

PAPER DETAILS

TITLE: The Comparision of Heating and Cooling Performance of a Serial and Parallel Connected Counter Flow Ranque-Hilsch Vortex Tube

AUTHORS: Volkan KIRMACI

PAGES: 159-168

ORIGINAL PDF URL: <https://dergipark.org.tr/tr/download/article-file/339512>



Seri ve Paralel Bağlı Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünün Isıtma-Soğutma Performansının Karşılaştırılması

*Volkan KIRMACI

*Bartın Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü, 74100, BARTIN

Öz

Bu çalışmada, sıcak akışkan çıkış tarafındaki kontrol vanası hariç hareketli parçası olmayan gövde uzunluğu 100 mm, iç çapı 7 mm olan iki adet karşıt akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü (RHVT) birbirine seri ve paralel olarak birbirine bağlanmıştır. Birbirine seri ve paralel bağlanan RHVT'de Polyamid Plastik, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş altı orfisli nozul kullanılmıştır. Birbirine seri ve paralel bağlanan RHVT'de giriş basıncı 200 kPa' dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı hava kullanılarak ısıtma-soğutma sıcaklık performansları deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Deneysel sonuçlar değerlendirildiğinde, en düşük soğuk akışkan sıcaklığı 600 kPa giriş basınç değerinde Alüminyumun malzemeden üretilmiş nozulda -19.6 °C paralel bağlı deneysel sistemde olduğu, en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı ise 600 kPa giriş basınç değerinde Pirinç malzemeden üretilmiş nozulda 41.6 °C Paralel bağlı deneysel sistemde olduğu tespit edilmiştir.

Makale Bilgisi

Başvuru: 01/08/201X
 Düzeltilme: 07/09/201X
 Kabul: 07/09/201X

Anahtar Kelimeler

Ranque-Hilsch vorteks tüpü
 Soğutma
 Ekserji Analizi

Keywords

Ranque-Hilsch vortex tube
 Cooling
 Exergy analysis

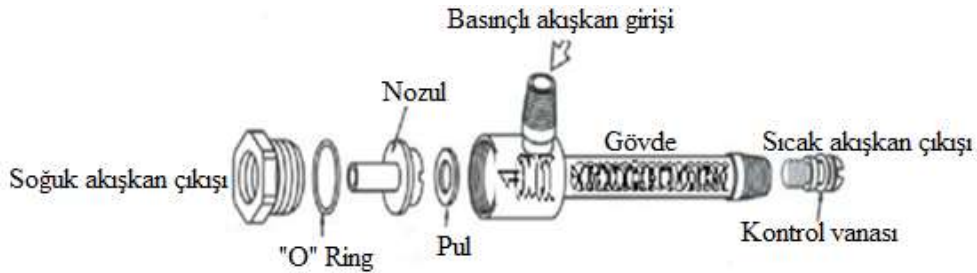
The Comparision of Heating and Cooling Performance of a Serial and Parallel Connected Counter Flow Ranque-Hilsch Vortex Tube

Abstract

In this study, two counter flow Ranque-Hilsch Vortex Tubes with body length 100 mm and inlet diameter 7 mm were used having no moving parts except a control valve for adjustment of volume flow rates. Six-orifice nozzles were used which are made of polyamid plastic, aluminum and brass in the two vortex tubes connected with each other serial and parallel. Heating and cooling performance of vortex tubes were compared experimentally by using compressed air as a working fluid in RHVT with pressure values from 200 kPa to 600 kPa with 50 kPa variation. Minimum cold fluid and maximum hot fluid temperatures were both determined for parallel connection setup. The minimum cold fluid temperature was obtained at 600 kPa inlet pressure with aluminum nozzle material as -19.6 °C while the maximum hot fluid temperature was obtained at 600 kPa inlet pressure with brass material as 41.6 °C.

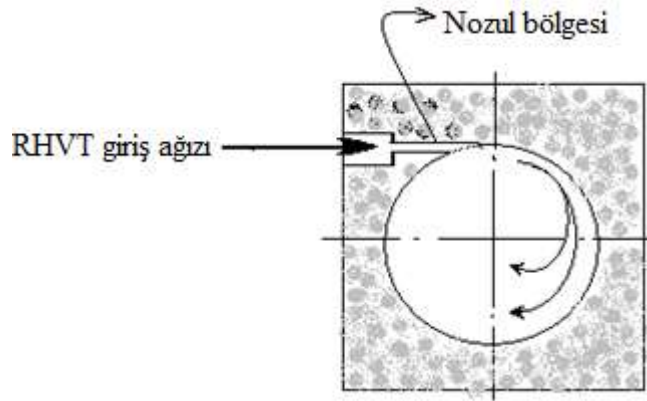
1. GİRİŞ

Vorteks tüpler George Joseph Ranque tarafından 1931 yılında keşfedilmiş ve 1947 yılında Rudoph Hilsch tarafından geliştirilmiştir. Vorteks tüpler iki araştırmacıların isimleri ile Ranque-Hilsch Vorteks Tüpü (RHVT) olarak isimlendirilmiştir [1, 2]. RHVT, kontrol vanası hariç hareketli parçası olmayan bir boru sistemdir. RHVT basınçlı akışkan ile çalışarak, hem ısıtma hem de soğutma işlemi aynı anda meydana gelmektedir [3, 4]. Boyutlarının ufak ve ağırlığının hafif olması, rejime hızlı girmesi, herhangi bir kimyasal akışkana ihtiyaç olmamasından çevresel açıdan zararlı olmamalarından dolayı RHVT'ler birçok ısıtma ve soğutma proseslerine çözüm olabilmektedirler [5]. Karşıt ve paralel akışlı olmak RHVT'ler akış özelliklerine göre ikiye ayrılmasına rağmen, tüm RHVT'ler çalışma prensipleri aynıdır [6]. Şekil 1 de bu çalışmada kullanılan karşıt akışlı RHVT çalışma prensibi verilmiştir.

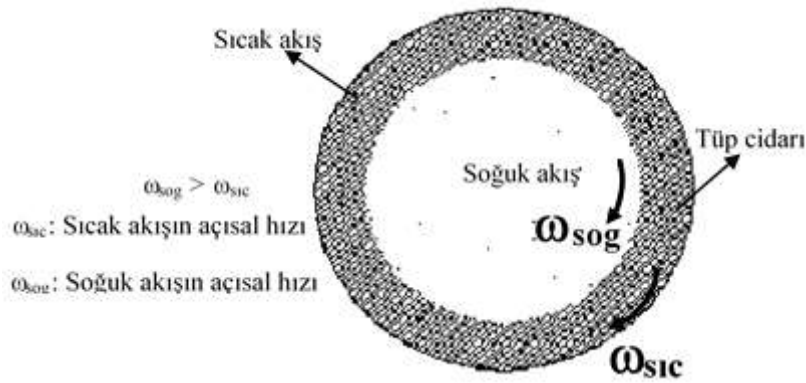


Şekil 1. Deneysel sistemde kullanılan karşıt akışlı RHVT yapısı

Şekil 2 ve Şekil 3’de RHVT’ler ile aynı anda sıcak ve soğuk akış elde edilmesi, iki farklı açısız hızlarda dönen akış arasında oluşan mekanik enerji transferi gösterilmiştir. RHVT’ne basınçlı akışkan, giriş ağzında bulunan nozuldan geçerek girmektedir. Tüp girişindeki nozul ile basınçlı olan giriş akışkanının basıncını azaltarak hızın artmasını sağlamaktır. Nozuldan geçen akışkan, tüpe giren basınçlı akışkana bağımlı olarak tüpün silindirik şekli nedeniyle çok yüksek açısız hızlarda dönmeye başlamaktadır. Bu esnasında, akış merkezkaç kuvvetinin etkisi ile tüp cidarına doğru genişlemeye başlamaktadır. Bunun sonucunda da tüp merkezindeki akışkan ile tüp cidarındaki akışkan arasında basınç farkı oluşmaktadır. Oluşan basınç farkı sonucu ile akış radyal yönde merkeze doğru genişlemektedir. Merkezdeki akışın açısız hızı, açısız momentumun korunumu ilkesinden dolayı tüp cidarındaki akışının açısız hızından daha yüksek değerdedir. Bunun sonucu tüp içerisinde iki farklı hızlarda dönen iki akışkan oluşmaktadır. Merkezdeki akışkan daha yüksek hıza sahip olduğundan dolayı yüzeydeki akışkanı hızlanarak merkezdeki akıştan cidardaki akışkana mekanik enerji transferi oluşmaktadır. Mekanik enerjisi azalan merkezdeki akışkan soğuk akış, tüp cidardaki sürtünme etkisi ve merkezdeki akışkandan aldığı mekanik enerjiden dolayı tüp cidarındaki akış sıcak akıştır. Şekil 1’de gösterildiği gibi, Karşıt akışlı RHVT soğuk akış, sıcak akışın çıktığı uçta bulunan kontrol vanasından dolayı bir durgunluk noktasından sonra akışkan geriye doğru dönmektedir. Bunun sonucunda, RHVT’lerde aynı anda bir tarafından soğuk akış, diğer tarafından da sıcak akış elde edilmektedir. [1, 7-11].



Şekil 2. Akışın RHVT teğetsel olarak nozuldan gönderilmesi



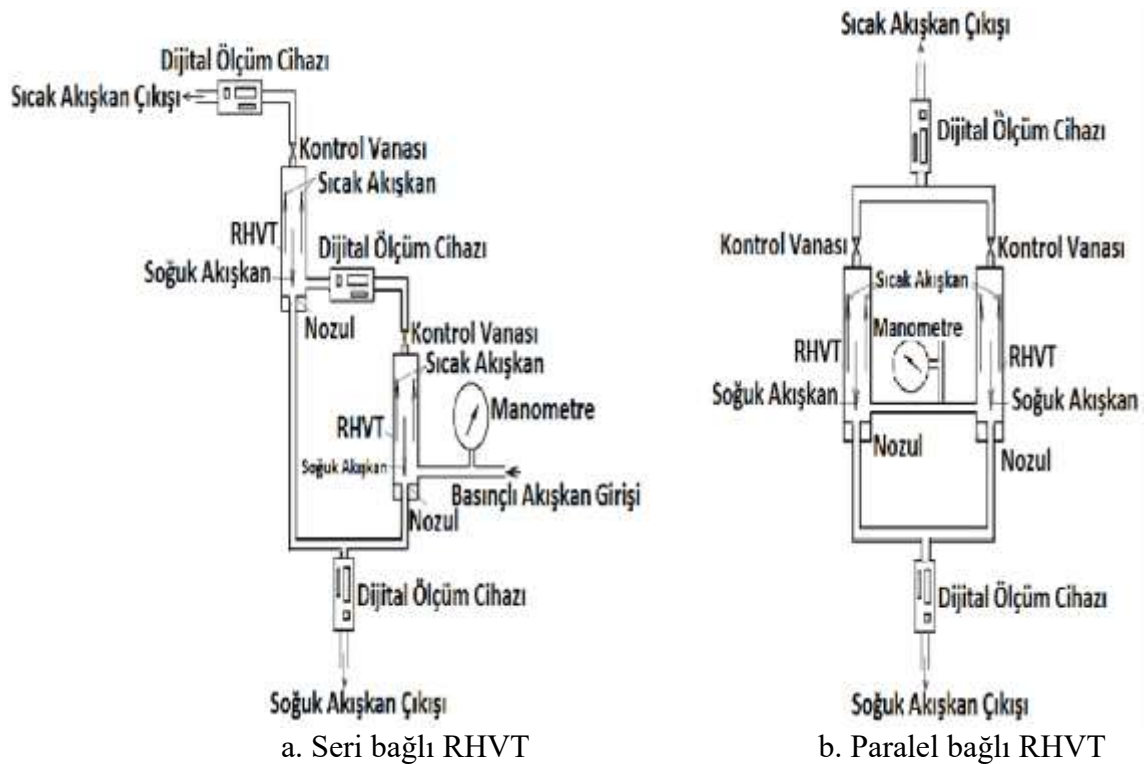
Şekil 3. RHVT içindeki sıcak ve soğuk akışın hareketi

Usta vd., vorteks tüpünde oluşan enerji ayrışma olayını iki farklı akışkan ile yaptıkları deneysel çalışmada incelemişlerdir. Yapılan deneysel çalışma sonucunda, hava ve karbondioksit gazına ait grafikler oluşturmuşlardır. Havanın performansının karbondioksit gazına göre daha yüksek olduğunu göstermişlerdir [11]. Kırmacı yaptığı çalışmada, vorteks tüpünde basınçlı akışkan olarak hava kullanmıştır. Vorteks giriş basıncı 150 kPa'dan başlayarak 700 kPa'a kadar 50 kPa aralıklarla uygulamıştır. Vorteks tüpünde, soğuk akışkanın hacimsel debisinin girişteki akışkanın hacimsel debisine oranı y_c olarak tanımlanmış ve y_c 0.5 oranından başlayarak 0.02 aralıklarla 0.70' e kadar değiştirerek tüm basınç değerlerine göre sistem performansını deneysel olarak incelemiştir. Çalışma sonucunda sıcak akışkan sıcaklığı, y_c oranı 0.50 ile 0.70 arasında vorteks tüpüne giriş basıncı arttıkça, vorteks tüpünden çıkan sıcak akışkan sıcaklığının arttığını belirtmiştir [12]. Kırmacı ve Uluer yaptıkları deneysel çalışmada, orifis nozul sayısının ve karşıt akışlı RHVT giriş basıncının, karşıt akışlı RHVT ısıtma ve soğutma performanslarına olan etkisini deneysel incelemişlerdir. Deneylerin sonucunda, sıcak ve soğuk çıkışlar arasındaki sıcaklık farkının; artan giriş basıncıyla arttığı, artan nozul sayısı ile azaldığını tespit etmişlerdir [13]. Kırmacı 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 [14]. Markal yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, deneysel olarak vorteks tüpünde kullanılan nozul geometrisi tasarımı, vorteks tüp gövde uzunluğunu, giriş basıncına göre ve tupa uç açısının sistem performansına olan etkisini incelemiştir. Bu inceleme sonucunda nem etkisinin, yalıtımın ve ortam sıcaklığının vorteks tüp performansına etkisini gözlemlemiş ve durma noktasının yerini tespit edebilmek için termal kamera kullanarak; vorteks tüp yüzeyinin sıcaklık dağılımını belirlemiştir [15]. Cebeci yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, gövde uzunluğu 100 mm, iç çapı 10 mm olan karşıt akışlı bir RHVT de 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında, basınçlı akışkan olarak hava ve oksijen kullanarak 50 kPa aralıklarla, 150 kPa' dan 700 kPa basınç değerine kadar soğutma ve ısıtma performanslarını deneysel olarak incelemiştir. Sistemdeki kayıp iş ve verimi ekserji analizi ile hesaplamıştır [16]. Yüksel yaptığı yüksek lisans tez çalışmasında, talaşlı imalatla kullanılan soğutma sıvılarının insan sağlığına ve çevreye verdiği zararlı etkiler nedeniyle RHVT nin soğutma işlemi talaşlı imalatla incelemiştir. Ayrıca, RHVT nin performansını buhar sıkıştırımlı soğutma sistemine göre düşük olmasına rağmen maliyetin düşük olması ve çabuk rejime girmesi diğer uygulamalara göre RHVT'nin kullanımını ön plana çıkarmıştır [17].

Bu çalışmada, gövde uzunluğu 100 mm, iç çapı 7 mm ölçülerinde iki adet karşıt akışlı RHVT'ler birbirine seri ve paralel olarak bağlanarak iki adet deney sistemi oluşturularak, giriş basıncı 200 kPa' dan 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı hava kullanılarak soğutma-ısıtma performansları deneysel olarak etkileşimini incelenmiştir. Çalışmamızda kullanılan RHVT'ler Polyamid Plastik, Alüminyum ve Pirinç malzemeden üretilmiş altı orifisli nozul kullanılmıştır. Bu çalışmanın literatürdeki çalışmalarda farkı olarak iki adet karşıt akışlı RHVT'ler birbirine seri ve paralel olarak bağlanarak soğutma-ısıtma performansları deneysel olarak karşılaştırılmıştır. Bu kapsamda, en iyi performansı sağlayan sistemin belirlenmesi amaçlanmıştır.

2. MATERYAL VE METOT

Çalışmada, gövde uzunluğu 10 mm, iç çapı 7 mm, olan iki adet karşıt akışlı RHVT kullanılmıştır. RHVT genişliği 700 mm, boyu 400 mm ve 1.5 mm kalınlığındaki sac levha üzerine yatay konumda Şekil 4’ de ki gibi seri ve paralel bağlı olarak sabitlenmiştir. Şekil 5’de deneysel sistemde kullanılan Polyamid Plastik, Alüminyum ve Pirinç malzemelerinden üretilmiş nozullar verilmiştir. RHVT giren havanın basıncını ölçmek için %5 hassasiyetinde PAKKENS marka gliserinli manometre, hacimsel debilerini ölçmek için %3 hassasiyetinde Trust Science Innovation marka debimetreler RHVT çıkışlarına bağlanmıştır. Ayrıca kullanılan debimetre ile bağlandığı noktadaki basınç ve hacimsel debi değerleri okunmaktadır. RHVT çıkan soğuk ve sıcak akış sıcaklıklarını ölçmek için ± 1 °C hassasiyetindeki dijital termometreler kullanılmıştır. Dijital termometrelerin probları RHVT sıcak ve soğuk çıkış taraflarından 0.5 cm ilerisine 1 mm çapında delinmiş tüpün merkezine gelecek şekilde yerleştirilmiştir. Sistemde basınçlı akışkan kaynağı olarak kompresör kullanılmıştır. Sistem elemanları arasındaki bağlantılar basınca dayanıklı ve sızdırmazlığa sağlayan pnömatik hortum ile bağlanmıştır. RHVT’nün girişi ile hava kompresörü arasında, 10 bar basınç dayanımı olan pnömatik hortum, quick kuplin ile yapılmıştır. Hava kompresörü çalıştırılmış ve deneylerin başlangıç basıncı olan 200 kPa’lık basınç sağlanmıştır. RHVT çıkan sıcak ve soğuk akışkan çıkışında bulunan ölçüm cihazlarında okunan sıcaklıklar sabit oluncaya kadar 200 kPa basınçlı hava, kompresörden gönderilerek deney tamamlanmıştır. Daha sonra sırasıyla 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550 ve 600 kPa basınç değerlerinde polyamid ve alüminyumun malzemesinden imal edilmiş olan nozullarda deneyler yapılmıştır. Tüm deneyler 21 °C’lik ortam sıcaklığında yapılmıştır. Deneyde elde edilen sonuçların doğruluğu için bir deney 3 kez tekrarlanmış ve elde edilen değerlerin ortalamaları alınmıştır.



Şekil 4. Deneysel sistem



Şekil 5. Deneylerde kullanılan altı orfisli nozullar

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistemler için kütle korunumu RHVT'ne göre Eşitlik 1' deki yazılabilir.

$$\sum \dot{m}_g = \sum \dot{m}_\zeta \quad (1)$$

$\dot{m}_g$: RHVT giriş akışkanın hacimsel debisi, l/s

$\dot{m}_\zeta$: RHVT çıkış akışkanın hacimsel debisi, l/s

Eşitlik 1 RHVT için Eşitlik 2 şeklinde yazılabilir.

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

$\dot{m}_a$: RHVT çıkan sıcak akışkanın hacimsel debisi, l/s

$\dot{m}_b$: RHVT çıkan soğuk akışkanın hacimsel debisi, l/s.

Girişteki akışkan sıcaklığı (T_{gir}) ile soğuk uçtaki akışkan sıcaklık (T_{sog}) farkı, soğuk akışkan sıcaklık farkı ΔT_{sog} olarak tanımlanmış ve Eşitlik 3 ile verilmiştir.

$$\Delta T_{sog} = T_{sog} - T_{gir} \quad (3)$$

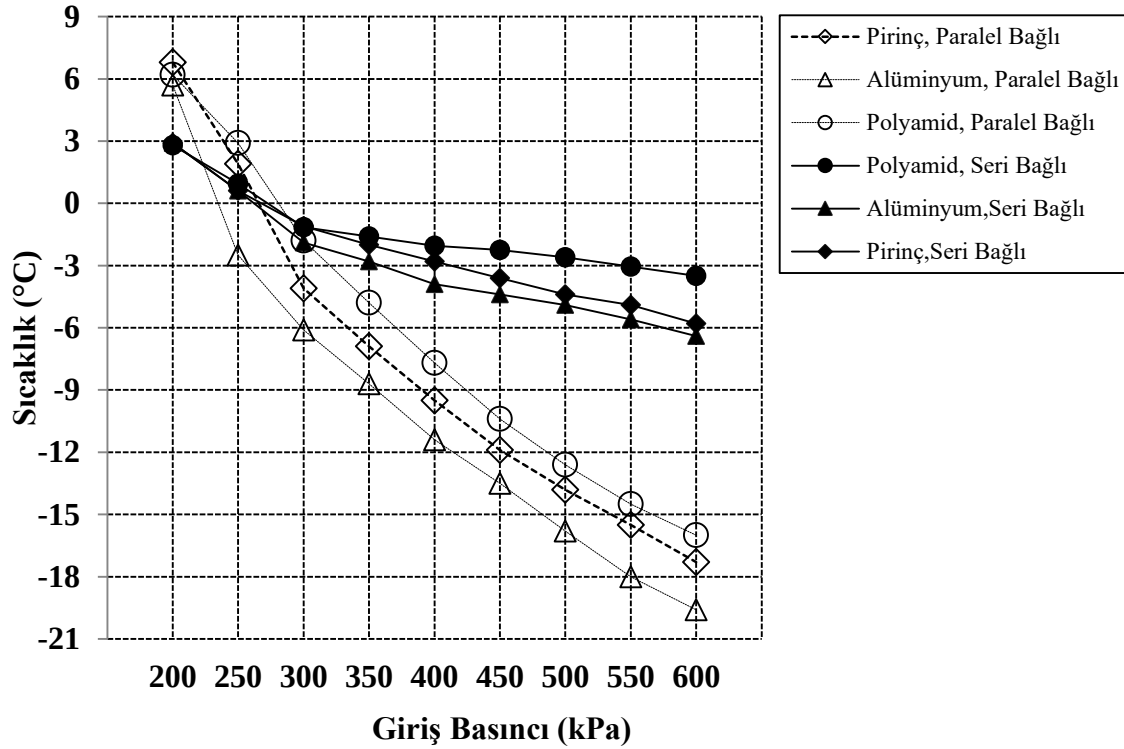
Girişteki akışkan sıcaklığı (T_{gir}) ile sıcak uçtaki akışkan sıcaklık (T_{sck}) farkı, sıcak akışkan sıcaklık farkı ΔT_{sck} olarak verilmiş ve Eşitlik 4 ile verilmiştir.

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

RHVT performansı, çıkan sıcak akış sıcaklığı ile çıkan soğuk akışın sıcaklığı arasındaki fark olan cinsinden Eşitlik 5 ile verilmiştir [3, 14, 16].

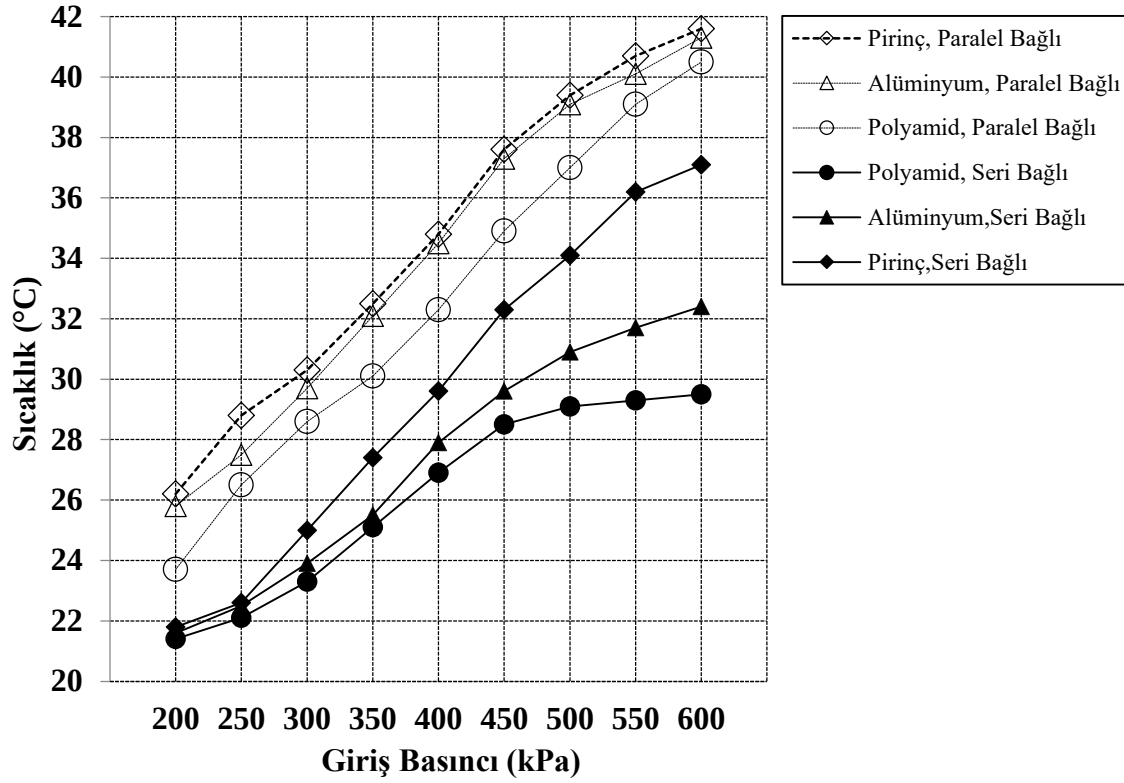
$$\Delta T = T_{sck} - T_{sog} \quad (5)$$

Şekil 4 oluşturulan deneysel sistemde kullanılan polyamid, alüminyumun ve pirinç malzemeden nozulun (N), giriş basıncı (P_{gir}) 200 kPa bar dan 50 kPa aralıklarla 600 kPa basınç değerine çıkan soğuk akışkan çıkış ucunda ölçülen sıcaklıklar (T_{sog}) şekil 6 de verilmiştir.



Şekil 6. Giriş Basıncı ile T_{sog} değişim grafiği

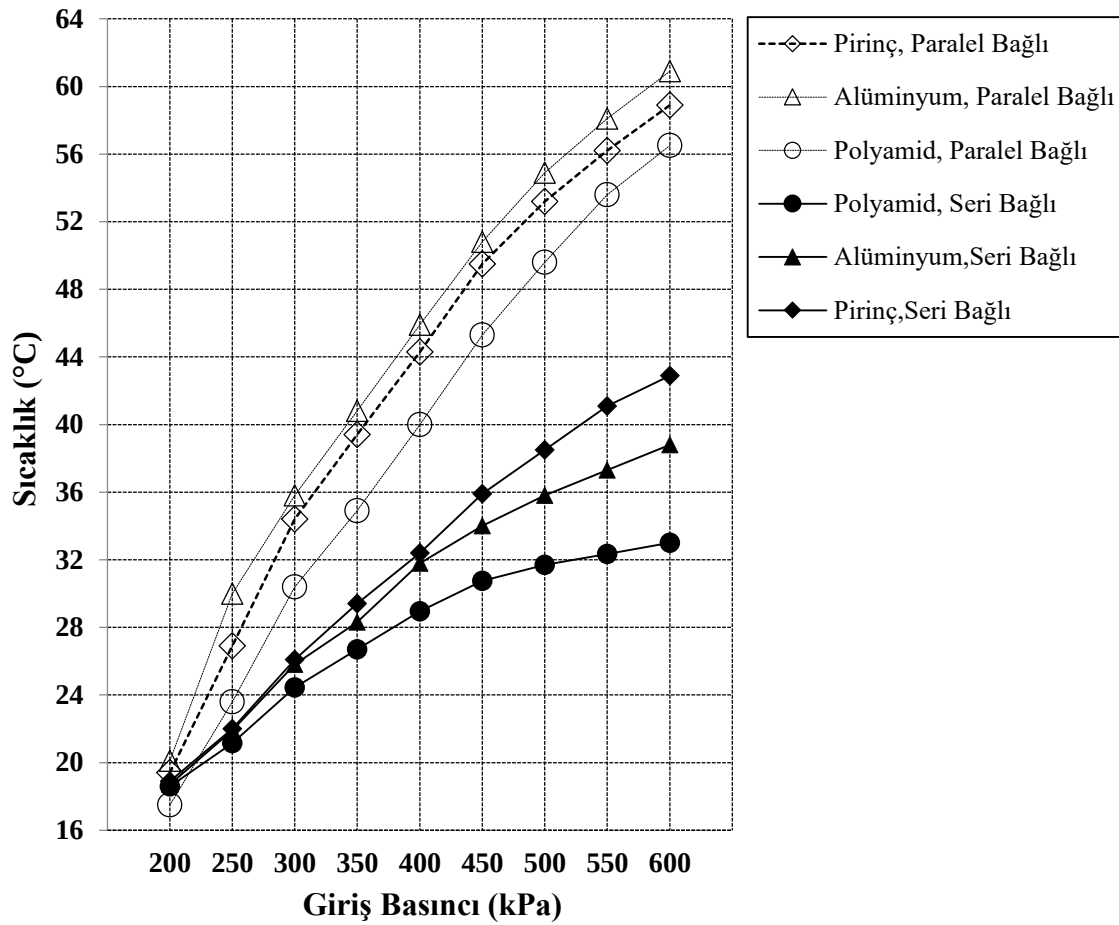
Şekil 6 incelendiğinde, Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç malzemeden üretilmiş 6 nozul (N) için en yüksek T_{sog} incelendiğinde; Seri bağli deneysel de en düşük T_{sog} Alüminyumun malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 600$ kPa değerinde -6.4 °C olduğu, Paralel bağli deneysel sistem de en düşük T_{sog} değeri ise Alüminyumun malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 600$ kPa değerinde -19.6 °C olduğu görülmektedir. Seri bağli deneysel de en yüksek T_{sog} Polyamid Plastik malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 200$ kPa değerinde 2.8 °C olduğu, Paralel bağli deneysel sistem de en yüksek T_{sog} değeri ise Pirinç malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 200$ kPa değerinde 6.8 °C olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir (Şekil 6). Deneysel sistemde kullanılan polyamid, alüminyumun ve pirinç malzemeden nozulun (N), giriş basıncı (P_{gir}) 200 kPa bar dan 50 kPa aralıklarla 600 kPa basınç değerine çıkan sıcak akışkan çıkış ucunda ölçülen sıcaklıklar (T_{sck}) şekil 7 de verilmiştir.



Şekil 7. Giriş Basıncı ile T_{sck} değişim grafiği

Şekil 7 incelendiğinde, Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç malzemeden üretilmiş 6 nozul (N) için T_{sck} incelendiğinde; Seri bağlı deneysel de en yüksek T_{sck} Pirinç malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 600$ kPa değerinde 37.1°C olduğu, Paralel bağlı deneysel sistem de en yüksek T_{sck} değeri ise Pirinç malzemeden üretilmiş N=6 ve $P_{gir} = 600$ kPa değerinde 41.6°C olduğu görülmektedir. Seri bağlı deneysel de en düşük T_{sck} Polyamid Plastik malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 200$ kPa değerinde 21.4°C olduğu, Paralel bağlı deneysel sistem de en düşük T_{sck} değeri ise Polyamid Plastik malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 200$ kPa değerinde 23.7°C olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir (Şekil 7).

Deneysel sistemde kullanılan polyamid, alüminyumun ve pirinç malzemeden nozulun (N), giriş basıncı (P_{gir}) 200 kPa bar dan 50 kPa aralıklarla 600 kPa basınç değerine kadar deneysel sistemin performans değeri olarak da adlandırılan sıcak akışkan çıkış ucunda ölçülen T_{sck} ile soğuk akışkan çıkış ucunda ölçülen T_{sog} arasındaki fark olan, ΔT değerleri Şekil 8 de verilmiştir. Şekil 8 incelendiğinde, Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Pirinç malzemeden üretilmiş 6 nozul (N) için ΔT incelendiğinde; Seri bağlı deneysel de en yüksek ΔT Pirinç malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 600$ kPa değerinde 42.9°C olduğu, Paralel bağlı deneysel sistem de en yüksek ΔT değeri ise Alüminyumun malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 600$ kPa değerinde 60.9°C olduğu görülmektedir. Seri bağlı deneysel de en düşük ΔT Polyamid Plastik malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 200$ kPa değerinde 18.6°C olduğu, Paralel bağlı deneysel sistem de en düşük ΔT değeri ise Polyamid Plastik malzemeden üretilmiş N = 6 ve $P_{gir} = 200$ kPa değerinde 17.5°C ölçülmüştür (Şekil 8).



Şekil 8. Giriş Basıncı ile ΔT değişim grafiği

4. SONUÇ ve ÖNERİLER

Bu çalışmada, tasarımı yapılan deney sisteminde nozul sayısı 6 olan Polyamid Plastik, Alüminyumun ve Çelik malzemeden üretilmiş, basınçlı akışkan olarak hava kullanılan, 200 kPa' dan başlayarak 600 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla soğutma ve ısıtma performansı incelenmiştir. Bu çalışma bağlantı şekline göre oluşturulan deneysel sistemler giriş basıncı ve nozul malzemesine arasındaki ilişki deneysel olarak incelenmiştir. Deneysel sonuçlar değerlendirildiğinde oluşturulan deneysel giren havanın giriş basıncı arttırıldıkça, soğuk çıkıştaki akışkan sıcaklığı düşmektedir. Paralel ile Seri bağli sistemler aralarında mukayese edildiğinde, en düşük soğuk akışkan sıcaklığı $P_{gir} = 600$ kPa değerinde Alüminyumun malzemeden üretilmiş nozulda -19.6 °C Paralel bağli deneysel sistemde olduğu tespit edilmiştir (Şekil 6). Deneysel sonuçlar değerlendirildiğinde oluşturulan deneysel giren havanın giriş basıncı arttırıldıkça, sıcak çıkıştaki akışkan sıcaklığı artmaktadır. Paralel ile Seri bağli sistemler aralarında mukayese edildiğinde, en yüksek sıcak akışkan sıcaklığı $P_{gir} = 600$ kPa değerinde Pirinç malzemeden üretilmiş nozulda 41.6 °C Paralel bağli deneysel sistemde olduğu tespit edilmiştir (Şekil 7). Deneysel sonuçlar değerlendirildiğinde, havanın giriş basıncı arttırıldıkça deneysel sistemin performans değeri olarak da adlandırılan sıcak akışkan çıkış ucunda ölçülen T_{sck} ile soğuk akışkan çıkış ucunda ölçülen $T_{soğ}$ arasındaki fark olan, ΔT artmaktadır. Paralel ile Seri bağli sistemler aralarında mukayese edildiğinde, en yüksek ΔT , $P_{gir} = 600$ kPa değerinde Alüminyumun malzemeden üretilmiş nozulda 60.9 °C Paralel bağli deneysel sistemde olduğu tespit edilmiştir (Şekil 8). Şekil 6, 7 ve 8 incelendiğinde giriş basıncı 500 kPa kadar $T_{soğ}$, T_{sck} ve ΔT değişimlerinin hızlı olduğu ancak 500 kPa sonra T_{sgk} , T_{sck} ve ΔT değişimlerinin azaldığı görülmektedir. Giriş basıncı arttıkça soğutma – ısıtma performansı artacağı önerilmektedir. Yapılan bu çalışma farklı nozul malzemeleri, sayısı ve geometrik yapı ile yapılacak olan diğer çalışmalar için temel alınarak uygulanabileceği görüşüne sahip olunmuştur.

KAYNAKLAR

- [1] H. Usta, V. Kırmacı, K. Dincer, Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava, Oksijen ve Karbondioksitin Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi. *Teknoloji*, 8: 4 (2005) 311-319.
- [2] İ. Cebeci, V. Kırmacı, U. Topcuoglu, The Effects of Orifice Nozzle Number and Nozzle Made of Polyamide Plastic and Aluminum with Different Inlet Pressures on Heating and Cooling Performance of Counter Flow Ranque-Hilsch Vortex Tubes: An Experimental Investigation. *International Journal of Refrigeration*, 72 (2016) 140-146.
- [3] V. Kırmacı, O. Uluer, K. Dincer, 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*, 12 (2010) 121701-121701.
- [4] A. Pinar, O. Uluer, V. Kırmacı, Optimization Of Counter Flow Ranque-Hilsch Vortex Tube Performance Using Taguchi Method. *International Journal of Refrigeration*, 32: 6 (2009) 1487-1494.
- [5] V. Kırmacı, İ. Cebeci, M. Y. Balalı, Altı Nozullu Karşıt Akışlı Vorteks Tüpünün Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi. *Bartın Üniversitesi Mühendislik ve Teknoloji Bilimleri Dergisi*, 1: 1 (2013) 77-95.
- [6] İ. Cebeci, M. Y. Balalı, V. Kırmacı, Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Hava ve Oksijen Akışkanlarının Farklı Nozul Numaralarında Enerji-Ekserji Analizlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi. *Bartın Üniversitesi Mühendislik ve Teknoloji Bilimleri Dergisi*, 2: 2 (2014) 56-77.
- [7] W. Fröhlingsdorf, H. Unger, Numerical Investigations of Compressible Flow and The Eneryg Seperation in The Ranque-Hilsch Vortex Tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 42 (1999) 415-422.
- [8] V. Kırmacı, Akışkan Olarak Hava Oksijen Karbondioksit Azot Argon ve Karışım Gazı Kullanılan Vorteks Tüpünde Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi. *Fırat Üniversitesi Fen ve Mühendislik Bilimleri Dergisi*, 20: 2 (2008) 345-354.
- [9] V. Kırmacı, H. Usta, T. Tenlik, Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Hava Oksijen Karbondioksit Azot Ve Argon Kullanılarak Isıtma-Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak Karşılaştırılması. *Sakarya Ün. Fen Bil. Enst. Dergisi*, 10: 2 (2006) 39-44.
- [10] H. Usta, K. Dincer, V. Kırmacı, Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava İle Oksijenin Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel İncelenmesi. *Teknoloji*, 7: 3 (2004) 415-425.
- [11] H. Usta, V. Kırmacı, K. Dincer, Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Kullanılan Hava İle Azot Gazının Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel İncelenmesi. *Balıkesir Ün. Fen Bil. Enst. Dergisi*, 6: 2 (2004) 67-76.
- [12] V. Kırmacı, Altı Nozullu Vorteks Tüpünün Soğutma-Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi. *Politeknik Dergisi*, 10: 4 (2007) 219-227.
- [13] V. Kırmacı, O. Uluer, The Effects of Orifice Nozzle Number on Heating and Cooling Performance of Vortex Tubes: An Experimental Study. *Instrumentation Science and Technology*, 36: 5 (2008) 493-502.
- [14] V. Kırmacı, Exergy Analysis And Performance Of A Ranque-Hilsch Counter Flow Vortex Tube Having Various Nozzle Numbers At Different Inlet Pressures Of Oxygen And Air. *International Journal of Refrigeration*, 32: 7 (2009) 1626-1633.
- [15] B. Markal, Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Enerji Ayrışmasının Deneysel ve Termodinamik İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, KTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, 2010.

- [16] İ. Cebeci, Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Hava Ve Oksijen Akışkanlarının Farklı Nozul Numaralarında Enerji-Ekserji Analizlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Bartın Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2013.
- [17] S. Yüksel, CNC tornalamada vorteks tüplü soğutma sistemi performansının incelenmesi. Yüksek Lisans Tezi, Marmara Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2014.