidarına doğru artar. Merkezdeki açısal hız, açısal momentumun korunumu ilkesi doğrultusunda tüp cidarındaki açısal hızdan daha fazla olur. Bu sebepten ötürü tüp içerisinde iki farklı hızda dönen akış meydana gelir. Merkezdeki akışın daha hızlı olması cidardaki akışı ivmelendirilmeye zorlar. Şekil 3.2’de görüleceği üzere, tüp cidarındaki sürtünme nedeniyle cidarlardaki akışkanın hızı tüp merkezindeki akışkanın hızından daha düşüktür. Bu sebeple tüp cidarındaki akışkana merkezdeki yüksek hızlı akışkandan enerji transfer edilir. Merkezdeki yüksek hızlı akışkan Şekil 3.3’te akış yönü gösterildiği biçimde vorteks tüpün geometrik özelliğine göre belli bir durma noktasından sonra ters yönde hareket eder. Bu durumda merkezdeki akıştan cidardaki düşük hızlı olan akışa mekanik enerji transferi oluşur. Enerjisini ileten merkezdeki akışkan soğuk akışkan, enerjininiletildiği cidardaki düşük hızlı akışkan ise sıcak akışkandır [26,38].

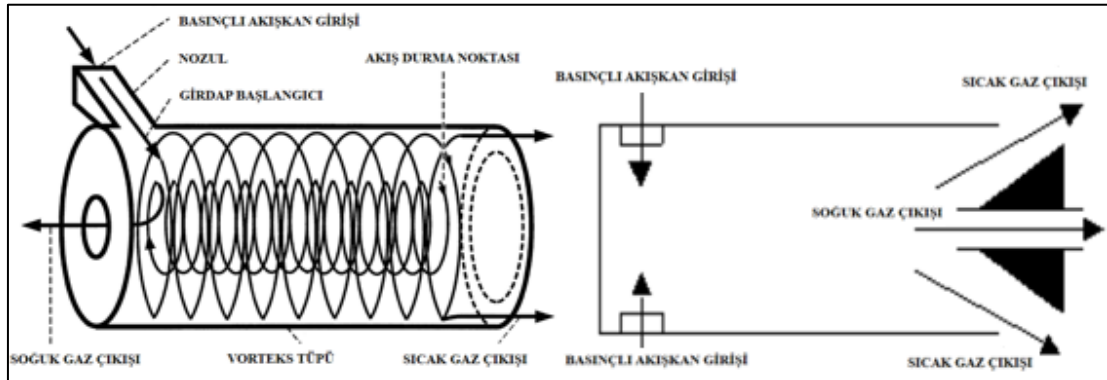


Şekil 3.3. Vorteks tüplerdeki akış

3.2. Vorteks Tüplerin Sınıflandırılması

Vorteks tüpler, sistemden dışarıya ısı transferinin ihmal edildiği ve gövdesi yalıtım uygulanmış olan adyabatik Ranque–Hilsch vorteks tüp ve çevreye gövdesinden ısı transferi yapan adyabatik olmayan Ranque–Hilsch vorteks tüpler olmak üzere tasarım özelliklerine göre ikiye ayrılır [39].

Şekil 3.4'te görüleceği üzere, vorteks tüplerinin akış yönü paralel ve ters olmak üzere birbirinden farklı akış özelliklerine sahip iki türe ayrılmaktadır. Paralel akış karakteristiğindeki tüplerde, merkez ve cidar olmak üzere her iki akış da tüpün aynı tarafından çıkış yapmaktadır. “Paralel Akışlı Vorteks Tüpü” olarak adlandırılan bu tüpün tek çıkış yönü vardır. Giriş nozulunun bulunduğu uçta herhangi bir açıklık olmayıp akış tüpün karşı yönündeki uçtan dışarı çıkmaktadır. Sıcak ve soğuk akış ise tüpe aksel yerleştirilmiş bir aparat ile birbirinden ayrılmaktadır. Gaz sıcaklıklarının ayarlanması, bu aparat üzerinde yapılan konum düzenlemesi ile sağlanmaktadır. Sıcak ve soğuk akışın paralel bir şekilde hareket etmesiyle ayrılan gaz bölgeleri bazı bölümlerde iç içe geçmesi nedeniyle paralel akışlı vorteks tüpleri fazla kullanılmamaktadır.



Şekil 3.4. Paralel ve karşıt akışlı vorteks tüpü şematik gösterimi

Ters akış özelliğine sahip tüplerde ise merkez akış giriş nozulunun olduğu taraftan, cidar akışı ise buna ters yönde tüpten çıkmaktadır. Bu akış tipine sahip tüpler “Karşıt Akışlı Vorteks Tüpü” olarak tanımlanmaktadır. Sıcak çıkış tarafında yer alan ve yine tüpe aksel yerleştirilmiş valfin konum düzenlemesi ile gaz sıcaklıkları ayarlanmaktadır. Soğuk çıkış tarafında, çapı tüp çapından küçük olan bir delik yer almaktadır. Tüpte teğetsel hareket eden cidar akışı bir durma noktasından itibaren merkeze yönelmektedir ve bu noktadan

sonrasında cidara ters yönde bir merkez akışı oluşmaktadır. Giriş basıncı, çıkış sıcaklıkları, akışkan türü, tüp geometrisi gibi değişkenler durma noktasının konumu üzerinde etkiye sahip olduğundan, durma noktasının tüp içerisindeki konumunun tahmini oldukça güçtür. Tüp içerisindeki basıncın atmosfer basıncından yüksek olması ve her iki tarafın atmosfere açık olması ile iç bölgede oluşan basınç farkı akışın ters istikamete yönelmesine neden olmaktadır [40].

2.3. Vorteks Tüplerin Kullanım Alanları

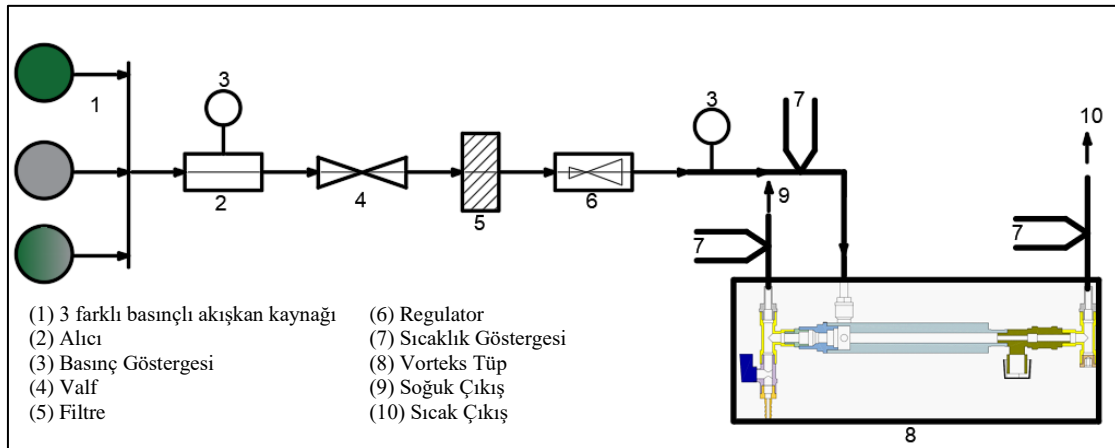
Vorteks tüplerinde, özellikle basit yapılar ve hareketli parçalarının olmaması ve elektriksel ya da kimyasal bir güç gerektirmeden yalnızca basınçlı bir akışkana ihtiyaçlarının olması yönüyle düşük çalışma verimliliğine sahip olmasına rağmen kullanımı cazip hale gelmektedir. Torna freze tezgahı gibi kesicili takımların işlem sırasında bazı malzemelerin sıcaklığının belli bir aralıkta tutulması gerektiğinde, CNC tezgahlarının güç ünitesinin soğutulması, punto kaynak aletinin soğutulması, elektronik devrelerin çalışması sırasındaki aşırı ısınmanın önüne geçilerek devrelerin performansının artırılması ve daha uzun ömürlü kullanılması gibi birçok işlemde vorteks tüpler kullanılabilmektedir [26].

4. MATERYAL VE METOT

Bu tezin amacı, RHVT'nin ana elemanlardan biri olan vorteks üreticindeki akış kanallarında farklı tasarımlar oluşturarak en iyi performansı sağlayan vorteks üreticini tespit etmek ve en uygun çalışma koşullarını belirlemektedir. Bu bölüm içerisinde deneysel çalışmada kullanılan malzeme, ekipman ve ölçüm yöntemi gibi bilgiler detaylı verilmiştir.

4.1. Deney Sistemi ve Deneylerin Yapılışı

Deneysel çalışmalar Gazi Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksekokulu atölyelerinde gerçekleştirilmiştir. Deneysel çalışmada kullanılan deney düzeneğinin şematik görüntüsü Şekil 4.1'deki gibidir.



Şekil 4.1. Deneysel sistem

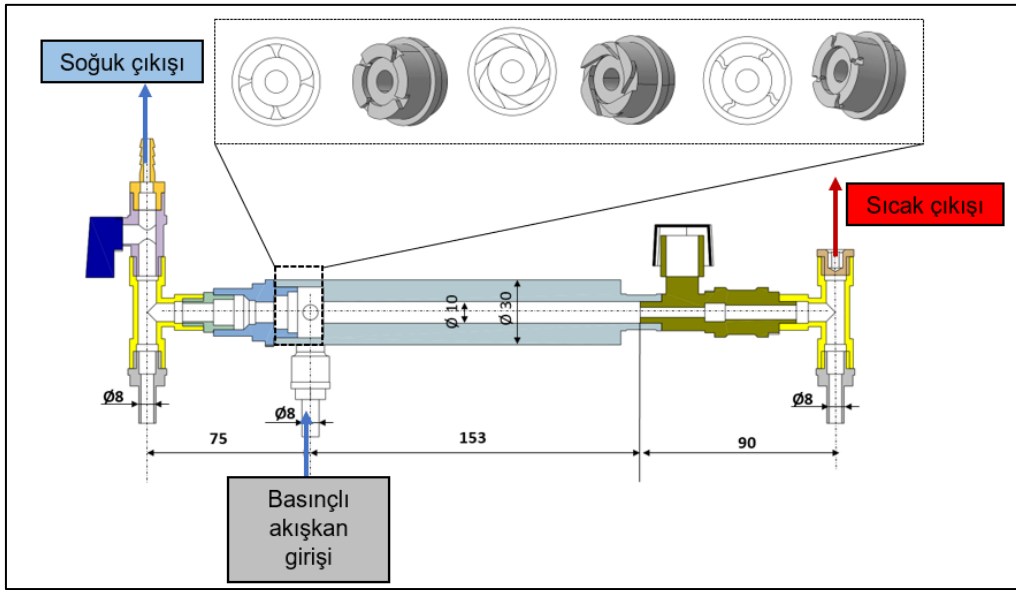
Bu çalışmada uzunluğun çapa oranı $L/D=31,8$ olan karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüpü kullanılmıştır. Vorteks tüpünün basınçlı akışkan giriş çapı, soğuk çıkış çapı ve sıcak çıkış çapı 8 mm'dir. Deney sisteminde tüpün sıcak ve soğuk çıkışında bulunan ölçüm cihazlarından değerler okunmuştur.

Oda sıcaklığının 22°C olduğu bir ortamda gerçekleştirilen deneylerde basınçlı akışkan olarak argon, karbondioksit ve karışım gazı olmak üzere 3 farklı akışkan kullanılmıştır. Akışkan basıncı 200, 250 ve 300 kPa olarak uygulanmıştır. Basınç ayarlanması sistemdeki regülatör yardımı ile sağlanmıştır.

Vorteks tüpünün soğuk ve sıcak çıkışındaki sıcaklık değerleri oda sıcaklığında iken, sisteme 3 dakika boyunca belirtilen basınç değerlerinde akışkanlar verilmiş ve 3 dakika sonunda elde edilen veriler doğrultusunda sistemin soğutma performansı ve ekserji analizine yönelik hesaplamalar yapılmıştır. Her deney 3 defa tekrarlanmış ve elde edilen verilerin ortalaması alınmıştır. Deneyler arasında, vorteks tüpünün ve çıkışlarındaki sıcaklık değerlerinin oda sıcaklığına gelmesi beklenmiştir.

Vorteks tüpünde soğutma performansına etki eden soğuk akışkanın kütle debisi için sıcak akışkan tarafındaki vana tamamen açık bırakılarak deneyler yapılmıştır ve soğuk kütle debisi sabit alınmıştır.

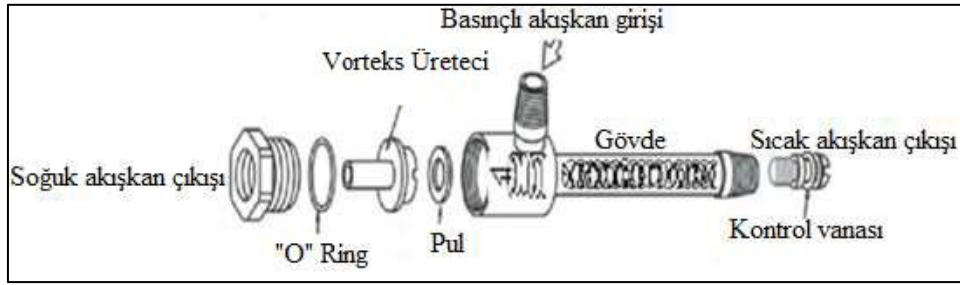
Deneylerde 3 farklı geometride nozul akış kanalı tasarımı bulunan 4, 5 ve 6 nozul sayısına sahip 9 adet vorteks  retecisi kullanılmıştır.



şekil 4.2. Deneyde kullanılan vorteks tüpün sistematığı

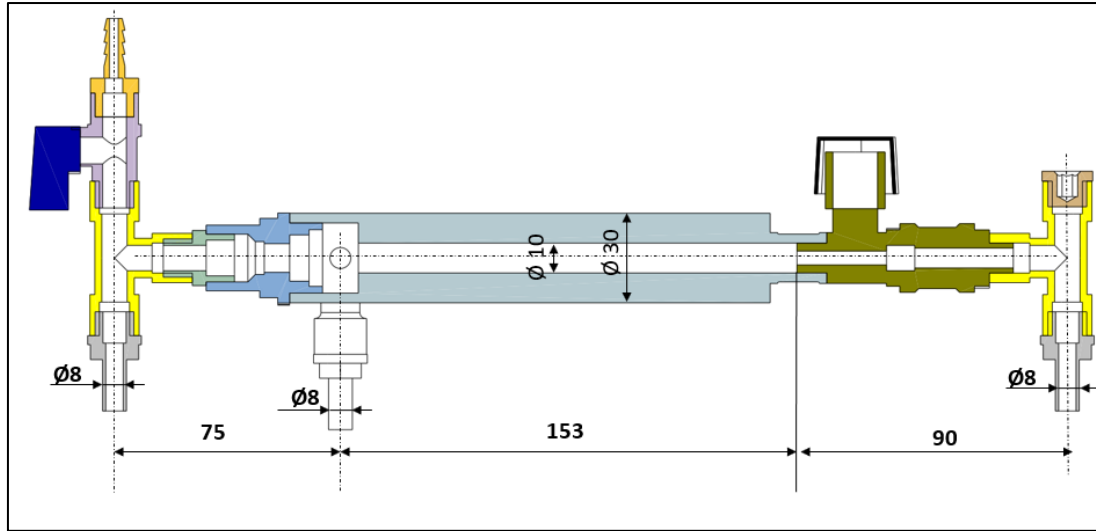
4.1.1. Vorteks tüpü

Rangue-Hilsch vorteks tüpünün çalışması için ihtiyaç duyulan temel elemanlar giriş lüleleri, gövde, kontrol vanaları, o-ring, basınçlı akışkan tüpü ya da kompresör, vorteks  retecisi olarak sıralanabilir. Basit bir vorteks tüpünün yapısını ve elemanları şekil 4.3'te gösterilmiştir [41].

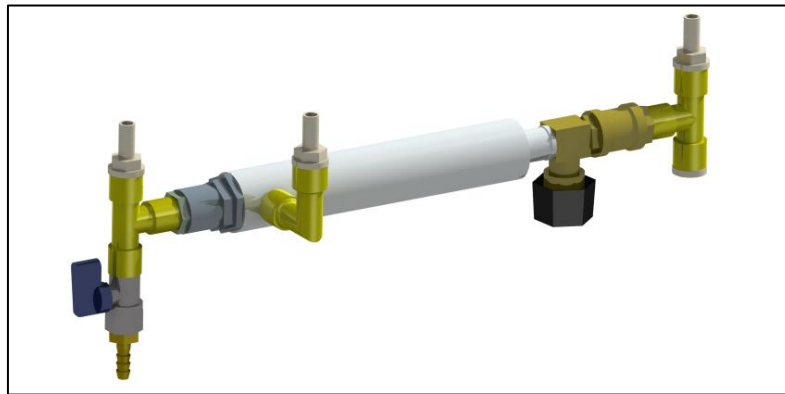


Şekil 4.3. Ranque-Hilsch karşıt akışlı vorteks tüpün yapısı [39].

Bu çalışmada kullanılan uzunluğun çapa oranı $L/D= 31,8$ olan karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüpünün geometrik ölçüleri ve 3 boyutlu görünümü Şekil 4.4 ve Şekil 4.5'te gösterilmiştir.



Şekil 4.4. Deney yapılan vorteks tüpün kesiti

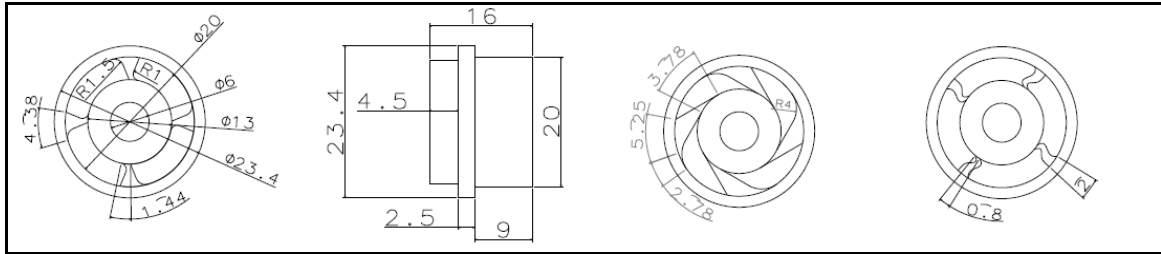


Şekil 4.5. Deney yapılan vorteks tüpün 3 boyutlu çizimi

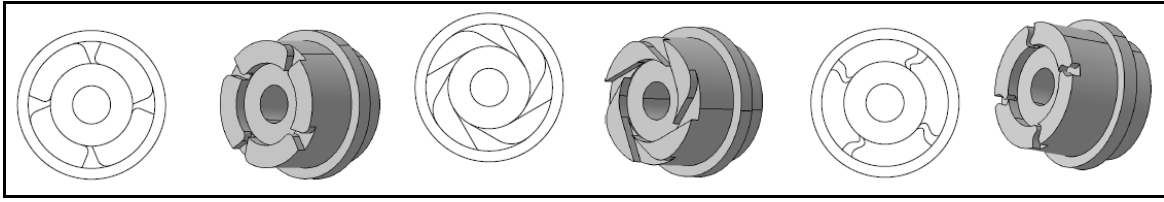
4.1.2. Vorteks üretici tasarımları

Vorteks tüplerinde basınçlı akışkan vorteks üretici denilen elemanlar aracılığıyla tüpe giriş yapmaktadır. Vorteks üreticileri, üzerindeki kanallar vasıtasıyla vorteks tüpünün giriş nozulundan giren basınçlı akışkanın tüp gövdesi içerisinde teğetsel hareket etmesi için akışkana yön vererek tüp içerisindeki vorteks akışın oluşmasını sağlayan aparatdır. Tüpte oluşan soğuk akış vorteks üreticinin ortasında bulunan delikten geçerek soğuk hava çıkışından çıkmaktadır. Üreteçler üzerindeki kanalların sayısı vorteks tüpünün çapına, uzunluğuna ve geometrik tasarımına bağlı olarak değişkenlik gösterebilmektedir [40]. Tüpün çalışma sistemi içinde değiştirilebilen bir eleman olan vorteks üreticileri basınçlı akışkanın debisine ve elde edilen sıcaklık değerlerine etki edebilmektedir. Bu şekilde vorteks tüpünün sağladığı soğutmanın kapasitesinin ayarlanması, basınçlı akışkan debileri ve sıcaklık aralıkları değiştirilebilmesi farklı tasarım ve özellikteki vorteks üretici kullanılması ile mümkün olabilmektedir [24].

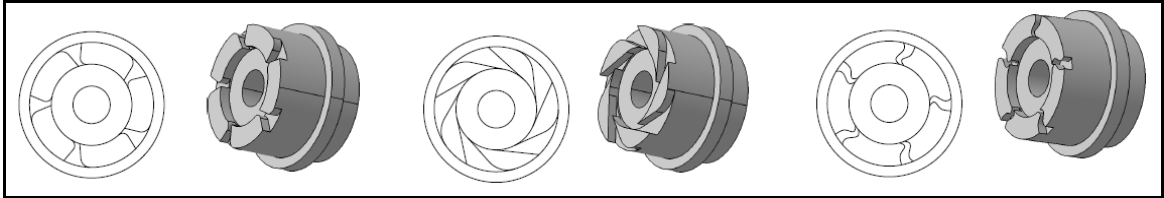
Bu çalışmada RHVT içerisindeki çalışma performansının en önemli unsurlarından biri olan vorteks üretici için 3 farklı tasarım yapılmıştır. Bu tasarımlar eğimli, çiçek ve s tipi vorteks üreticileri olarak tanımlanmıştır. Bu tasarımlar içerisinde, oluşacak akış karakteristiğinin sıcak ve soğuk çıkışlardaki etkisini gözlemlemek amaçlanmıştır. Her bir tasarım tipinde 4, 5 ve 6 adet nozullu 3 farklı nozul üretici elde edilerek nozul sayısının etkisi gözlemlenmiştir. Farklı tasarım ve nozul sayısına sahip Şekil 4.6’da 3 farklı tasarımdaki vorteks üreticileri PLA malzemeden Resim 4.1’ de görülen 3 boyutlu yazıcı ile üretilmiştir.



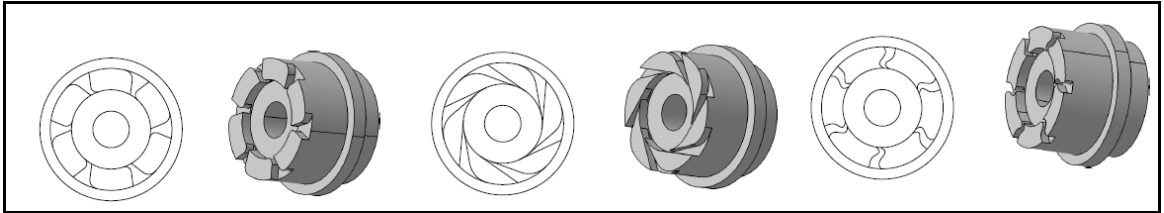
Şekil 4.6. Çiçek, eğimli ve S tipi vorteks üreticileri teknik çizimleri



Şekil 4.7. 4 Nozullu çiçek, eğimli ve S tipi vorteks üreteçleri 3 boyutlu görünümü

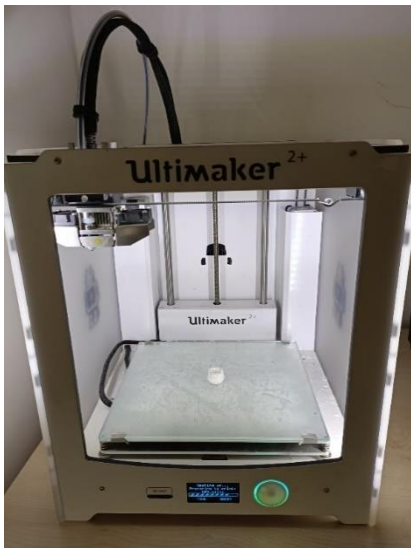


Şekil 4.8. 5 Nozullu çiçek, eğimli ve S tipi vorteks üreteçleri 3 boyutlu görünümü

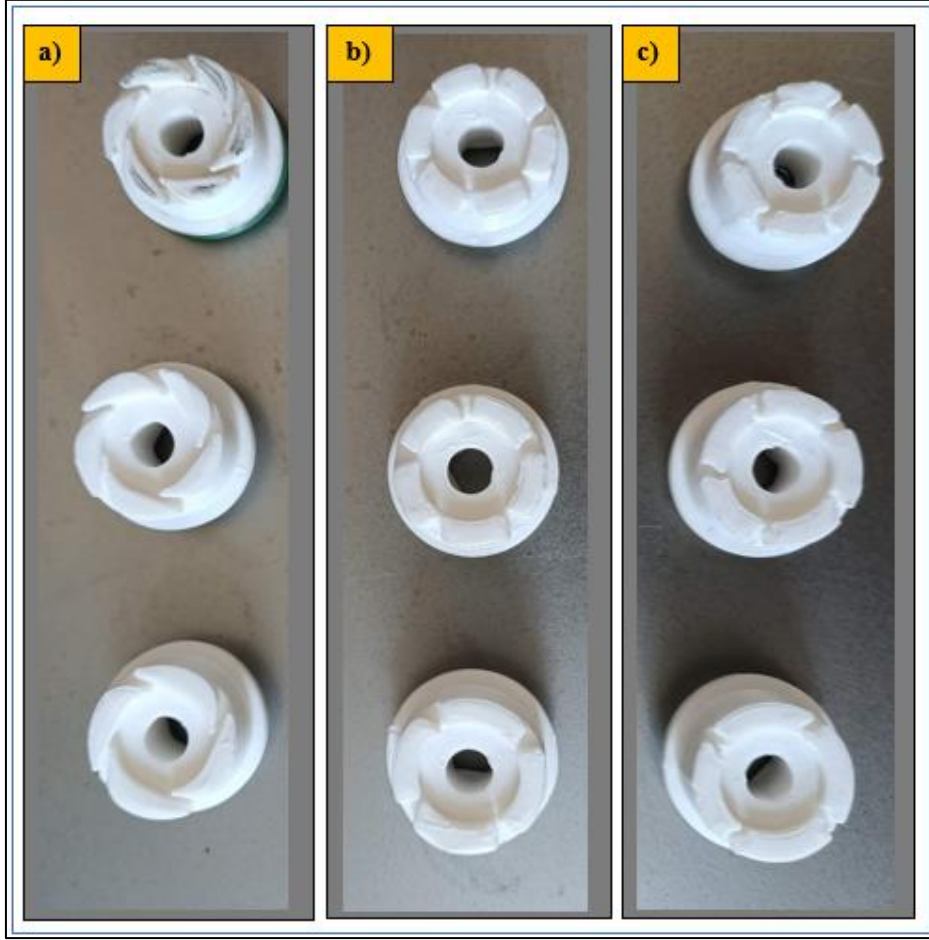


Şekil 4.9. 6 Nozullu çiçek, eğimli ve S tipi vorteks üreteçleri 3 boyutlu görünümü

Farklı tasarım ve nozul sayısına sahip Resim 4.2’de gösterilen 9 farklı vorteks üretici PLA/PHA standard beyaz malzeme ile Ultimaker 2+ 3 boyutlu yazıcı yüzde 100 doluluk ve yüzde 1 hassasiyette üretilmiştir.



Resim 4.1. Vorteks üreticinin üretildiği 3 boyutlu yazıcı



Resim 4.2. Boyutlu yazıcıdan çıkan 4, 5 ve 6 nozullu, a) eğimli, b) çiçek ve c) S tipteki vorteks üreteçleri

4.1.3. Basınçlı akışkanlar

Deneysel sistemde Resim 4.3'te görülen argon, karbondioksit ve karışım gazı (%1,8 O₂ , %86,64 Argon, %11,56 CO₂) olmak üzere 3 farklı basınçlı akışkan kullanılmıştır. Akışkan basıncı 200, 250 ve 300 kPa olarak uygulanmıştır. Argon, karbondioksit ve karışım gazı için tüplerden çıkış basıncı ve debisi Yıldız 5340 basınç düşürücü vana ile ayarlanarak akışkan vorteks tüpe iletilmiştir. Basınç ayarlanması işlemi sistemdeki regülatör yardımı sağlanmıştır.



Resim 4.3. Deneylerde kullanılan basınçlı akışkan kaynakları

4.2. Teorik Analiz

4.2.1. Kütlelerin korunumu

Tek girişi ve tek çıkışı olan sistemler için kütlelerin korunumu;

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

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

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

Ranque-Hilsch vorteks tüpü (RHVT) sıcak ve soğuk olmak üzere iki çıkış olan sistemde kütlelerin korunumu;

$$\dot{m}_{gir} = \dot{m}_{sck} + \dot{m}_{sog} \quad (4.2)$$

\dot{m}_{sck} : RHVT sıcak çıkıştaki akışın debisi, kg/s

\dot{m}_{sog} : RHVT soğuk çıkıştaki akışın debisi, kg/s

$$\mu_c = \frac{\dot{m}_{sog}}{\dot{m}_{gir}} \quad (4.3)$$

Soğuk çıkıştan çıkan akışkan kütlelerinin giren akışkan kütlelerine oranı μ_c olarak belirtilmiştir. Bu değer RHVT'nin performansını önemli ölçüde etkilemektedir. Yapılan çalışmalarda RHVT sıcak çıkış vanası tam açık bırakılarak μ_c değeri sabit tutulmuştur. Deneylerde bu değer 0,36 olarak sabit alınmıştır [10].

4.2.2. Sistem sıcaklık değişimi

Ranque-Hilsch vorteks tüpünde girişteki akışkan sıcaklığı T_{gir} , soğuk akışkan çıkışındaki akışkanın sıcaklığı T_{sog} , soğuk akışkan sıcaklık farkı ΔT_{sog} olarak tanımlanmıştır

$$\Delta T_{sog} = T_{gir} - T_{sog} \quad (4.4)$$

Tüpün sıcak çıkışındaki akışkan sıcaklığı T_{sck} , sıcak akışkan sıcaklık farkı ΔT_{sck} olarak tanımlanmıştır.

$$\Delta T_{sck} = T_{sck} - T_{gir} \quad (4.5)$$

Eşitlik (4.4) ve (4.5) kullanılarak RHVT'nin performans göstergelerinden birisi olan ΔT , Eşitlik 4.6'da gösterildiği şekilde elde edilmiştir [8].

$$\Delta T = T_{sck} - T_{sog} \quad (4.6)$$

4.2.3. Performans etkinlik katsayısı (COP)

Bir soğutma cihazının verimi etkinlik katsayısı ile tanımlanabilir. Etkinlik ya da verim, elde edilmek istenen değer, bu değeri elde etmek için kullanılan değere bölünmesi ile elde edilen ifadelerdir [28].

$$COP = \frac{Q_{sog}}{W_{net}} \quad (4.7)$$

$$Q_{sog} = \mu_c \times c_p \times \Delta T_{sog} \quad (4.8)$$

$$W_{net} = \frac{\gamma}{\gamma-1} \times R \times T_{gir} \times \left[\left(\frac{P_{gir}}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right] \quad (4.9)$$

$$COP = \frac{\mu_c \times c_p \times \Delta T_{soğ}}{\frac{\gamma}{\gamma-1} \times R \times T_{gir} \times \left[\left(\frac{P_{gir}}{P_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right]} \quad (4.10)$$

$Q_{soğ}$: Isı geçişi (kJ)

γ : Isı kapasitesi oranı

W_{net} : Harcanan iş (kJ)

R : Gaz sabiti 8.3145 J/(mol K)

μ_c : Soğuk kütle kesri

P_{gir} : Akışkan giriş basıncı (kPa)

c_p : Sabit basınçtaki özgül ısı J/(kg K)

P_0 : Atmosfer basıncı (kPa)

$\Delta T_{soğ}$: Soğuk akışkan sıcaklık farkı (K)

4.2.4. Ekserji hesaplama

Ekserji iş veya iş üretebilme yeteneğidir. Bu tanımlara uygun olarak ekserjinin hesaplanabilmesi için çevre şartlarının bilinmesi gerekir. Tersinir süreçler yoluyla, bir madde doğal çevrenin temel elemanları ile termodinamik denge durumuna getirildiğinde elde edilebilecek iş miktarı o maddenin ekserjisine eşittir [46]. Vorteks tüplerde ekserji analizi aşağıdaki eşitliklerle tanımlanmıştır. Vorteks tüpe giriş, sıcak ve soğuk çıkıştaki entropi değişimleri eşitlik (4.11), (4.12), (4.13) ve (4.14) ile hesaplanmıştır [26].

$$\Delta s = s_2 - s_1 = c_p \ln \frac{T_2}{T_1} - R \ln \frac{P_2}{P_1} \quad (4.11)$$

$$\Delta s_{gir} = s_{gir} - s_0 = c_p \ln \frac{T_{gir}}{T_0} - R \ln \frac{P_{gir}}{P_0} \quad (4.12)$$

$$\Delta s_{sck} = s_{sck} - s_0 = c_p \ln \frac{T_{sck}}{T_0} - R \ln \frac{P_{sck}}{P_0} \quad (4.13)$$

$$\Delta s_{soğ} = s_{soğ} - s_0 = c_p \ln \frac{T_{soğ}}{T_0} - R \ln \frac{P_{soğ}}{P_0} \quad (4.14)$$

Vorteks tüpe giriş, sıcak ve soğuk çıkıştaki entalpi değişimi eşitlik (4.15), (4.16) ve (4.17) ile hesaplanmıştır.

$$(h_{gir} - h_0) = c_p(T_1 - T_0) \quad (4.15)$$

$$(h_{sck} - h_0) = c_p(T_3 - T_0) \quad (4.16)$$

$$(h_{soğ} - h_0) = c_p(T_2 - T_0) \quad (4.17)$$

Vorteks tüpe giren ekserji Eşitlik 4.18 ile hesaplanmıştır.

$$e_{gir} = (h_{gir} - h_0) - T_0(s_{gir} - s_0) \quad (4.18)$$

Sıcak çıkıştan çıkan ekserji Eşitlik 4.19 ile hesaplanmıştır.

$$e_{sck} = (h_{sck} - h_0) - T_0(s_{sck} - s_0) \quad (4.19)$$

Soğuk çıkıştan çıkan ekserji Eşitlik 4.20 ile hesaplanmıştır.

$$e_{soğ} = (h_{soğ} - h_0) - T_0(s_{soğ} - s_0) \quad (4.20)$$

Vorteks tüpünden çıkan toplam ekserji eşitlik 4.21 ile hesaplanmıştır.

$$e_{çkş} = (1 - \xi)e_{sck} + \xi e_{soğ} \quad (4.21)$$

Birim zamanda oluşan tersinmezlik (\dot{I}), eşitlik 4.23 ile hesaplanmıştır.

$$e_k = e_{gir} - e_{çkş} \quad (4.22)$$

$$\dot{I} = \dot{m}_{gir} \times e_k \quad (4.23)$$

İkinci yasa verimi Eşitlik 4.24 ile hesaplanmıştır.

$$\eta_{II} = \frac{\sum \dot{m}_{\text{çks}} \times e_{\text{çks}}}{\sum \dot{m}_{\text{gir}} \times e_{\text{gir}}} \quad (4.24)$$

4.3. Deneysel Optimizasyon

Deney çalışmalarında parametre olarak eğimli, çiçek ve s tipi olarak adlandırılan 3 farklı nozul tasarımı, 4, 5 ve 6 nozul sayısı, 200, 250 ve 300 kPa olan 3 farklı basınç parametresi ve hava, argon, karbondioksit ve karışım gazı olmak üzere 3 farklı basınçlı akışkan ele alınmıştır. Bu çalışmada birden fazla parametrenin etkilediği sistemde her parametrenin ayrı ayrı değiştirilerek deneylerin tekrarlanmasının hem maliyet hem de harcanan zamanın artmasına neden olması dolayısıyla Taguchi L₉ orthogonal dizileri kullanarak daha az deneyle, tüm parametrelerin değiştirilerek elde edildiği deney sonuçlarına ulaşılmıştır. Sistem performansına etki eden parametreler etki düzeyine göre sıralanmış ve optimum çalışma koşullarının hangi parametrelerle sağlanacağı belirlenmiştir.

4.3.1. Taguchi metodu

Sistem performansını etkileyen parametre sayısının birden fazla olduğu zaman tüm parametrelerin ayrı ayrı değiştirilerek deney yapılması gerekmektedir. Harcanan zamanı ve maliyeti en aza indirmek üzere böyle durumlarda Taguchi metodu kullanılabilir. Bu metod endüstriyel ve bilimsel uygulamalarda bir sistemi etkileyen farklı seviyelerden faktörleri etkilerinin düzeyini ölçmek üzere kullanılan metotlardan biridir. Tüm seviyelerin değiştirilerek yapıldığı deneylerle elde edilen verilere daha az zaman ve deney sayısı ile erişmeye ve sonuçların en optimum biçimde elde edilmesine imkan sağlamaktadır. Taguchi metodu ürün veya prosesin tasarımını sistem tasarımı, parametre tasarımı ve tolerans tasarımı olmak üzere 3 kalite adımı ile çözmeyi amaçlamaktadır [42].

Sistem tasarımı

Taguchi metodunun başlangıç noktası sistem tasarımı aşamasıdır. Bu aşamada tasarımı yapan kişi tarafından üründen beklentinin karşılanması için gereken üretim teknolojileri tasarlanır ve en uygun olan belirlenir. Bu işlemler müşteri beklentisini sağlayacak en az hata ile yapılmalıdır. Üretimi planlanan ürün konusunda gelişmelerin takip edilmesi, ekipmanlarla ilgili belirlemelerin yapılması, bilimsel ve teknik anlamda bilgilerin

toplanması gibi hususlar sistem tasarımı aşamasının konusunu oluşturmaktadır. Bu aşamada ek olarak, ürünün yapısındaki parça ve materyal karakteristiğinin geliştirilmesine yönelik kararlar verilir.

Ürünü en uygun kalitede ve en düşük maliyetle belirlenen tolerans aralıkları içerisinde üretilecek bir ürün sisteminin tasarlanmasının amaç edinildiği sistem tasarımı süreç aşamasında da gerçekleştirilebilir. Süreç ürünün olumsuz etkilenebileceği faktörlere karşı en az düzeyde duyarlı hale getirilir.

Sistem tasarımı önceki tecrübeleri ve bilimsel temelleri, mühendislik bilgileri, yeni gelişimleri ve tüm bunların en uygun kombinasyonlarını temel alan yeni ürün ve süreç gelişiminin ortak adımıdır. Sistem tasarımının ana amacı; yeni düşünceler elde etmek ve uygulanabilir hale getirmektir [43].

Parametre tasarımı

Sistem tasarımının ardından gelen adım hem ürün hem de süreç tasarımı için ürün kalitesinin iyileştirmek için en belirleyici çalışmaların yapıldığı parametre tasarımı adımıdır. Amacı denetlenebilir parametreler için ürünün fonksiyonel hale geleceği, çeşitli koşullarda daha yüksek performans sağlayacağı ve değişkenliğe sebep olan gürültü faktörüne karşı daha sağlam durması için optimum seviyeleri belirlemektir.

Taguchi'nin parametre tasarımına yaklaşımı, performans ve maliyet açısından ürün parametreleri, malzeme formülasyon değerleri, çeşitli boyutlar, yüzey örnekleri gibi en uygun tasarım parametrelerini seçmek için denetim parametrelerinin en iyi kombinasyonunu belirlemektir. Bu şekilde ürün gürültü faktörleri açısından en sağlam hale gelir. Denetim faktörlerinin seçimi deneyin tasarımındaki en mühim aşamadır. Mümkün olduğunca fazla unsurun eklenmesi mühim olmayan değişkenlerin ilk fırsatta tanımlanmasına fayda sağlayacaktır [33].

Ürün parametre tasarımı ve süreç parametre tasarımında amaç, üründe ve süreçte, çeşitlilik yaratan ve kontrol edilemeyen faktörlere karşı, kontrol edilebilir faktörlerin değerlerini en uygun belirleyerek, ürün ve süreçteki çeşitliliği en aza indirmektir. Bu amaçla geliştirilen ürün ve süreç tasarımına sağlam (robust) tasarım olarak tanımlanmaktadır. Burada

anlatılmak istenen sağlam tasarım, kontrol edilemeyen çevre koşullarına, müşteri kullanımına ve malzemedeki farklılıklara karşı duyarsız ürün ve süreç tasarımıdır. Sağlam tasarımda kalitesizliğe sebep olan ve kontrol dışı bir hususun etkisi, kontrol edilebilen diğer faktörlerin ayarlanması dolayısıyla azalmaktadır. Bu amaçla kullanılan deney tasarımı maliyeti arttırmadan kalitenin geliştirilmesine imkan sağlamaktadır [43].

Tolerans tasarımı

Parametre tasarımında, üretim sırasında olabildiğince tasarım parametreleri için ayarlanan hedef değerlendire ulaşılmaya çalışılır. Ancak üretim sürecinde her zaman bir farklılık olabilmesi söz konusu olması sebebiyle bir tolerans aralığı verilmesi gerekir. Tolerans tasarımı, parametre çalışmalarında belirlenen hedefler dışına çıkılması durumunda yapılacak süreç ve ürün parametreleri için en iyi toleransları belirlemeye yönelik çalışmaları tanımlamaktadır. Bu adımda görülen değerlerden yararlanılarak ürünün hedeflenen değerden sapma göstermesi nedeniyle oluşan kayıplar bulunur ve bu sapmalar azaltılır. Tolerans sınırlarının daralmasıyla üretimin maliyeti artacaktır. Tolerans sınırlarının genişlemesiyle ürünün hedeflenen değerden sapmaları büyüyecek bunun sonucunda da kalite kayıpları artacaktır. Tolerans tasarımında en ekonomik tolerans aralığı belirlenir ve hedef değerden kabul edilebilir düzeydeki sapmalara göre ürün maliyeti en aza indirgenir [43].

Sinyal/gürültü oranı

Taguchi metodunda performans karakteristiği olarak sinyal/gürültü (S/N) oranı uygulanmaktadır. Sonuçların değerlendirilmesinde çoğunlukla standart sapma uygulanmasına karşın Taguchi metodunda S/N oranı kullanılmaktadır. Bunun sebebi; ortalama azalırken standart sapma da azalmakta ya da artarken artmasıdır. S/N oranları ortalamayı hedefte tutarken standart sapmanın minimum olduğu parametre düzeyi kombinasyonunu vermektedir. 3 adet S/N oranı bulunmaktadır [42].

En Küçük - En İyi durumunda, kalite değişkeni y 'nin hedef değeri sıfırdır. Bu şekilde S/N oranı Eşitlik 4.25 gibi tanımlanır

$$S/N = -10\log \left[\frac{1}{n} \sum_{t=1}^n y_t^2 \right] \quad (4.25)$$

En Büyük - En İyi durumunda y'nin hedef değeri sonsuzdur. Bu şekilde sinyal/gürültü oranı Eşitlik 4.26 gibi tanımlanır.

$$S/N = -10\log \left[\frac{1}{n} \sum_{t=1}^n \frac{1}{y_t^2} \right] \quad (4.26)$$

Hedef Değer - En İyi durumunda y için spesifik hedef değer verildiğinde S/N oranı Eşitlik 4.27 gibi tanımlanır.

$$S/N = 10\log \frac{\mu^2}{\sigma^2} \quad (4.27)$$

4.3.2. Gri ilişkisel analiz metodu

1982 yılında Judong Deg tarafından geliştirilen gri ilişkisel analiz teorisi, parametreler arasında karmaşık ilişkiler olan sistemlerde uygulanabilen bir karar verme ve analiz tekniği olarak tanımlanabilir [44]. Teoriye göre, renklerin koyuluğunun derecesi bilinin kesinliği derecesini sembolize eder. Siyahın bilinmeyen bilgi, beyazın bilinen bilgi olarak nitelendiği sistemde bu iki sınır arasındaki kalan kısmen bilinen bilgi gri olmaktadır. Beyaz olarak adlandırılan sistemdeki parametreler arasında ilişkilerde kesinlik varken gri sistemde kesinlik yoktur. Böyle bir gri sistemde parametreler arası kesin bilgi elde edebilmek gri bölgeyi çözümlenmek gerekir. Gri ilişki, iki veya daha çok değişkenin ya da parametrenin sistemdeki etkileşimlerini değerlendirmeyi ele almaktadır. İncelenen parametrelerin benzerlik ya da farklılıkları gri ilişkisi olarak nitelendirilir [45].

Gri ilişkisel analiz yöntemi, sistemde karşılaştırılacak parametre serileri ile referans olarak ele alınan seriler arası etkileşimin ölçüsünü saptamak üzere kullanılan bir yöntemdir. Parametrelere ait seriler, dizilimler üzerinde satır ve sütunlar olarak yer almaktadır. Parametreler arasındaki etkileşim oranına gri ilişkisel derece denmektedir. Parametrelerin birbirleriyle etkileşiminde oluşan etkileşim miktarı ise gri ilişkisel derece olarak isimlendirilmektedir [45].

Gri İlişkisel Analiz Yöntemi Hesaplama Adımları

Gri ilişkisel analiz yönetiminde aşağıdaki sıralama ile hesaplamalar yapılmaktadır.

1. Basamak: n uzunluğunda bir referans serinin alınması

$$x_0 = (x_0(1), x_0(2), x_0(3), \dots, x_0(n)) \quad (4.28)$$

2. Basamak: Verilerin normalize edilmesi

Sistemi etkileyen parametrelerin tamamı farklı kaynaklı olup farklı birimlerde ölçülmektedir. Gri İlişkisel Analiz yönteminin ilk adımı olarak bu parametreler aynı birime dönüştürülür. Dönüştürme durumunda seri değerleri geniş değer aralığında yer alırsa bu değerlerin küçük aralıklara çekilmesi gerekir. Verilerdeki bu normalizasyon işlemi Gri İlişkisel Oluşum olarak adlandırılır. Gri ilişkisel analiz yönteminde deneysel veriler ilk etapta normalize edilmektedir. Normalizasyon yapılan bu değerler 0 ile 1 aralığında değişmektedir. Deneysel verilerin normalizasyon işleminde 3 farklı yaklaşım kullanılabilir [45].

✓ En Yüksek - En İyi yaklaşımında Eşitlik 4.29 ile normalize edilir.

$$x_i(k) = \frac{x_i^0(k) - \min x_i^0(k)}{\max x_i^0(k) - \min x_i^0(k)} \quad (4.29)$$

✓ En Düşük - En İyi yaklaşımında Eşitlik 4.30 ile normalize edilir.

$$x_i(k) = \frac{\max x_i^0(k) - x_i^0(k)}{\max x_i^0(k) - \min x_i^0(k)} \quad (4.30)$$

✓ En Nominal - En İyi yaklaşımında Eşitlik 4.31 ile normalize edilir.

$$x_i(k) = \frac{|x_i^0(k) - x_0|}{\max x_i^0(k) - x_0} \quad (4.31)$$

$x_i^0(k)$, i serisi, k sırasında olan orijinal değer

$x_i(k)$, normalizasyon sonrasındaki i serisi, k sırasında olan değer

$\max x_i^0(k)$, $x_i^0(k)$ değerinin en yüksek değer

$\min x_i^0(k)$, $x_i^0(k)$ değerinin en düşük değer

x_0 , ideal değer

3. Basamak: x_0 ile denk m tane serinin tanımlanması

$$x_i = (x_i(1), x_i(2), x_i(3), \dots, x_i(n)) \quad i = (1, 2, 3, \dots, m) \quad (4.32)$$

4. Basamak: Gri İlişkisel Katsayıların belirlenmesi

$\xi(x_0(k), x_i(k))$, n uzunluğundaki serinin k noktasındaki gri ilişkisel katsayı aşağıdaki eşitlikler ile hesaplanır [45].

$$\xi(x_0(k), x_i(k)) = \frac{\Delta_{min} + \zeta \Delta_{max}}{\Delta_{0i}(k) + \zeta \Delta_{max}} \quad (4.33)$$

$$\Delta_{0i}(k) = |x_0(k) - x_j(k)| \quad (4.34)$$

$$\Delta_{max} = \max_j \max_k |x_0(k) - x_j(k)| \quad (4.35)$$

$$\Delta_{min} = \min_j \min_k |x_0(k) - x_j(k)| \quad (4.36)$$

$\Delta_{0i}(k)$, $x_0(k)$ ve $x_j(k)$, mutlak sapma değeri

ζ , ayırt edici katsayı (0,1)

5. Basamak: Gri İlişkisel Derecesinin Hesaplanması

Gri ilişkisel derecesi $\gamma(x_0 - x_i)$ gri ilişkisel oluşum katsayıların ortalaması alınarak hesaplanır [45].

$$\gamma(x_0 - x_i) = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n \xi(x_0(k), x_i(k)) \quad (4.37)$$

Eşitlik 4.37'deki n değeri, normalize edilen deneysel verilerden çıkarılan gri ilişkisel katsayı adedidir. Gri ilişkisel derecesinin yüksek değerde olması $x_0(k)$ ile $x_i(k)$ arasındaki ilişkinin güçlü olduğunun göstergesidir. Karşılaştırılan iki seri aynı ise, gri ilişkisel dereceye 1'dir. Bu derece ile kıyaslama yapılan serinin referans değerine uzaklığı belirlenir. Sistemdeki her parametrenin sistem performansına etkisi farklı düzeydeyse ve bu etki düzeyi değerleri belirliyse gri ilişkisel derece Eşitlik 4.38 ile hesaplanır [45]. Gri ilişkisel derecesinin en büyük olduğu parametre serisi karar verme aşamasında en iyi alternatif olacaktır.

$$\gamma(x_0 - x_i) = \frac{1}{n} \sum_{k=1}^n W_i(k) \cdot \xi(x_0(k), x_i(k)) \quad (4.38)$$

6. Basamak: Her parametrenin her seviyesinde gri ilişkisel derecelerinin toplanarak ortalama değerleri hesaplanır. Böylelikle parametrelerin her bir serideki etki oranı belirlenir.

4.3.3. Varyans analizi

Varyans analizi (Analysis of Variance: ANOVA), performansa etki eden parametreleri belirlenip problemin çözümüne yönelik karar verme amacıyla yapılır. Varyans analizinde test edilen parametrelerin performansları arasındaki farklılığı göstermek için çizelge oluşturulur. Bu çizelge oluşturulduktan sonra parametrelerin önemi göstermektedir. Bu istatistiksel sonuçlar Eşitlik 4.39 – Eşitlik 4.47 denklemleri ile bulunur ve Çizelge 4.1. ile gösterilir [43,45].

$$SS_T = \sum_{i=1}^n (S/N)_i^2 + SS_m \quad (4.39)$$

$$SS_m = \frac{\sum_{i=1}^n (S/N)_i^2}{n} \quad (4.40)$$

SS_T ; Toplam kareler toplamı

$(S / N)_i$; i seviyesindeki parametrenin kareler toplamı

SS_m ; ortalama kareler toplamı

$$SS_{faktör} = \frac{\sum_{i=1}^n (S/N)_i^2}{faktör-1} - SS_m \quad (4.41)$$

$SS_{faktör}$; parametreler toplamı

$(S/N)_{faktör-i}$; i seviyedeki faktörün kareler toplamı

N ; faktörlerin her seviyesinin tekrar sayısı

$$SS_e = SS_T - SS_{faktör} \quad (4.42)$$

SS_e ; hata faktörünün kareler toplamı

$$df_{toplam} = n - 1 \quad (4.43)$$

$$df_{faktör} = k - 1 \quad (4.44)$$

$df_{faktör}$; her bir parametrenin serbestlik derecesi

df_{toplam} ; toplam deneylerin serbertlik derecesi

$$V_{faktör} = \frac{SS_{faktör}}{df_{faktör}} \quad (4.45)$$

$V_{faktör}$; faktörlerin varyansı

n ; deney sayısı , k ; faktördeki seviye sayısı, V_{hata} hata varyansı

Her parametre için yüzelik katkı oranların hesabı eşitlik 4.46 ile yapılır.

$$PCR = \frac{SS_{faktör} - V_{hata} \cdot df_{faktör}}{SS_T} \cdot 100 \quad (4.46)$$

$$F_{faktör} = \frac{V_{faktör}}{V_{hata}} \quad (4.47)$$

Çizelge 4.1. Anova analiz tablosu detayı [45]

Faktörler	Serbestlik Derecesi (df)	Kareler Toplamı (SS)	Varyans (V)	F-test	Yüzde Katkı Oranı PCR (%)
1. faktör	k-1	$SS_{faktör}$	$V_{faktör}$	$F_{faktör}$	$PCR_{faktör}$
2. faktör	k-1	$SS_{faktör}$	$V_{faktör}$	$F_{faktör}$	$PCR_{faktör}$
3. faktör	k-1	$SS_{faktör}$	$V_{faktör}$	$F_{faktör}$	$PCR_{faktör}$
Hata	n-1-k	SS_e	V_{hata}	-	PCR_{hata}
Toplam	n-1-k	SS_t	-	-	PCR_{toplam}

4.3.4. Doğrulama deneylerinin yapılması

Deney sonuçlarının analizi sonrasında belirlenen en iyi şartlara göre deneylerin tekrarlanması işlemi doğrulama deneyidir. Deney sonucunda bulunan faktör-seviye

kombinasyonu en iyi performans karakteristiği değeri elde edildiğinde istenen durum gerçekleşmiş olur ve deney amacına ulaşır.

5. BULGULAR VE TARTIŞMA

5.1. Deneysel Sonuçların Değerlendirilmesi

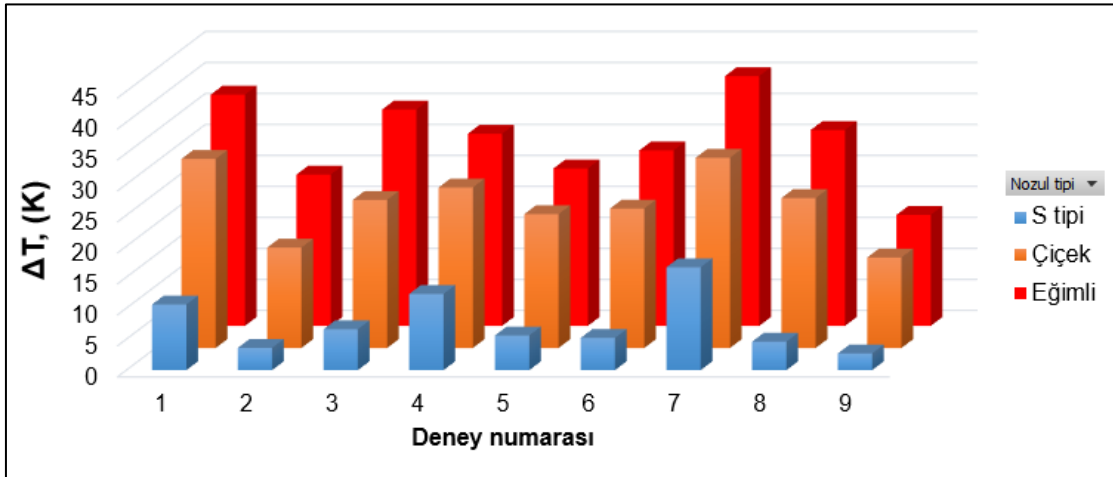
Bu çalışmada, farklı geometrik yapılarda üreteçler (jeneratörler) kullanılarak farklı akışkan tipleri için (Argon, CO₂ ve karışım) RHVT performansına etki eden faktörler deneysel olarak incelenmiştir. Farklı geometrik yapıdaki üreteçler 3 boyutlu yazıcı aracılığıyla eğimli, çiçek ve s tipi olmak üzere farklı boyut ve nozul sayılarında üretilmiştir. Ayrıca bir diğer parametre olarak 3 farklı soğutucu argon, CO₂ ve karışım gazı kullanılmıştır. Çizelge 5.1'deki taguchi L₉ deney tasarımına göre yapılan deneysel çalışmada sıcaklık farkı (ΔT), COP ve termodinamiğin 1. ve 2. yasa analizleri (ekserji verimliliği) değerlendirilmiştir.

Çizelge 5.1. Her nozul tipine göre oluşturulan taguchi L₉ deney tasarımı ve sonuçları

Deney no.	Nozul tipi	Nozul sayısı	Basınç	Akışkan	ΔT	COP	η_{II}
1	Eğimli	4	200 kPa	Argon	37,3	0,116698	0,010421
2	Eğimli	4	250 kPa	Karbondioksit	24,4	0,259605	0,034243
3	Eğimli	4	300 kPa	Karışım	34,9	0,111048	0,012067
4	Eğimli	5	200 kPa	Karbondioksit	31	0,414904	0,056726
5	Eğimli	5	250 kPa	Karışım	25,4	0,126934	0,0142
6	Eğimli	5	300 kPa	Argon	28,3	0,086117	0,009273
7	Eğimli	6	200 kPa	Karışım	40,3	0,171512	0,015148
8	Eğimli	6	250 kPa	Argon	31,6	0,100674	0,009765
9	Eğimli	6	300 kPa	Karbondioksit	17,9	0,223484	0,037957
10	Çiçek	4	200 kPa	Argon	30,5	0,14711	0,014014
11	Çiçek	4	250 kPa	Karbondioksit	16,2	0,214637	0,02676
12	Çiçek	4	300 kPa	Karışım	23,9	0,101412	0,01199
13	Çiçek	5	200 kPa	Karbondioksit	25,9	0,321155	0,033949
14	Çiçek	5	250 kPa	Karışım	21,6	0,115625	0,012828
15	Çiçek	5	300 kPa	Argon	22,5	0,078135	0,008659
16	Çiçek	6	200 kPa	Karışım	30,7	0,19044	0,02005
17	Çiçek	6	250 kPa	Argon	24,2	0,087475	0,008703
18	Çiçek	6	300 kPa	Karbondioksit	14,6	0,165167	0,021063
19	S tipi	4	200 kPa	Argon	10,6	0,07992	0,008837
20	S tipi	4	250 kPa	Karbondioksit	3,6	0,116358	0,012738
21	S tipi	4	300 kPa	Karışım	6,6	0,069979	0,009567
22	S tipi	5	200 kPa	Karbondioksit	12,3	0,228039	0,022847
23	S tipi	5	250 kPa	Karışım	5,6	0,087355	0,011828
24	S tipi	5	300 kPa	Argon	5,2	0,059441	0,006719
25	S tipi	6	200 kPa	Karışım	16,6	0,130952	0,013348
26	S tipi	6	250 kPa	Argon	4,6	0,058748	0,010067
27	S tipi	6	300 kPa	Karbondioksit	2,7	0,13093	0,015055

5.1.1. Çalışma parametrelerinin sıcaklık farkı (ΔT) oluşumuna etkileri

Deneysel çalışmalarda kullanılan soğutucu tipleri belirlenen parametrelere vorteks tüplerinde sıcaklık farklarına büyük oranda tesir etmektedir. RHVT'deki sıcaklık farkı ΔT , Eşitlik 4.6'da verilen çıkan sıcak (T_{sck}) ve soğuk ($T_{soğ}$) akışkan sıcaklıklarının arasındaki fark olarak belirlenmiştir. Kullanılan soğutucu akışkanlar argon, CO_2 ve karışım gazı için basınç değişimleri, nozul sayıları ve üreteç tiplerine bağlı olarak sıcaklık farklarında değişim gözlemlenmektedir. Tüm soğutucu akışkanlar için ΔT sıcaklık farkları Şekil 5.1'e göre değerlendirilmiştir. Şekil 5.1'deki deneysel verilere göre, Argon gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında ΔT değerleri; 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 37,3 K iken, 300 kPa 5 nozul sayısı için 28,3 K olmaktadır.



Şekil 5.1. L_9 deney tasarımına bağlı ΔT (K) değişimi

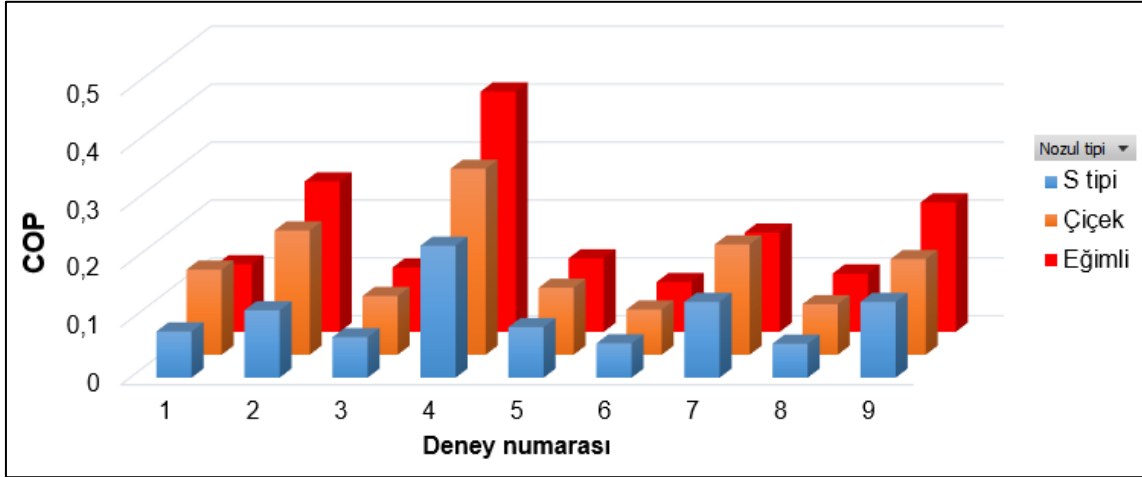
Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise ΔT değerleri 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 30,5 K iken 300 kPa'da 5 nozul sayısı için 22,5 K elde edilmiştir. S tipi nozulda ise ΔT değerleri 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 10,6 K iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 4,6 K elde edilmiştir. Argon gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen sıcaklık en fazla eğimli tip nozul üreteçte elde edilmiştir. CO_2 soğutucu akışkan kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında ΔT değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 31 K iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 17,9 K olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise ΔT değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 25,9 K iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 14,6 K elde edilmiştir. S tipi nozulda ise ΔT değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 12,3 K iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 10,1 K elde edilmiştir.

Karışım gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında ΔT değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 40,3 K iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 34,9 K olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise ΔT değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 30,7 K iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 23,9 K elde edilmiştir. S tipi nozulda ise ΔT değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 16,6 K iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 6,6 K elde edilmiştir.

5.1.2. Çalışma parametrelerinin performans etkinlik (COP) katsayısına etkileri

RHVT'deki performans etkinlik katsayısı (COP), Eşitlik 4.9'da verilen çalışma parametrelerine bağlı belirlenen değerlere göre termodinamik verilerle sabit debide elde edilen COP değerleri elde edilmiştir. Kullanılan soğutucu akışkanlar Argon, CO₂ ve karışım gazı için basınç değişimleri, nozul sayıları ve üreteç tiplerine bağlı olarak COP değerlerinde farklılıklar gözlemlenmektedir. Tüm soğutucu akışkanlar için COP değerleri Çizelge 5.2 ve Şekil 5.2'ye göre açıklanmıştır. Çizelge 5.2 ve Şekil 5.2'de verilenlere göre, argon gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında COP değerleri 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 0,116 iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 0,086 olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise COP değerleri 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 0,147 iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 0,078 elde edilmiştir. S tipi nozulda ise COP değerleri 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 0,079 iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 0,059 elde edilmiştir. Argon gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen etkinlik katsayısı (COP) en fazla çiçek tipi nozul üreteçte elde edilmiştir. CO₂ soğutucu akışkan kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında COP değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 0,414 iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 0,223 olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise COP değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 0,321 iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 0,165 elde edilmiştir. S tipi nozulda ise COP değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 0,228 iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 0,130 elde edilmiştir.

Karışım gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında COP değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 0,171 iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 0,111 olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise COP değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 0,190 iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 0,101 elde edilmiştir. S tipi nozulda ise COP değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 0,130 iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 0,069 elde edilmiştir.



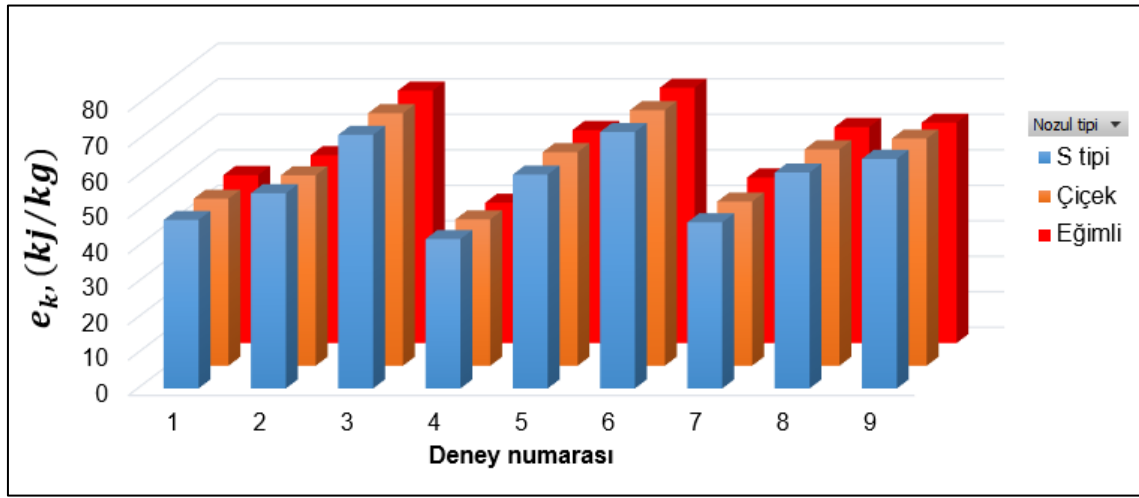
Şekil 5.2. L₉ deney tasarımına göre performans etkinlik katsayısı (COP) değişimi

5.1.3. Çalışma parametrelerinin ekserji (η_{II}) analizine etkileri

Ekserji tersinir bir süreç sonucunda çevre ile denge sağlandığı takdirde, teorik olarak elde edilen maksimum iş miktarıdır. Yani ekserji en basit anlamda, enerjinin kullanılabilen kısmıdır ve kullanılabilirlik olarak da ifade edilir. Bu bölümde vorteks tüp sisteminde kullanılabilir enerjinin analizinde farklı tip akışkanlar için argon, CO₂ ve karışım gazı olmak üzere ekserji kayıpları ($e_{kayıp}$), tersinmezlik (I) ve ekserji (η_{II}) analiz sonuçları yorumlanmıştır. Yapılan çalışmada ekserji kayıpları ve tersinmezlik arttıkça sistemin ikinci yasa analizi negatif etkilenmektedir. Yani ekserji verimi azalmaktadır. Bu çalışma ile maksimum ekserji performansı elde edilmesi için optimum analizler yapılmıştır. İlk olarak ekserji kayıpları ve tersinmezlik hesapları yapılarak, sistemin verimliliğini artırmaya yönelik analizler gerçekleştirilmiştir.

Şekil 5.3'te argon, CO₂ ve karışım gazı için ekserji kaybı gösterilmiştir. Şekil 5.3'te görüldüğü gibi, argon gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında ekserji kaybı değerleri 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 47,351 kJ/kg iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 71,957 kJ/kg olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise ekserji kaybı değerleri 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 47,057 kJ/kg iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 72,033 kJ/kg elde edilmiştir. S tipi nozulda ise ekserji kaybı değerleri 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 47,481 kJ/kg iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 72,274 kJ/kg elde edilmiştir. Argon gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen ekserji kayını en fazla S nozul tipi üreteçte elde edilmiştir. CO₂ soğutucu akışkan kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte

basınç değişimi referans alındığında ekserji kaybı değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 39,568 kJ/kg iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 62,112 kJ/kg olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise ekserji kaybı değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 41,262 kJ/kg iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 64,017 kJ/kg elde edilmiştir. S tipi nozulda ise ekserji kaybı değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 42,087 kJ/kg iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 64,695 kJ/kg elde edilmiştir. CO₂ gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen ekserji kaybı en fazla S nozul tipi üreteçte elde edilmiştir.

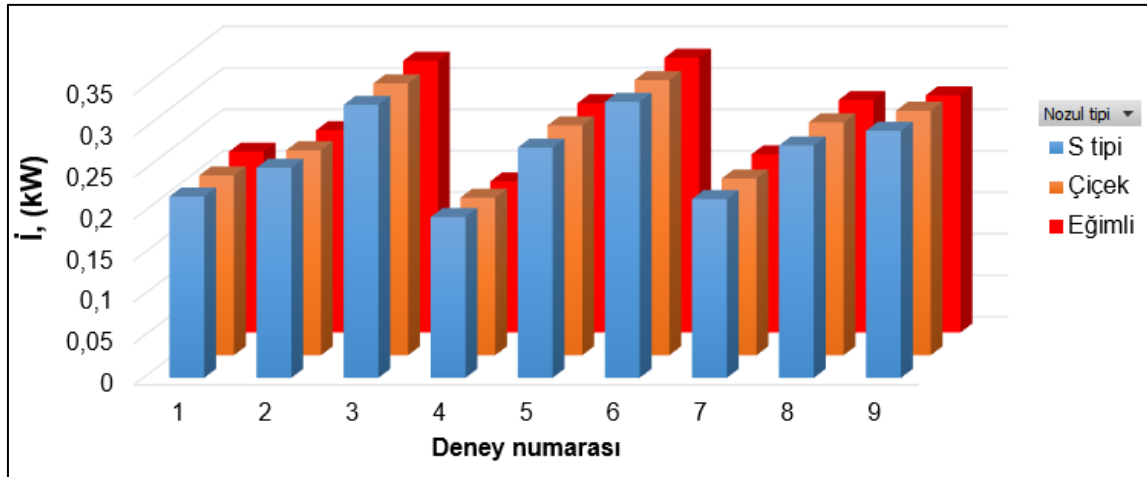


Şekil 5.3. L₉ deney tasarımına göre kayıp ekserji $e_{kayıp}$ (kJ/kg) değişimi

Şekil 5.3'te gösterildiği gibi, karışım gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında ekserji kaybı değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 46,679 kJ/kg iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 71,166 kJ/kg olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise ekserji kaybı değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 46,276 kJ/kg iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 71,176 kJ/kg elde edilmiştir. S tipi nozulda ise ekserji kaybı değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 46,821 kJ/kg iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 71,475 kJ/kg elde edilmiştir. Karışım gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen ekserji kaybı en fazla S nozul tipi üreteçte elde edilmiştir.

Şekil 5.4'te argon, CO₂ ve karışım gazı için sistemde birim zamanda meydana gelen tersinmezlik (I) verileri sunulmuştur. Şekil 5.4'te görüldüğü gibi, argon gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında birim zamanda oluşan tersinmezlik değerleri 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 0,217 kW iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 0,331 kW olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise birim zamanda oluşan

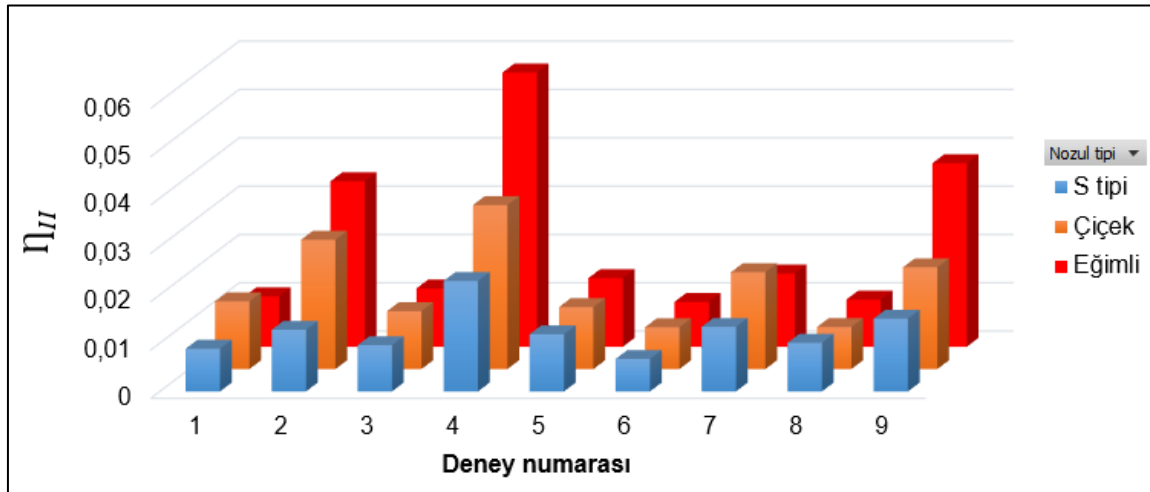
tersinmezlik değerleri 200 kPa’da 4 nozul sayısı için 0,216 kW iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 0,331 kW elde edilmiştir. “S” tipi nozulda ise birim zamanda oluşan tersinmezlik değerleri 200 kPa’da 4 nozul sayısı için 0,218 kW iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 0,332 kW elde edilmiştir. Argon gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen ekserji kaybı en fazla s nozul tipi üreteçte elde edilmiştir. CO₂ gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında birim zamanda oluşan tersinmezlik değerleri 200 kPa’da 5 nozul sayısı için 0,182 kW iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 0,285 kW olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise birim zamanda oluşan tersinmezlik değerleri 200 kPa’da 5 nozul sayısı için 0,189 kW iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 0,294 kW elde edilmiştir. S tipi nozulda ise birim zamanda oluşan tersinmezlik değerleri 200 kPa’da 5 nozul sayısı için 0,193 kW iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 0,297 kW elde edilmiştir. CO₂ gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen ekserji kaybı en fazla s nozul tipi üreteçte elde edilmiştir.



Şekil 5.4. L₉ deney tasarımına göre birim zamanda oluşan tersinmezlik (kW) değişimi

Şekil 5.4’te verildiği gibi, karışım gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında birim zamanda oluşan tersinmezlik değerleri 200 kPa’da 6 nozul sayısı için 0,214 kW iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 0,327 kW olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise birim zamanda oluşan tersinmezlik değerleri 200 kPa’da 6 nozul sayısı için 0,212 kW iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 0,327 elde edilmiştir. S tipi nozulda ise birim zamanda oluşan tersinmezlik değerleri 200 kPa’da 6 nozul sayısı için 0,215 kW iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 0,328 kW elde edilmiştir. Karışım gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen ekserji kaybı en fazla s nozul tipi üreteçte elde edilmiştir.

Yapılan hesaplamalar sonucunda enerjinin faydalı hale dönüştürülmüş hali ekserji için elde edilen sonuçlar Şekil 5.5'te verilmiştir. Şekil 5.5'te görüldüğü gibi, argon gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında ekserji verimi değerleri 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 0,0104 iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 0,0092 olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise ekserji verimi 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 0,0140 iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 0,0086 elde edilmiştir. S tipi nozulda ise ekserji verimi 200 kPa'da 4 nozul sayısı için 0,0088 iken 300 kPa 5 nozul sayısı için 0,0067 elde edilmiştir. Argon gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen ekserji verimi en fazla eğimli üreteçte elde edilmiştir. CO₂ soğutucu akışkan kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında ekserji verimi değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 0,0567 iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 0,0379 olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise ekserji verimi değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 0,0339 iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 0,0210 elde edilmiştir. S tipi nozulda ise ekserji verimi değerleri 200 kPa'da 5 nozul sayısı için 0,0228 iken 300 kPa 6 nozul sayısı için 0,0150 elde edilmiştir. CO₂ gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen ekserji verimi en fazla eğimli üreteçte elde edilmiştir.



Şekil 5.5. L₉ deney tasarımına göre elde edilen ekserji verimi değerleri

Şekil 5.5'te verildiği gibi, karışım gazı kullanıldığında eğimli yapıdaki üreteçte basınç değişimi referans alındığında ekserji verimi değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 0,0151 iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 0,0120 olmaktadır. Çiçek tipi yapıdaki üreteçte ise ekserji verimi değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı için 0,0200 iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 0,0119 elde edilmiştir. S tipi nozulda ise ekserji verimi değerleri 200 kPa'da 6 nozul sayısı

için 0,0133 iken 300 kPa 4 nozul sayısı için 0,0095 elde edilmiştir. Karışım gazı kullanılarak nozul tipleri dikkate alındığında elde edilen ekserji verimi en fazla eğimli üretilen elde edilmiştir.

5.1.4. Deneysel verilerin literatürdeki çalışmalara göre karşılaştırılması

Vorteks tüplerinin kullanımında dezavantajlarından biri düşük termal verimlilik ile çalışmaları ve bu nedenle kullanım alanlarının sınırlı olmasıdır. Bu çalışmada da elde edilen COP ve ekserji verimliliği değerlerinin düşük olduğu görülmüştür.

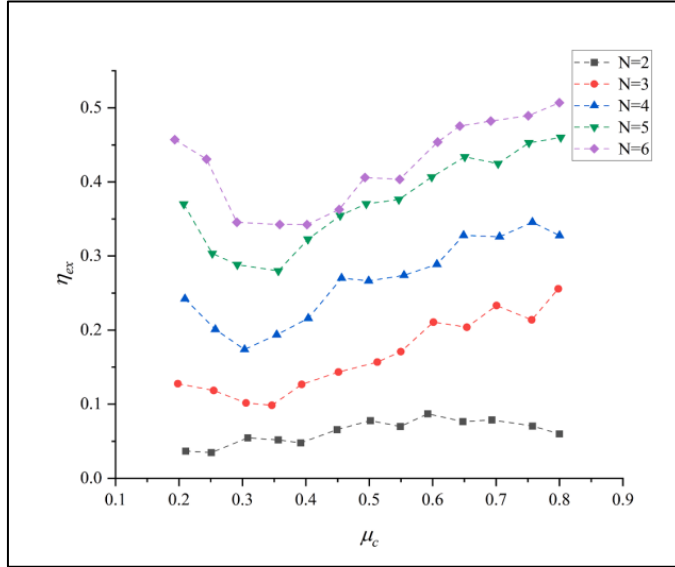
COP hesaplamalarındaki kullanılan Eş. 4.10'un da referans olarak alındığı, Subudhi ve Sen'in çalışmalarında literatürdeki 26 farklı deneysel çalışma sonucunda elde edilen farklı parametrelerdeki COP değerlerini karşılaştırdığı Çizelge 5.2. ile bu çalışmada elde edilen COP değerlerinin uyumlu olduğu değerlendirilmiştir [28].

Çizelge 5.2. Literatürdeki 26 farklı deneysel çalışmanın verileri [28]

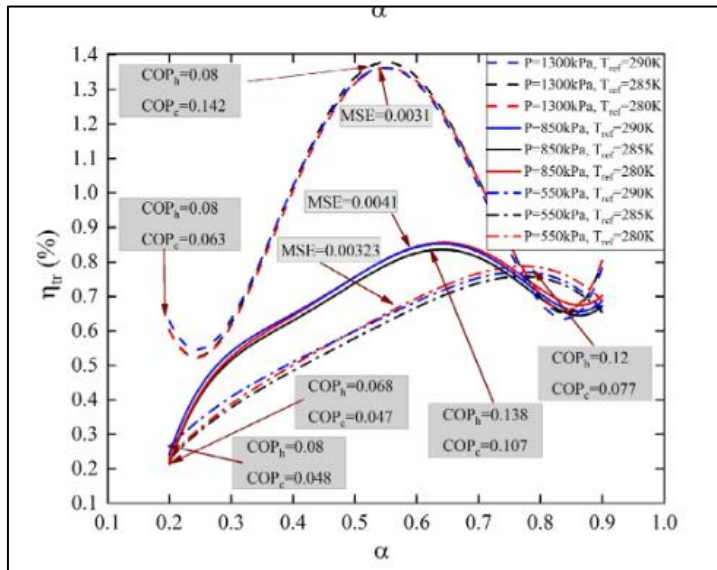
No.	Year	D (mm)	L (mm)	P_i (atm)	d_i (mm)	d_c (mm)	$\mu_{c,opt}$	$\Delta T_{h,opt}$ (K)	$\Delta T_{c,opt}$ (K)	COP_{opt}	$\eta_{is,opt}$
1	1933	12	-	7	-	-	-	38	32	-	-
2	1947	4.6	230	7	1.1	2.2	0.23	13	45	0.0622	0.2074
3	1951	38.1	914	2	6.35	12.7	0.26	3.9	11.7	0.0479	0.1844
4	1956	9	450	6	2.3(2)	4	0.3	16.3	38	0.0584	0.1948
5	1957	25.4	1092	6.1	-(4)	9.53	0.506	15.6	23	0.0540	0.1067
6	1957	76.2	762	2.4	9.5(8)	0	0	3.5	40	-	-
7	1959	50.8	-	1.68	-	-	-	9.4	15.5	-	-
8	1968	41.3	1070	5.76	3.2(2)	15.9	0.35	-1	13	0.0244	0.0698
9	1969	94	520	2	21.5(2)	35	0.23	6	20	0.0718	0.3120
10	1983	17.6	352	6	4.1	6.5	0.3	18	38	0.0584	0.1948
11	1994	18	414	4	4.3	6.5	-	40	30	-	-
12	1996	25.4	600	3.7	-	-	0.4	9	27	0.0817	0.2042
13	2000	20	200	5	-	-	0.2	10	-55	0.0646	0.3229
14	2001	9.5	25.4	7	6.4	9.5	0.4	-	17.4	0.0320	0.0799
15	2003	18	1000	4	3.5(3)	9	0.6	-	43	0.1820	0.2830
16	2005	16	720	4.5	2	8	0.38	8	18	0.0424	0.1115
17	2005	12	120	5.4	3.17	6	0.41	26	24	0.0532	0.1298
18	2005	19	100	3	1	6	0.1	1.2	11	0.0100	0.0999
19	2006	18	750	6	6	5	0.2	15	50	0.0513	0.2563
20	2008	2	100	5	0.8	1.1	0.57	11.8	18.5	0.0618	0.1084
21	2010	16	720	4	2	8	0.3	4	17	0.0349	0.1163
22	2011	9	135	7.3	4.51	5	0.2	30	-	-	-
23	2011	19.05	400	4	-	9.5	0.24	5	21	0.0355	0.1481
24	2012	20	280	2	8.1	12	0.5	12	17	0.1304	0.2607
25	2014	10	175	4	2	4	0.6	-	26	0.1067	0.1779
26	2014	10	120	6	3.91	6	0.9	13.5	22.5	-	-

Ekserji hesaplamalarında kullanılan eşitlikler 4.11 ve 4.24'ün referans alındığı Dinçer'in çalışmasındaki [26] kabullere göre hesaplanan ekserji verimi genel olarak değerlendirildiğinde 2. yasa verimi oldukça düşüktür. Bunun sebebi de tüplerdeki işlem süreçlerinin tersinmez yapıda olması olarak değerlendirilmektedir. Elde edilen ekserji yani 2. yasa verimi [47,48] ile kıyasladığında Şekil 5.6 ve Şekil 5.7'de görüldüğü gibi bu

çalışmada belirlenen parametrelerle elde edilen ekserji değerleri gibi düşük değerlerde elde edilmiş ve bu çalışma ile benzerlik göstermiştir [9,11,14,15,17,19,41].



Şekil 5.6. Farklı parametrelere göre elde edilen ekserji verimi değerleri [47]



Şekil 5.7. Farklı parametrelere göre elde edilen ekserji verimi değerleri [48]

5.2. Gri İlişkisel Analiz ve Parametrelerin Optimizasyonu

Çalışmada gelinen noktada RHVT ile nozul tipi, nozul sayısı, basınç ve akışkan parametrelerinin performans sonuçlarına etkisinin birbirinden farklı olduğu görülmektedir. Aynı şekilde bu sonuçların birimleri de aynı değildir. Bu farklılıklardan dolayı optimum

sonuç için uygun parametrelerin seçilmesinde bazı zorluklar ortaya çıkmaktadır. Sonuç olarak optimizasyon sırasında verilerin bir bütün olarak değerlendirilmesi gereklidir. Bu sebeple, deneysel çalışmada çoklu performans sonuçlarını değerlendirmek ve optimizasyonu için en uygun yöntem olan Taguchi tabanlı gri ilişkisel analiz (TGİA) kullanılmıştır. Bölüm 4.3.1.4’de açıklandığı gibi optimizasyon için performans sonuçlarının yaklaşımı belirlenmelidir. Bu bağlamda ΔT , COP ve η_{II} ’yi maksimize etmek için Eşitlik 4.26 “büyük daha iyidir”, yaklaşımı benimsenmiştir. Eşitlik 4.29 ile normalize edilmiş ΔT , COP ve η_{II} için Eşitlik 4.42 kullanılarak gri ilişkisel katsayılar belirlenmiştir. Bir sonraki aşama olan gri ilişkisel derece Eşitlik 4.33 kullanılarak elde edilmiştir. Çizelge 5.1’de çalışmada elde edilen performans sonuçları için gri ilişkisel analiz verilerinin normalizasyonu, gri ilişkisel katsayısı, gri ilişki derecesi ve gri ilişki derece sıralaması verilmiştir.

Elde edilen gri ilişkisel derecelere göre Taguchi metodolojisi ile en büyük en iyi yaklaşımı kullanılarak (Eş. 4.26) yapılan değerlendirme sonucunda Çizelge 5.3’teki ana etki ve Şekil 5.8’deki S/N grafikleri elde edilmiştir (Minitab 19). Çizelgede işleme parametrelerinin en yüksek değeri optimum değeri, delta sütunu ve etki sırası ise parametrelerin önem derecesini ifade eder. Çizelge 5.4’e göre A1B2C1D2 optimum parametre değeri olarak görülmektedir. Böylece eğimli nozul tipi, 5 nozullu, 200 kPa basınç ve karbondioksit akışkan optimum parametre belirlenmiştir. Belirlenen koşullarda en uygun performans sonuçları $\Delta T= 31$ K, COP= 0.414904 ve $\eta_{II}= \% 5,6726$ değerindedir. Şekil 5.8’deki grafikler yardımı ile başlangıç parametrelerinin doğruluğu kontrol edilmiş ve tahmini gri ilişkisel derece (GİD) sonuçları elde edilmiştir.

Çizelge 5.3. Gri ilişkisel analiz sonuçları ve sıralama

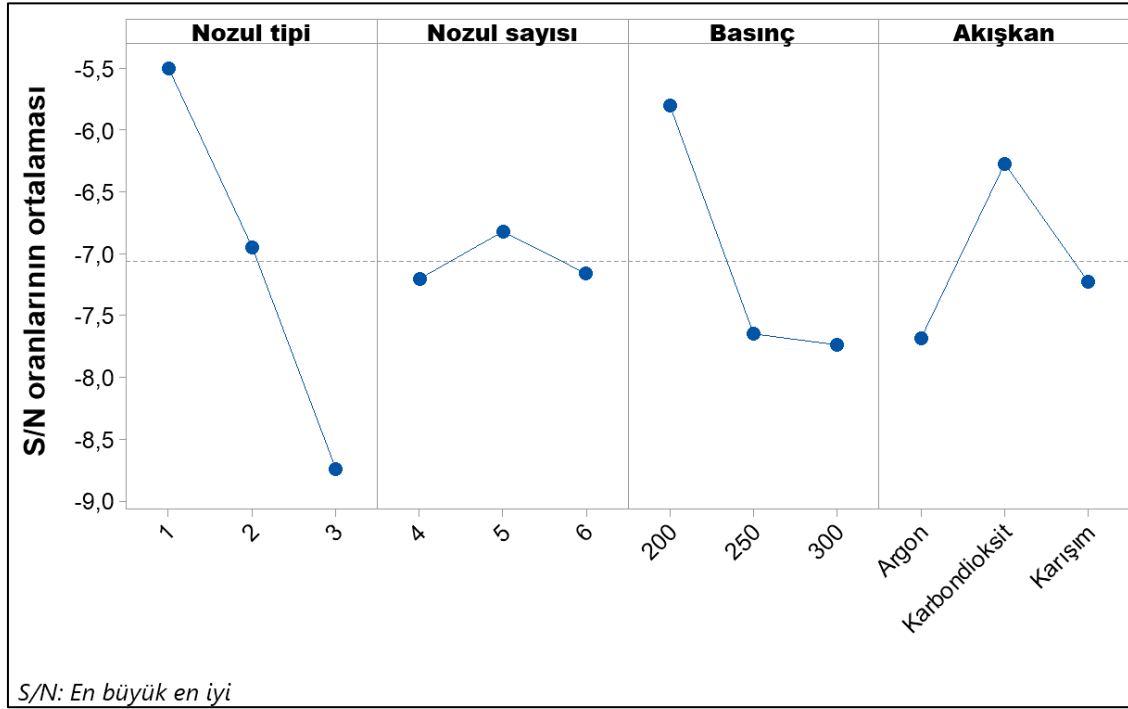
Deney no	Normalize Edilen Değerler			Katsayılar			GRG	Sıra
	Nor ΔT	Nor COP	Nor η_{II}	ΔT	COP	η_{II}		
1	0,920213	0,16271	0,074028	0,862385	0,37389	0,350638	0,528971	5
2	0,577128	0,563956	0,550401	0,541787	0,534163	0,526538	0,534163	4
3	0,856383	0,146846	0,106936	0,77686	0,369507	0,358921	0,501762	8
4	0,75266	1	1	0,669039	1	1	0,88968	1
5	0,603723	0,191448	0,149604	0,557864	0,382102	0,370262	0,436742	13
6	0,680851	0,076844	0,051078	0,61039	0,351332	0,345084	0,435602	14
7	1	0,316615	0,168553	1	0,422517	0,375531	0,599349	2
8	0,768617	0,117718	0,060905	0,683636	0,361721	0,347441	0,464266	10
9	0,404255	0,462538	0,624686	0,456311	0,481945	0,571224	0,50316	7
10	0,739362	0,2481	0,145882	0,657343	0,399393	0,369244	0,475327	9
11	0,359043	0,437699	0,400759	0,438228	0,470677	0,454859	0,454588	11
12	0,56383	0,119789	0,105398	0,534091	0,362263	0,358525	0,418293	15
13	0,617021	0,736775	0,544519	0,566265	0,655114	0,523297	0,581559	3
14	0,50266	0,159698	0,122156	0,501333	0,37305	0,362886	0,412423	17
15	0,526596	0,054434	0,038792	0,513661	0,345885	0,342183	0,400576	19
16	0,744681	0,36976	0,266579	0,661972	0,442384	0,405377	0,503244	6
17	0,571809	0,080659	0,039674	0,538682	0,352276	0,342389	0,411116	18
18	0,316489	0,2988	0,28685	0,422472	0,41625	0,41215	0,416957	16
19	0,210106	0,059447	0,042356	0,387629	0,347089	0,343019	0,359246	22
20	0,023936	0,161756	0,120357	0,338739	0,373624	0,362413	0,358258	23
21	0,103723	0,031533	0,056943	0,358095	0,340491	0,346487	0,348358	25
22	0,255319	0,475328	0,322508	0,401709	0,487961	0,424631	0,4381	12
23	0,077128	0,080322	0,102158	0,351402	0,352192	0,357694	0,353763	24
24	0,066489	0,001947	0	0,348794	0,333767	0,333333	0,338631	27
25	0,369681	0,202731	0,132553	0,442353	0,385425	0,365645	0,397808	20
26	0,050532	0	0,066947	0,344954	0,333333	0,348905	0,342398	26
27	0	0,202669	0,166689	0,333333	0,385407	0,375006	0,364582	21

Çizelge 5.4. Deney parametreleri ve seviyeleri

Sembol	Parametreler	Seviyeler		
		1	2	3
A	Nozul Tipi	Eğimli	Çiçek	S tipi
B	Nozul Sayısı	4	5	6
C	Basınç	200 kPa	250 kPa	300 kPa
D	Akışkan	Argon	Karbondioksit	Karışım

Çizelge 5.5. Deneysel parametrelerinin değişken etkileri

Parametreler	Seviye 1	Seviye 2	Seviye 3	Delta	Etki Sırası
Nozul tipi	0,5437	0,4527	0,3668	0,1769	1
Nozul sayısı	0,4421	0,4763	0,4448	0,0342	4
Basınç	0,5304	0,4186	0,4142	0,1162	2
Akışkan	0,4173	0,5046	0,4413	0,0873	3



Şekil 5.8. S/N grafiği

Çizelge 5.6. Anova analizi

Parametre	DF	Seq SS	Etki Yüzdesi	Adj SS	Adj MS	F-Değeri	P-Değeri
Nozul tipi	2	0,140941	42,30%	0,140941	0,070471	17,82	0,000
Nozul sayısı	2	0,006529	1,96%	0,006529	0,003264	0,83	0,454
Basınç	2	0,077983	23,41%	0,077983	0,038991	9,86	0,001
Akışkan	2	0,036544	10,97%	0,036544	0,018272	4,62	0,024
Hata	18	0,071172	21,36%	0,071172	0,003954		
Total	26	0,333169	100,00%				

İşleme parametrelerinin çoklu yanıt üzerindeki etkisini kapsamlı şekilde tanımlama amacı ile gri ilişkisel dereceler için %95 güven düzeyinde varyans analizi (ANOVA) kullanılmıştır. P değeri sınır şartına göre ΔT , COP ve η_{II} parametrelerinin etkisinin için gri ilişkisel derece

(GİD) üzerinde önemli etkiye sahip olduğu görülmektedir. Çizelge 5.6 incelendiğinde; nozul tipi %42,30 ile en önemli parametre olduğunu; ardından performans sonuçlarına sırasıyla basınç %23,41, akışkan %10,97 ve nozul sayısı %1,96 oranında etkisini göstermektedir.

Çizelge 5.7. Tahmini ve deneysel sonuçların karşılaştırması

Seviye	Başlangıç Parametresi	Optimum Parametreler	
		Tahmini	Deneysel
Gri ilişkisel katsayı	<i>A2B3C2D3</i>	<i>A1B2C1D2</i>	<i>A1B2C1D2</i>
	0.5059	0.6918	0.8897
GRG'deki tahmin ve doğrulama iyileşme oranı = %28.61			
GRG'deki başlangıç ve doğrulama iyileşme oranı = %75.86			

Yapılan analiz sonucunda belirlenen optimum parametrelerde (eğimli nozul tipi, 5 nozullu, 200 kPa basınç ve karbondioksit akışkan) doğrulama deneyi yapılarak GİD'deki iyileşme miktarı belirlenmiştir. Bu deney sonrasında elde edilen ΔT , COP ve η_{II} için gri ilişkisel derece 0,8897 olarak belirlenmiştir. Doğrulama deney sonuçları başlangıç parametresi olan çiçek nozul tipi, 6 nozullu, 250 kPa basınç ve karışım akışkan ($A_2B_3C_2D_3$) parametresine göre %75,86 oranında iyileşme sağlamıştır. Deneysel sonuçlar tahmini sonuçlardan %2,21 daha iyidir. Çizelge 5.7'de tahmini gri ilişkisel derece ve optimum parametrelerde deneysel gri ilişkisel derece sonuçları karşılaştırmalı olarak verilmiştir. Ayrıca çizelgede tahmini ve deneysel sonuçlar arasındaki iyileşme oranında %28,61 olarak belirlenmiştir.

6. SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada, farklı geometrik yapılarda vorteks üreteçleri (jeneratörler) kullanılarak farklı akışkan tipleri için (Argon, CO₂ ve karışım gazı) Ranque-Hilsch vorteks tüpü performansı termodinamik açıdan deneysel olarak optimize edilerek incelenmiştir. Termodinamik değerlendirmede sistemin etkinlik katsayısı (COP) ve termodinamiğin 1. ve 2. yasası analiz edilmiştir. Yapılan çalışmada 3 farklı üreteçler (jeneratörler) eğimli, S tipi ve çiçek tipi olmak üzere üretilmiş ve farklı basınç, nozul sayısı ve akışkan tiplerine bağlı olarak gri ilişkisel yöntem kullanılarak en iyi performans/analiz sonucuna sahip Ranque-Hilsch vorteks tüpü çalışma parametresi belirlenmiştir. Yapılan analizlerde L₉ deney tasarımı Taguchi optimizasyon yöntemi göre analizler yapılmıştır. Optimizasyonda 4, 5 ve 6 nozul sayısı, eğimli, çiçek ve s tipi olarak adlandırılan 3 farklı nozul tipinde toplam 9 farklı vorteks üreteci, basınçlı akışkan olarak argon, karbondioksit ve karışım gazlarının 200, 250 ve 300 kPa basınçlarla vorteks tüpüne uygulanmasıyla elde edilen verilerle ΔT , COP ve η_{II} hesaplanmış ve gri ilişkisel analiz metodu uygulanarak aşağıda sonuçlar elde edilmiştir.

Argon, CO₂ ve karışım gazı kullanılan sistemlerde basınç arttıkça ekserji kaybı ve tersinmezlik artmaktadır. Argon gazı kullanılarak eğimli, S tipi ve çiçek yapsındaki üreteçlerde 200 kPa ve 300 kPa için $E_{kayıp}$ 47,05 kJ/kg ve 72,27 kJ/kg olarak değişmektedir. Birim zamandaki tersinmezlik ise sırasıyla 0,216 kW ve 0,332 kW arasında değişim göstermektedir. CO₂ gazı kullanılarak eğimli, S tipi ve çiçek yapsındaki üreteçlerde 200 kPa ve 300 kPa için $E_{kayıp}$ 39,56 kJ/kg ve 64,69 kJ/kg olarak değişmektedir. Birim zamandaki tersinmezlik ise sırasıyla 0,182 kW ve 0,297 kW arasında değişim göstermektedir. Karışım gazı kullanılarak eğimli, S tipi ve çiçek yapsındaki üreteçlerde 200 kPa ve 300 kPa için $E_{kayıp}$ 46,27 kJ/kg ve 71,47 kJ/kg olarak değişmektedir. Birim zamandaki tersinmezlik ise sırasıyla 0,212 kW ve 0,328 kW arasında değişim göstermektedir.

Argon, CO₂ ve karışım gazı kullanılan sistemlerde basınç arttıkça termodinamiğin 2. Yasası ekserji verimi (η_{II}) azalmaktadır. Argon gazı kullanılarak eğimli, S tipi ve çiçek yapsındaki üreteçlerde 200 kPa ve 300 kPa için η_{II} değerleri 0,006719 ve 0,014014 arasındadır. CO₂ gazı kullanılarak eğimli, S tipi ve çiçek yapsındaki üreteçlerde 200 kPa ve 300 kPa için η_{II} değerleri 0,012738 ve 0,056726 arasındadır. Karışım gazı kullanılarak eğimli, S tipi ve çiçek

yapsındaki üreteçlerde 200 kPa ve 300 kPa için η_{II} değerleri 0,009567 ve 0,012828 arasında değişmektedir.

- ✓ Tersinmezlik açısından değerlendirildiğinde en fazla tersinmezlik argon gazı kullanıldığında gerçekleşirken, belirlenen parametreler kapsamında en az tersinmezlik CO₂ gazı kullanıldığında elde edilmiştir. Ayrıca belirlenen parametreler çerçevesinde en iyi ekserji verimi (η_{II}), CO₂ gazı kullanılan sistemlerde sağlanacağı tespit edilmiştir.
- ✓ Karışım gazı ekserji açısından değerlendirildiğinde argon gazı kullanan sistemlere göre daha avantajlı durumda iken, CO₂ gazı kullanılan sisteme göre daha düşük ekserji verimine sahiptir.
- ✓ Gri ilişkisel Taguchi optimizasyon yöntemine göre değerlendirildiğinde belirlenen parametreler çevrevesinde en düşük tersinmezlik ve en iyi ekserji verimi A1B2C1D2 parametrelerinde eğimli üreteç, 5 nozul sayılı, 200 kPa basınç ve CO₂ soğutucu akışkanında elde edilmiştir.
- ✓ ANOVA analiz sonuçlarına göre COP, termodinamiğin 1. ve 2. yasa analiz sonuçlarında çalışma şartlarında belirlenen parametrelerde üreteç tasarım tipinin %42,3; nozul sayısının %1,96; basıncın %23,41 ve akışkan türünün %10,97 oranında etkili olduğu belirlenmiştir. Bu çalışmada belirlenen parametreler için analiz sonuçlarına göre en etkili parametre %42,3 ile üreteç tasarım tipi olarak belirlenmiştir.
- ✓ Yapılan çalışmaların sonucunda tasarlanan üreteç tiplerinden literatürde tanımlandığı gibi eğimli tip olarak nitelendirilen üreteç oluşturduğu amacı gereği oluşturduğu merkezkaç kuvveti ile büyük avantaj sağlamaktadır. Bu çalışma ile başka çalışmalarda yapılacak tasarımlarda radyal akışa yakın tasarımlardan ziyade merkezkaç kuvvetleri oluşturarak performansa katkı sağlayan tasarımların gözönüne alınması gerektiği sonucuna varılmıştır.

Bundan sonra yapılabilecek çalışmalarda aşağıda belirtilen aşağıda belirtilen öneriler göz önüne alınabilir;

- Yapılan çalışmalarda yapay zeka uygulaması gerçekleştirilebilir.
- Belirlenen parametreler doğrultusunda akış (CFD) analizleri gerçekleştirilebilir.
- Farklı tip soğutucular kullanılarak seri ve paralel tip RHVT tasarlanak performans analizleri gerçekleştirilebilir.

- Üreteçler farklı malzemelerden üretilerek performans etkisi incelenebilir.
- Farklı çap ve gövde uzunluklarındaki vorteks tüplerinin performansı incelenebilir.
- Farklı materyaller ile üretilen vorteks tüplerin performansı incelenebilir.
- Daha yüksek merkezkaç kuvveti oluşturabilecek nozul kanallarına sahip vorteks üretici tasarımları geliştirilebilir.

KAYNAKLAR

1. Özgür, A.E., Selbaş, R., Üçgül, İ. (2001). *Vorteks Tüpler ile Soğutma Uygulamaları*. V.Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi ve Sergisi Bildiriler Kitabı, 387-397.
2. Mohammadi, S., Farhadi, F. (2013). Experimental analysis of a Ranque-Hilsch vortex tube for optimizing nozzle numbers and diameter. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 500–506.
3. Kirmaci, V. (2007). Vorteks tüpünde akışkan olarak kullanılan hava, oksjen, karbondokst, karışım gazının soğutma-ısıtma sıcaklık performanslarının deneysel olarak incelenmesi. *Afyon Kocatepe Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 7(2), 181-190.
4. Avcı, M. (2013). The effects of nozzle aspect ratio and nozzle number on the performance of the Ranque-Hilsch vortex tube. *Applied Thermal Engineering*, 50(1), 302–308
5. Kirmaci, V.(2007). Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava Ve Argonun Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi. *Celal Bayar Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, 3(2), 191-199.
6. Kirmaci, V.(2007). Akışkan olarak hava ve argon kullanılan vorteks tüpünde enerji ve ekserji analizi. *BAÜ Fen Bilimleri Dergisi*, 9(1), 32-44.
7. Dincer, K., Yilmaz, Y., Berber, A., Baskaya, S. (2011) Experimental investigation of performance of hot cascade type Ranque–Hilsch vortex tube and exergy analysis. *International Journal of Refrigeration*, 34(4), 1117–1124.
8. Kırmacı, V. (2017). Seri ve Paralel Bağlı Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpün Isıtma–Soğutma Performansının Karşılaştırılması. *Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi Part C: Tasarım ve Teknoloji*, 5(4), 159-168.
9. Devade, K., Pise, A. (2012). Investigation of Refrigeration Effect Using Short Divergent Vortex Tube. *International Journal of Earth Sciences and Engineering*, 5(1). 378-384.
10. Kırmacı, V. (2017). Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüplerde Farklı Uzunluk Çapa Oranındaki Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi. *Cumhuriyet Science Journal*, 38(4), 813–821.
11. Liang, F., Xu, C., Tang, G., Wang, J., Wang, C., Wang, Z., Li, N. (2021). Experimental investigation on improving the energy separation efficiency of vortex tube by optimizing the structure of vortex generator. *Applied Thermal Engineering* 195(1), 535-546.

12. Alizadeh, M. (2019). Numerical Investigation on Heat Transfer in a Vortex Tube. *Progress in Solar Energy and Engineering Systems*, 3(1), 28–35.
13. Kırmacı, V. (2007). Altı Nozullu Vorteks Tüpünün Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 10(4), 377–381.
14. Sarifudin, A., Wijayanto, D., Widiastuti, I. (2019). Parameters optimization of tube type, pressure, and mass fraction on vortex tube performance using the Taguchi method. *International Journal of Heat and Technology*, 37(2), 597–604.
15. Jadhav, S., Devade, K. (2018). Experimental Investigation of Multi Nozzle Vortex Tube. *International Journal on Theoretical and Applied Research in Mechanical Engineering*, 7(1), 16-21.
16. Eiamsa-ard, S. (2010). Experimental investigation of energy separation in a counter-flow Ranque–Hilsch vortex tube with multiple inlet snail entries. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 37(6), 637–643.
17. Agrawal, N., Naik, S., Gawale, Y. (2014). Experimental investigation of vortex tube using natural substances. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 52, 51–55.
18. Devade, K., Pise, A. (2014). *Comparative Study of Short Straight Divergent Vortex Tube and Long Convergent Vortex Tube Applications of vortex tube*. 28(3), 58-66.
19. Dinçer, K., Başkaya, Ş. (2009). Ekserji Analiz Metoduyla Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpün Tapa Açısının Ekserji Verimliliğine Etkisinin Değerlendirilmesi. *Gazi Üniversitesi Mühendislik ve Mimarlık Fakültesi Dergisi*, 24(3), 533-538.
20. Kaya, H. (2020). Artificial neural network analysis for performance of parallel connected vortex tubes. *El-Cezeri Journal of Science and Engineering*, 7(3), 1509–1517.
21. Dincer, K., Baskaya, S., Uysal, B., Uçgul, I. (2009). Experimental investigation of the performance of a Ranque–Hilsch vortex tube with regard to a plug located at the hot outlet. *International Journal of Refrigeration*, 32(1), 87–94.
22. Kaçmaz, H. (2010). *Bir Vorteks Tüpünde Farklı Gazların Isıl Ve Akış Performanslarının Sayısal İncelenmesi*. Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Kayseri.
23. Dincer, K., Tasdemir, S., Baskaya, S., Uysal, B. (2008). Modeling of the effects of length to diameter ratio and nozzle number on the performance of counterflow Ranque–Hilsch vortex tubes using artificial neural networks. *Applied Thermal Engineering*, 28 (17–18), 2380–2390.

24. Topçuoğlu, Ü. (2018) *Karşıt akışlı kaskad ranque-hilsch vorteks tüpünde farklı nozul malzemelerinde enerji-ekserji analizlerinin deneysel olarak incelenmesi*. Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Bartın, 77.
25. Şahin, Y. (2013). *Karşıt Akışlı Konik Vorteks Tüp Karakteristiklerinin İncelenmesi*. Gümüşhane Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü , Yüksek Lisans Tezi, Gümüşhane, 123.
26. Dinçer, K. (2005). *Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpün Performansının İncelenmesi*. Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Ankara, 257.
27. Markal, B. (2010). *Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Enerji Ayrışmasının Deneysel Ve Termodinamik İncelenmesi*. Karadeniz Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Trabzon, 274.
28. Subudhi, S., Sen, M. (2015). Review of Ranque–Hilsch vortex tube experiments using air,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 52, 172–178.
29. Farzaneh-Gord, M., Sadi, M. (2014). Improving vortex tube performance based on vortex generator design. *Energy*, 72, 492–500.
30. Hamdan, M., Al-Omari, S., Oweimer, A. (2018). Experimental study of vortex tube energy separation under different tube design. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 91, 306–311.
31. Kaya, H. (2021). Evaluation of performance of parallel connected vortex tubes using air, oxygen and carbondioxide with Taguchi method. *Heat And Mass Transfer*, 57, 165-174.
32. Gökçe, H. (2021). Evaluation and Optimization of O₂ Used Ranque-Hilsch Vortex Tube Performance. *Energy Sources*, 43(13), 1566–1576,
33. Koç, S. (2003). *Kritik ünitelerin performansını etkileyen faktörlerin deneysel tasarım yöntemi ile optimizasyonu.*, Çukurova Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Adana, 162.
34. Pinar, A., Uluer, O., Kırmacı, V. (2009). Statistical assessment of counter-flow vortex tube performance for different nozzle numbers, cold mass fractions, and inlet pressures via taguchi method. *Experimental Heat Transfer*, 22(4), 271–282.
35. Gökçe, H. (2020). Optimization of Ranque–Hilsch vortex tube performances via Taguchi method,” *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 42, 558.

36. Kumar, R., Sudheer, N., Babu, K. (2020). Multi-attribute decision making parametric optimization in two-stage hot cascade vortex tube through grey relational analysis. *International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, 11(9), 472-481.
37. Kumar, G., Padmanabhan, G., Sarma, B. (2016). Simultaneous Optimization Of Hot And Cold Outlet Air Temperatures Of Vortex Tube Using Grey Relational Analysis And Taguchi Method. *Journal of Engineering Science and Technology*, 11(11), 1543-1553.
38. Cebeci, İ., Kirmaci, V. (2015). Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Kullanılan Alüminyumun ve Çelik Nozul Malzemesinin Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi, *Akademik Platform*, 15(2), 1476-1484.
39. Özgür, A.E. (2001). *Vorteks Tüplerin Çalışma Kriterlerine Etki Eden Faktörlerin Ve Endüstrideki Kullanım Alanlarının Tespiti*, Süleyman Demirel Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Isparta, 83.
40. Kinagu, H. M. (2017). *Yüksek Enerji Ayrıştırma Etkisine Sahip Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü Tasarımı Geliştirilmesi Ve Bilgisayar Destekli Optimizasyonu*, Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Bursa, 136.
41. Günver, F. (2018). *Paralel bağlı karşıt akışlı ranque-hilsch vorteks tüpün enerji-ekserji analizlerinin deneysel olarak incelenmesi*, Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Bartın, 71.
42. Kılıç, H. (2022). *Titanyum Di-Borid İle Fonksiyonel Olarak Derecelendirilmiş Alüminyum Ana Yapılı Kompozitlerin Aşınma Davranışlarının Taguchi Yaklaşımıyla İncelenmesi*, Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, İstanbul, 90.
43. Çakıroğlu, R.(2011). *Delik Delme İşlemlerinde Kesme Parametrelerine Bağlı Olarak Oluşan Sıcaklığın Modellenmesi*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi , Ankara, 96.
44. Aydan, E.(2018). *Çok Kriterli Karar Verme Teknikleri İle E-Atık Geri Kazanım Tesisi Yer Seçimi*. Pamukkale Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Yüksek Lisans Tezi, Denizli, 143.
45. Ata, İ. (2017). *Güneş Enerjisi Destekli Hava Isıtıcısı Performansının Deneysel İncelenmesi Ve Gri İlişkisel Analiz Yöntemi İle Optimizasyonu*, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Doktora Tezi, Ankara, 165.
46. Çengel, Y. A., Boles, M. A. (2007). *Thermodynamics: An Engineering Approach*, 6th Edition, Singapore:McGraw-Hill, 433-496.

47. Liang, F., Tang, G., Xu, C., Wang, C., Wang, Z., Wang, J., Li, N. (2021). Experimental investigation on improving the energy separation efficiency of vortex tube by optimizing the structure of vortex generator, *International Journal of Refrigeration*, 131, 535-546.
48. Aghagoli, A., Sorin, M. (2019). Thermodynamic performance of a CO₂ vortex tube based on 3D CFD flow analysis, *International Journal of Refrigeration*, 108, 124-137.



GAZİ GELECEKTİR..