



## Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüplerde Farklı Uzunluk Çapa Oranındaki Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi

*Volkan KIRMACI*

*Bartın Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, Bartın / TÜRKİYE*

Received: 07.04.2017; Accepted: 30.10.2017

<http://dx.doi.org/10.17776/csj.349343>

**Özet:** Bu çalışmada, 6 nozullu karşıt akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü deneysel olarak incelenmiştir. Uzunluğunun çapa oranı (L/D) 10 ve 12.5 olan karşıt akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde 200 kPa' dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı akışkan olarak hava kullanılmıştır. L/D 10 ve 12.5 oranlarında oluşan enerji ayrışma olayı deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçları grafiklerle değerlendirilerek performanslarının artırılmasına yönelik önerilerde bulunulmuştur.

**Anahtar Kelimeler:** Ranque-Hilsch vorteks tüp, Enerji ayrışımı, Soğutma.

## Experimental Investigation of Cooling - Heating Performance of Counter Flow Ranque-Hilsch Vortex Tubes Having Different Length Diameter Ratio

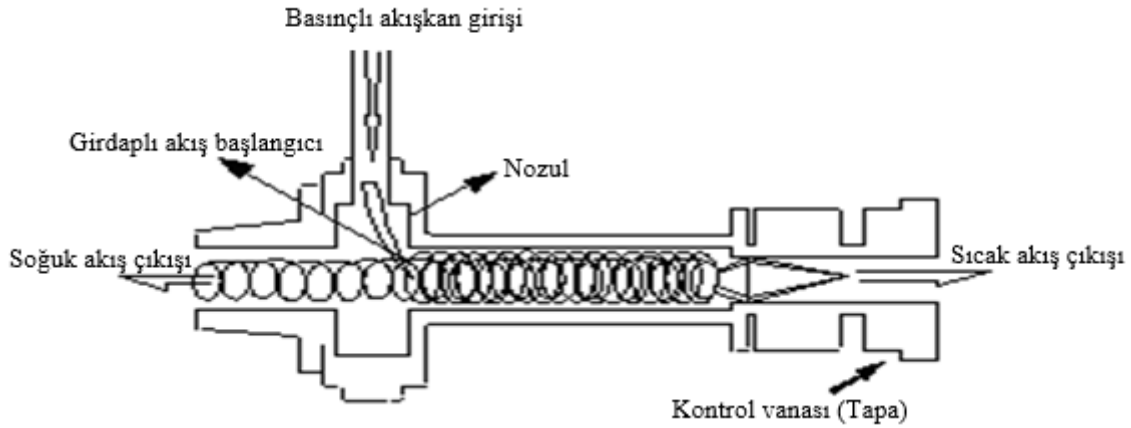
**Abstract:** In this study, a counter flow Ranque-Hilsch Vortex Tube having 6 nozzles was experimentally investigated. The vortex tube's Length – diameter (L/D) ratios were 10 and 12.5 and compressed air was used as working fluid and the pressure values have been arranged from 200 kPa to 600 kPa with 50 kPa increment. Energy separation fact was experimentally investigated at L/D=10 and L/D=12.5. Suggestions about enhancement of vortex tube performance were indicated by evaluating experimental results using graphs.

**Keywords:** Ranque-Hilsch vortex tube, Energy separation, Cooling.

### 1. GİRİŞ

George Joseph Ranque tarafından 1931 yılında keşfedilen ve Rudolph Hilsch tarafından 1947 yılında geliştirilmiş olan vorteks tüpleri, iki araştırmacının isimleri ile Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü (RHVT) olarak adlandırılmaktadırlar [1, 2]. RHVT, kontrol vanası hariç hareketli bir parçası bulunmayan basit bir boru sistemdir. RHVT basınçlı akışkan ile çalışarak, aynı anda hem ısıtma hem de soğutma işlemi meydana gelir [3, 4]. Ebatlarının küçük olması, rejime hızlı girmesi, herhangi bir soğutucu akışkana ihtiyaç

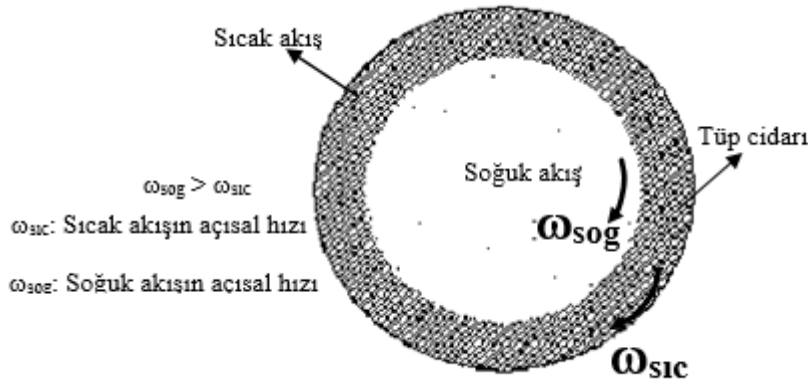
olmamasından çevresel açıdan zararlı olmamalarından dolayı RHVT'ler günümüzde birçok ısıtma ve soğutma problemine çözüm olabilmektedirler [5, 6]. RHVT'ler akış özelliklerine göre, karşıt akışlı ve paralel akışlı olmak üzere ikiye ayrılmasına rağmen, tüm RHVT'ler çalışma prensipleri aynıdır. Şekil 1 de bu çalışmada kullanılan karşıt akışlı RHVT çalışma prensibi verilmiştir.



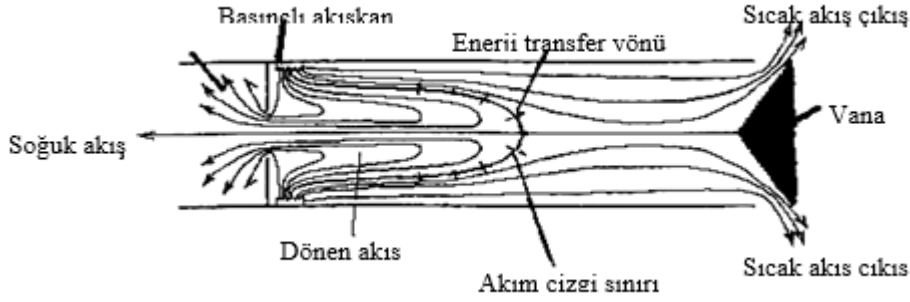
Şekil 1. Deneysel sistemde kullanılan karşıt akışlı RHVT yapısı [7].

Şekil 2 ve Şekil 3’de RHVT’ler ile aynı anda hem sıcak hem de soğuk akış elde edilmesi gösterildiği gibi iki farklı açısal hızlarda dönen akış arasında oluşan mekanik enerji transferidir. RHVT’ne basınçlı akışkan, giriş ağzında yer alan nozuldan geçerek teğetsel olarak girer. Tüp girişindeki nozul ile basınçlı olan giriş akışkanının basıncını düşürülerek hızın artmasını sağlamaktır. Nozuldan geçen akışkan, tüpe giren basınçlı akışkana bağımlı olarak tüpün silindirik yapısından dolayı çok yüksek açısal hızlarda dönmeye başlar. Bu dönme esnasında, akış merkezkaç kuvvetin etkisi ile tüp cidarına doğru açılmaya başlar. Bunun sonucunda da tüp merkezindeki akışkan ile tüp cidarındaki akışkan arasında basınç farkı oluşur. Oluşan basınç farkı sonucu ile akış radyal yönde merkeze doğru genişler. Merkezdeki akışın açısal hızı, açısal momentumun korunumu ilkesinden dolayı tüp cidarındaki akışın açısal hızından daha yüksek

değerdedir. Bundan dolayı tüp içerisinde iki farklı hızlarda dönen iki akış oluşur. Merkezdeki akış daha yüksek hıza sahip olduğundan dolayı yüzeydeki akışı hızlanarak merkezdeki akıştan cidardaki akışa mekanik enerji transferi oluşur. Mekanik enerjisi azalan merkezdeki akış soğuk akış, tüp cidardaki sürtünme etkisi ve merkezdeki akıştan aldığı mekanik enerjiden dolayı tüp cidarındaki akış sıcak akıştır. Karşıt akışlı RHVT şekil 1’de gösterildiği gibi, soğuk akış, sıcak akışın çıktığı uçta bulunan vananın etkisi ile bir durgunluk noktasından sonra akış geriye doğru yönelir. Bunun sonucunda, RHVT’lerde aynı anda bir ucundan soğuk akış diğer ucundan ise sıcak akış elde edilir. RHVT de uzunluğun tüp çapına oranı, imal edilmiş olduğu malzeme, nozul sayısı, akışkanın girişteki hızı ve basınç değeri RHVT elde edilen soğuk ve sıcak akış sıcaklığını etkileyen faktörlerdir [8-13].



Şekil 2. RHVT içindeki sıcak ve soğuk akış [8].



Şekil 3. Karşıt akışlı RHVT sıcak ve soğuk akış [14].

Kırmacı ve Uluer (2008), yaptıkları deneysel çalışmada orifis nozul sayısının ve karşıt akışlı RHVT giriş basıncının, karşıt akışlı RHVT ısıtma ve soğutma performanslarına olan etkisini deneysel incelemişlerdir. Deneylein sonucunda, sıcak ve soğuk çıkışlar arasındaki sıcaklık farkının; artan giriş basıncıyla arttığı, artan nozul sayısı ile azaldığını tespit etmişlerdir [15]. Dinçer ve Başkaya (2009), yaptıkları çalışmada karşıt akışlı RHVT'yi açık bir sistem olarak ele alarak ekserji analizi metodu ile tapa açısının ekserji verimliliğine etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Ekserji verimliliğinin, karşıt akışlı RHVT giriş basıncının düşük değerlerinde düşük; artan basınç değerlerinde ise yüksek çıktığını bulmuşlardır [10]. Kırmacı (2009), yaptığı deneysel çalışmada Ranque-Hilsch vorteks tüpünde akışkan olarak hava ve oksijen kullanılarak farklı giriş basıncı ve farklı nozullarda sistemin ısıtma, soğutma performansını incelemiş ve enerji analizlerini yapmıştır [11]. Markal (2010), yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında deneysel olarak yeni bir vorteks üretici geometrisi tasarımı ile vorteks üretici uzunluğu, tüp uzunluğu, giriş basıncı ve tapa uç açısının sistem performansına olan etkisini incelemiştir [16]. Azeed vd. (2010), yaptıkları deneysel çalışmalarında uzunluğun çapa oranı ile soğuk çıkış orifis çapının performansa etkilerini deneysel incelemişlerdir. Çalışmalarının sonucunda; L/D oranının performansa doğrudan etkisi olduğunu ve artan L/D oranlarında enerji ayrışmasının arttığını, soğuk çıkış orifis çapının ayrışma ve vorteks tüp performansı için önemli bir parametre olduğunu bulmuşlardır [17]. Aydın v.d (2010), yaptıkları deneysel çalışmalarında vorteks tüplerin akış performansları ve tasarım

parametrelerini deneysel incelemişlerdir. Vorteks tüpüne farklı giriş basınçları altında değişik geometrik parametrelerde vorteks tüplerin ısı performanslarını deneysel incelemişlerdir. Bu değişken parametreler vorteks tüpünün uzunluğu, tüp çapı, nozul giriş sayısı ve açısı ayrıca kontrol valfi olarak belirlemişlerdir [18].

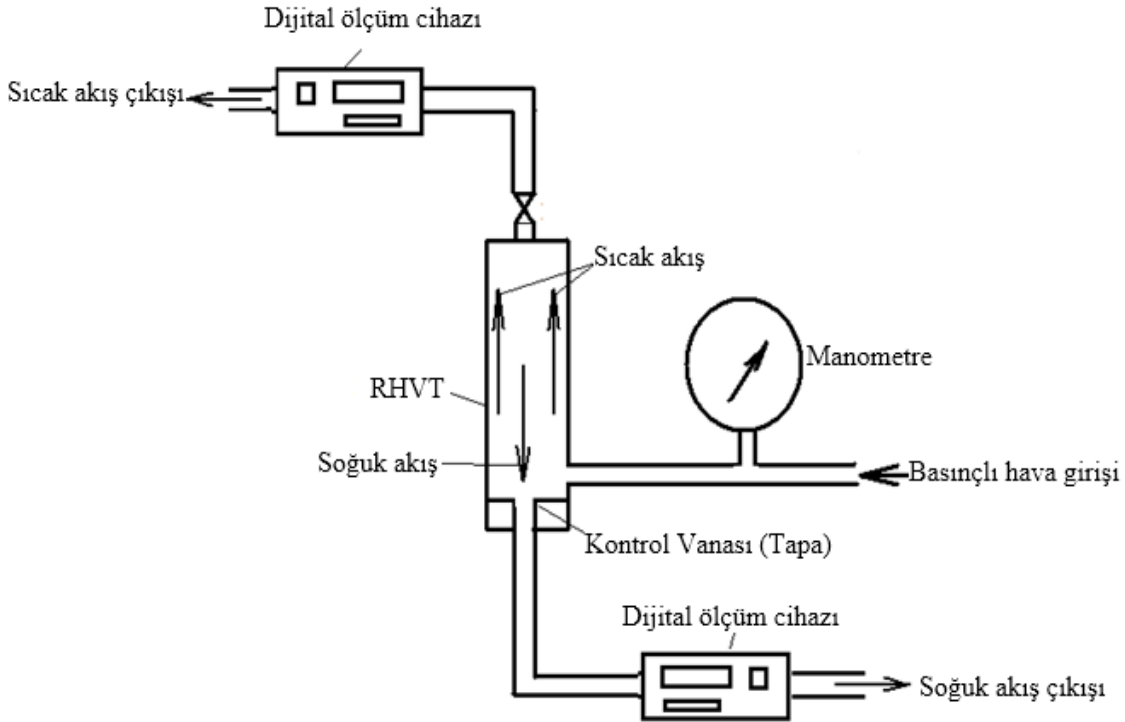
Bu çalışmada, iç çapı 10 mm (D), gövde uzunluğu 100 mm (L) ve iç çapı 8 mm (D), gövde uzunluğu 100 (L) olan karşıt akışlı RHVT'ler kullanılmıştır. RHVT'ler de polyamid, ve alüminyum malzemelerinden üretilmiş 6 Nozullu orifis kullanılmıştır. Deneysel çalışmada, uzunluğunun çapa oranı (L/D) 10 ve 12.5 olan RHVT'lerde giriş basıncı 200 kPa' dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı hava kullanılarak karşıt akışlı RHVT'lerin soğutma-ısıtma performansları deneysel olarak etkileşimini incelenmiş ve deneysel sonuçlar grafiklerle değerlendirilerek performanslarının artırılmasına yönelik önerilerde bulunulmuştur.

## 2. DENEYSEL SİSTEM

Deneysel çalışmada, L/D oranı 10 ve L/D oranı 12.5 olan iki adet karşıt akışlı RHVT kullanılmıştır. RHVT genişliği 55 cm, yüksekliği 33 cm, kalınlığı 1.2 mm olan bir sac levha üzerine yatay konumda Şekil 4'deki gibi yerleştirilmiştir. Şekil 5'de RHVT de kullanılan polyamid, ve alüminyum malzemelerinden üretilmiş 6 Nozullu orifisler verilmiştir. RHVT giren basınçlı havanın basıncını ölçmek için %5 hassasiyetinde PAKKENS marka gliserinli manometre, RHVT'den çıkan soğuk ve çıkış akışın hacimsel debilerini ölçmek için %1 hassasiyetinde TSI (Trust. Science, Innovation)

marka debimetreler kullanılmıştır. Kullanılan debimetreler RHVT'ün çıkışlarına bağlanmıştır. Bağlanan debimetre ile aynı anda basınç ve sıcaklık değerleri de okunmaktadır. Kullanılan TSI marka debimetrenin sıcaklık ölçüm hassasiyeti ölçüm % 1, basınç ölçüm hassasiyeti % 10 dur. RHVT sisteminin basınçlı hava kaynağını karşılamak için 15 kW'lık hava kompresörü kullanılmıştır. Sistem elemanları arasındaki bağlantılar basınca dayanıklı pnömatik hortum kullanılmıştır. RHVT'nün girişi ile hava kompresörü arasında, 10 bar basınç dayanımı olan pnömatik hortum, quick kuplin ile bağlanmıştır. Hava kompresörü çalıştırılmış ve RHVT akışkan girişindeki vana yardımıyla başlangıç basıncı olan 200 kPa'lık basınç ayarlanmıştır. Yapılan basınç ayarlamasından sonra RHVT'nün sıcak ve soğuk akışkan çıkışına monte edilen ölçüm cihazlarında (debimetre) okunan sıcaklık değerleri sabitleninceye kadar 200 kPa basınçlı hava,

kompresörden gönderilmiştir. RHVT girişteki basınç, RHVT'den çıkan soğuk akış ile sıcak akış sıcaklığı ve basınç değerleriyle birlikte hacimsel debileri de okunmuştur. Daha sonra 250 kPa olan basınç değerindeki deneye başlamadan önce RHVT'den çıkan soğuk ve sıcak akış sıcaklığını ölçmek için kullanılan ölçüm cihazlarında okunan sıcaklık değerleri ile ortam sıcaklığını ölçen dijital termometrenin gösterdiği değerleri sabit sıcaklık değerine gelinceye kadar beklenmiş ve okunan değerler eşitlendikten sonra 250 kPa olan basınç değerindeki deneyler yapılmaya başlanmıştır. Daha sonra da 300 ile 600 kPa basınç değerleri arasında polyamid ve alüminyum malzemesinden imal edilmiş olan nozullar için ayrı ayrı yapılmıştır. Deneylerde elde edilen sonuçların doğruluğu için bir deneyin 3 kez tekrarlanmış ve elde edilen değerlerin ortalamaları alınmıştır. Deneysel sistem ile yapılan tüm deneyler 21 °C'lik ortam sıcaklığında yapılmıştır.



Şekil 4. Deneysel sistem.



Şekil 5. Deneylerde kullanılan polyamid ve alüminyum malzemelerinden üretilmiş 6 nozullu orifisler

### 3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistem için kütlelenin korunumu,

$$\sum \dot{m}_{gir} = \sum \dot{m}_{çık} \quad (1)$$

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

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

şeklindedir [10, 11]. Denklem 1 RHVT için Denklem 2 gibi yazılabilir.

$$\dot{m}_{çık} = \dot{m}_a + \dot{m}_b \quad (2)$$

Denklem 3 de RHVT soğuk akışın kütleli debisinin girişteki akışkanın kütleli debisine oranı  $y_c$  olarak tanımlanmıştır.  $y_c$  oran RHVT performansını önemli ölçüde etkilemektedir.

$$y_c = \frac{\dot{m}_b}{\dot{m}_{gir}} \quad (3)$$

$\dot{m}_a$  : RHVT çıkan sıcak akışın kütleli debisi, kg/s

$\dot{m}_b$  : RHVT çıkan soğuk akışkanın kütleli debisidir, kg/s [1, 12].

Yapılmış olan deneysel çalışmada RHVT sıcak akış çıkış tarafında bulunan vana tam açık konumda bırakılmıştır. Dolayısıyla  $y_c$  oranı sabit tutulmuştur. Yapılan deneyler sırasındaki  $y_c$  değeri (0.36) sabit tutulmuştur. Girişteki akışkan sıcaklığı ( $T_{gir}$ ) ile sıcak uçtaki akış sıcaklık ( $T_{sck}$ ) farkı, sıcak akış sıcaklık farkı  $\Delta T_{sck}$  olarak tanımlanmış ve Denklem 4 de verilmiştir.

$$\Delta T_{sck} = T_{sck} - T_{gir} \quad (4)$$

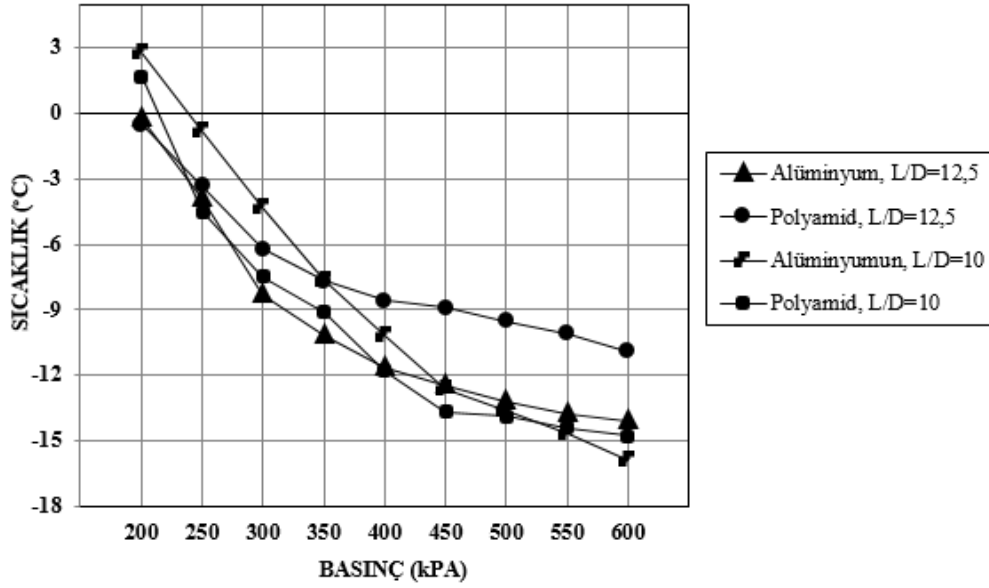
Girişteki akışkan sıcaklığı ( $T_{gir}$ ) ile soğuk uçtaki akış sıcaklık ( $T_{sgk}$ ) farkı, soğuk akış sıcaklık farkı  $\Delta T_{sgk}$  olarak tanımlanmış ve Denklem 5 de verilmiştir.

$$\Delta T_{sgk} = T_{sgk} - T_{gir} \quad (5)$$

RHVT deneysel sistemin performansı, sıcak akış sıcaklık farkı  $\Delta T_{sck}$  ile soğuk akış sıcaklık farkı  $\Delta T_{sgk}$  arasındaki farkı cinsinden Denklem 6 ile ifade edilmiştir [3, 13] (Pinar vd. 2009, Kırmacı vd. 2010, Cebeci vd. 2016 ).

$$\Delta T = T_{sck} - T_{sgk} \quad (6)$$

Uzunluğunun çapa oranı (L/D) 10 ve 12.5 olan karşıt akışlı RHVT’de polyamid ve alüminyum malzemesinden imal edilmiş 6 nozullu orfis kullanılan ve giriş basıncı 200 kPa’dan 50 kPa aralıklarla 600 kPa basınç değerine kadar RHVT giriş basıncı ile RHVT’ünden çıkan soğuk akış sıcaklığının ( $T_{sgk}$ ) değişimi Şekil 6’da verilmiştir.

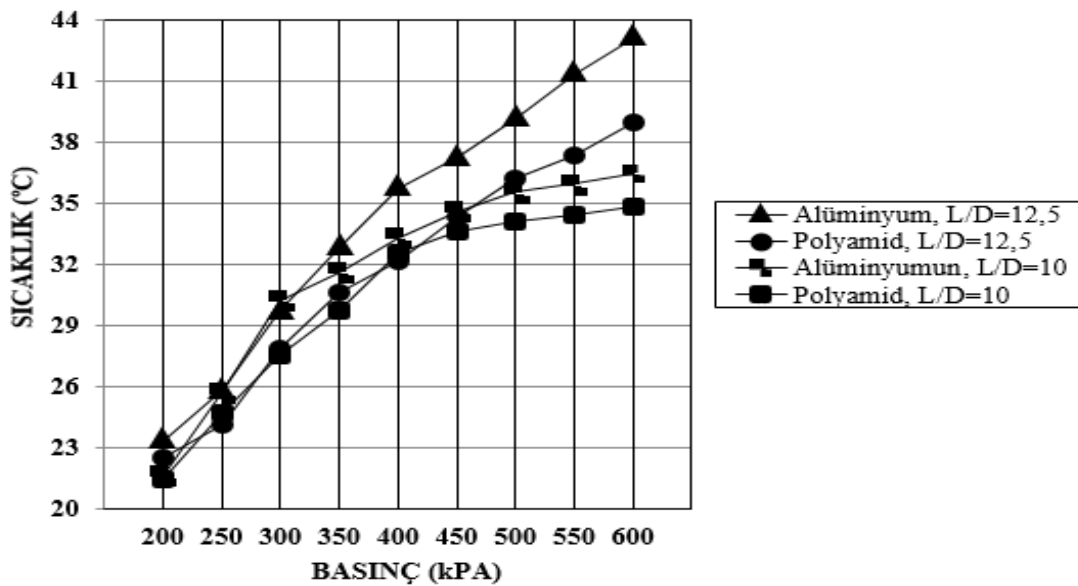


Şekil 6. L/D=10 ile L/D=12.5 olan karşıt akışlı RHVT giriş basınç ile  $T_{sgk}$  değişimleri

Polyamid ve alüminyum malzemesinden imal edilmiş olan 6 nozullu orifis ile L/D oranı 10 ve 12.5 olan RHVT için  $T_{sgk}$  değerleri karşılaştırıldığında, en düşük değer L/D oranı 10 olan alüminyum malzemeden üretilmiş nozulda ve 600 kPa giriş basınç değerinde  $-15.9^{\circ}\text{C}$ , en yüksek  $T_{sgk}$  değeri ise L/D oranı 10 olan alüminyum malzemeden üretilmiş nozulda ve 200 kPa değerinde  $2.8^{\circ}\text{C}$  olarak ölçülmüştür. Polyamid malzemeden üretilmiş nozul incelendiğinde ise en düşük  $T_{sgk}$  değeri L/D 10 olan ve 600 kPa giriş

basıncında  $-14,8^{\circ}\text{C}$  iken, en yüksek  $T_{sgk}$  değeri ise L/D 10 olan ve 200 kPa giriş basıncında  $1.7^{\circ}\text{C}$  olarak ölçülmüştür (Şekil 6).

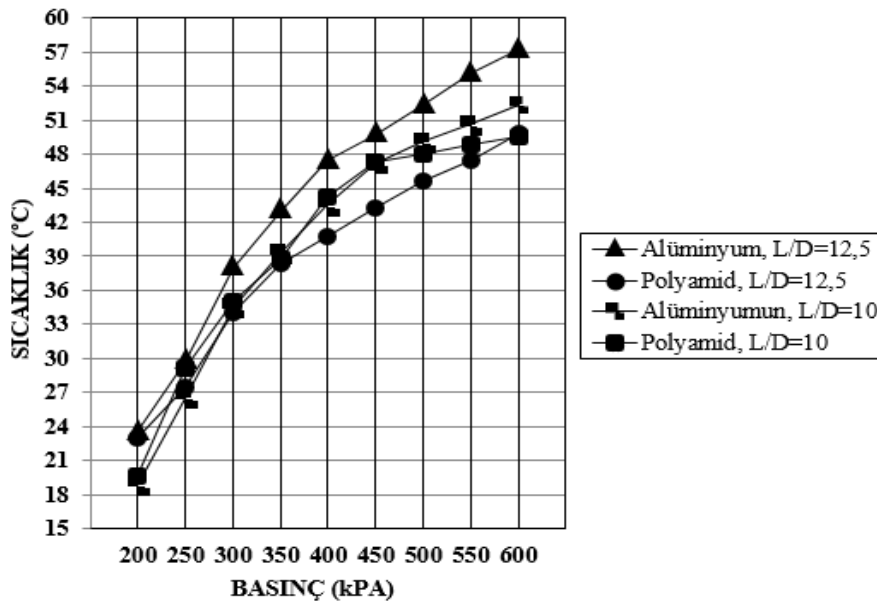
L/D 10 ve 12.5 olan RHVT'lerde giriş basıncı 200 kPa' dan 50 kPa aralıklarla 600 kPa basınç değerine kadar polyamid ve alüminyum malzemelerinden imal edilmiş olan 6 nozullu orifislerde karşıt akışlı RHVT'ünden çıkan sıcak akış sıcaklığının ( $T_{sck}$ ) RHVT giriş basıncı ile değişimi Şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 7. L/D=10 ile L/D=12.5 olan karşıt akışlı RHVT giriş basınç ile  $T_{sck}$  değişimleri.

Polyamid ve alüminyum malzemesinden imal edilmiş olan 6 nozullu orifisler ile L/D oranı 10 ve 12.5 olan RHVT için  $T_{\text{sk}}$  değerleri karşılaştırıldığında, en yüksek değeri L/D oranı 12.5 olan alüminyum malzemedan üretilmiş orifis ve 600 kPa giriş basınç değerinde 43.1 °C olduğu;, en düşük  $T_{\text{sk}}$  değeri ise L/D oranı 10 olan polyamid malzemedan üretilmiş orifis ve 200 kPa değerinde 21.4 °C olarak ölçülmüştür. (Şekil 7).

L/D 10 ve 12.5 olan RHVT'lerde giriş basıncı 200 kPa' dan 50 kPa aralıklarla 600 kPa basınç değerine kadar polyamid ve alüminyumun imal edilmiş olan 6 nozullu orifislerde karşıt akışlı RHVT performans değeri olarak kabul edilen  $\Delta T$  değeri RHVT giriş basıncı ile değişimi Şekil 8'de verilmiştir.



Şekil 8. L/D=10 ile L/D=12.5 olan karşıt akışlı RHVT giriş basınç ile  $\Delta T$  değişimleri.

Polyamid ve alüminyum malzemesinden imal edilmiş olan 6 nozullu orifis ile L/D oranı 10 ve 12.5 olan RHVT için  $\Delta T$  değerleri karşılaştırıldığında en yüksek  $\Delta T$  değeri L/D oranı 12.5 olan alüminyum malzemedan üretilmiş orifis ve 600 kPa giriş basınç değerinde 57.2 °C olduğu; en düşük  $\Delta T$  değeri ise L/D oranı 10 olan alüminyum malzemedan üretilmiş nozulda ve 200 kPa değerinde 18.8 °C olarak ölçülmüştür. Polyamid malzemedan üretilmiş orifis incelendiğinde de en yüksek  $\Delta T$  değeri L/D 12.5 olan ve 600 kPa giriş basıncında 49.8 °C iken, en düşük  $\Delta T$  değeri L/D 10 olan ve 200 kPa giriş basıncında 19.7 °C olarak ölçülmüştür.

#### 4. SONUÇ VE ÖNERİLER

Çalışmada, 200 kPa basınçtan başlayarak 50 kPa aralıklarla 600 kPa basınca kadar L/D oranı 10 ile 12.5 olan ve polyamid ve alüminyum malzemesinden yapılmış 6 nozullu orifisler için ayrı ayrı karşıt akışlı RHVT sisteminde deneyler yapılmıştır. Yapılan deneyler ile karşıt akışlı RHVT oluşan enerji ayrışma olayı L/D oranı 10 ve 12.5 ile polyamid ve alüminyum malzemesinden yapılmış 6 nozullu orifis incelenmiştir. Yapılan deneysel çalışmada  $y_c$  oranı sabit tutulmuştur. Karşıt akışlı RHVT giren havanın giriş basıncı arttırıldıkça, soğuk çıkıştaki akış sıcaklığı düşmektedir. L/D oranı 10 ile 12.5 aralarında mukayese edildiğinde, en düşük soğuk akış sıcaklığı L/D oranı 10 olan alüminyum

malzemeden üretilmiş 6 nozullu orifiste olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir (Şekil 6). Karşıt akışlı RHVT giren havanın giriş basıncı arttırıldıkça, sıcak çıkıştaki akış sıcaklığı yükselmektedir. L/D oranı 10 ile 12.5 aralarında mukayese edildiğinde, en yüksek sıcak akış sıcaklığı L/D oranı 12.5 olan alüminyum malzemeden üretilmiş 6 nozullu orifiste olduğu görülmektedir (Şekil 7). Sıcak çıkıştaki akış sıcaklığı ile soğuk çıkıştaki akış sıcaklığı arasındaki fark ( $T_{sck} - T_{sgk}$ ) L/D oranı 10 ile 12.5 aralarında mukayese edildiğinde, L/D oranı 12.5 olan ve alüminyum malzemeden üretilmiş 6 nozullu orifiste yüksek olduğu deneysel olarak görülmüştür (Şekil 8). Ayrıca Şekil 6, 7 ve 8 incelendiğinde giriş basıncı 450 kPa kadar  $T_{sgk}$ ,  $T_{sck}$  ve  $\Delta T$  değişimlerinin hızlı olduğu ancak 500 kPa sonra  $T_{sgk}$ ,  $T_{sck}$  ve  $\Delta T$  değişimlerinin azaldığı görülmektedir. Yapılan deneysel çalışma sonuçları dikkate alınır, karşıt akışlı RHVT'lerdeki L/D oranı ile giriş basıncı arttırıldığında sıcak çıkış ve soğuk çıkış akış sıcaklık farkı da artacaktır.

#### KAYNAKLAR

- [1]. Cebeci İ., Kırmacı V., Topcuoglu U., The Effects of Orifice Nozzle Number and Nozzle Made of Polyamide Plastic and Aluminum with Different Inlet Pressures on Heating and Cooling Performance of Counter Flow Ranque–Hilsch Vortex Tubes: An Experimental Investigation, *International Journal of Refrigeration* 2016; 72: 140-146.
- [2]. Hamdy A.K., Seif T.A., Computational Investigation of Different Effects on The Performance of The Ranque–Hilsch Vortex Tube, *Energy* 2015; 84: 207-218.
- [3]. Pınar A.M., Uluer O., Kırmacı V., Optimization of Counter Flow Ranque–Hilsch Vortex Tube Performance Using Taguchi Method, *International Journal of Refrigeration* 2009; 32: 1487-1494.
- [4]. Han X., Li N., Wu K., Wang Z., Tang L., Chen G., The Influence of Working Gas Characteristics on Energy Separation of Vortex Tube, *Applied Thermal Engineering* 2013; 61: 171-177.
- [5]. Balmer R., Pressure Driven Ranque-Hilsch Temperature Separation In Liquids, *Journal of Fluids Engineering- Transactions of Asme* 1998; 110 (2): 161-164.
- [6]. Liu X., Liu Z., Investigation of The Energy Separation Effect and Flow Mechanism Inside a Vortex Tube, *Applied Thermal Engineering* 2014; 67: 494-506.
- [7]. Cockerill T., The Ranque-Hilsch vortex Tube. *Ph. D. Thesis*, Cambridge University Engineering Department, Susderland, 1995; pp. 243.
- [8]. Fröhlingsdorf W., Unger H., Numerical Investigations of Compressible Flow and The Energy Separation in The Ranque-Hilsch Vortex Tube, *International Journal of Heat and Mass Transfer* 1999; 42: 415-422.
- [9]. Saidi M.H., Yazdi M.R., Exergy Model of a Vortex Tube System With Experimental Result, *Exergy* 1999; 24: 625-632.
- [10]. Dincer K., Başkaya Ş., Ekserji Analiz Metoduyla Karşıt Akışlı Ranque Hilsch Vorteks Tüpün Tapa Açısının Ekserji Verimliliğine Etkisinin Değerlendirilmesi, *Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dergisi* 2009; 24: 533-538.
- [11]. Kırmacı V., Exergy Analysis and Performance of Counter Flow Vortex Tube, *International Journal of Refrigeration* 2009; 32: 1626-1633.
- [12]. Kırmacı V., Uluer O., An Experimental Investigation of The Cold Mass Fraction, Nozzle Number and Inlet Pressure Effects on Performance of Counter Flow Vortex Tube, *Journal of Heat Transfer-Transactions of The Asme* 2009; 8: 081701-081709.
- [13]. Kırmacı V., Uluer O., Dincer K., Exerg Analysis and Performance of a Counter Flow Vortex Tube: An Experimental Investigation with Various Nozzle Numbers at Different Inlet Pressures of Air, Oxygen, Nitrogen and Argon, *Journal of Heat Transfer-Transactions of The Asme* 2010; 12: 121701-121701.
- [14]. Hajdik B., Lorey M., Steinle J., Thomas K., Vortex Tube can Increase Liquid Hydrocarbon Recovery at Plant Inlet, *Oil-Journal* 1997; 76-83.
- [15]. Kırmacı V., Uluer O., The Effects Of Orifice Nozzle Number On Heating And Cooling Performance Of Vortex Tubes: An



- Experimental Study, Instrumentation Science And Technology 2008; 36 (5): 493-502.
- [16].Markal B., Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Enerji Ayrışmasının Deneysel ve Termodinamik İncelenmesi, *Yüksek Lisans Tezi*, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2010; 274 s.
- [17].Azeez N.T., Al-Barwari R.R., Talabani Z.J., An Experimental Investigation of The Geometric Parameters on The Performance for The Counter-Flow Vortex Tubes, International Conference on Mechanical and Electrical Technology 2010; 467- 470.
- [18].Aydın O., Markal B., Avcı M., A new vortex generator geometry for a counter-flow Ranque–Hilsch Vortex Tube, Applied Thermal Engineering 2010; 30: 2505-2511.