

Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Kullanılan Alüminyumun ve Çelik Nozul Malzemesinin Soğutma–Isıtma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak İncelenmesi

¹İsmail Cebeci, ^{*2}Volkan KIRMACI

¹K.K. Astsb. MYO K.İğı Makine Bölüm Başkanlığı, Balıkesir, Türkiye

^{*2}Bartın Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Bartın, Türkiye

Özet

Bu çalışmada, iç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan karşıt akışlı Ranque-Hilsch vorteks tüpte, alüminyumun ve çelik nozul malzeme kullanılmıştır. 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında 150 kPa’ dan 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı akışkan olarak hava kullanılmıştır. Deneysel çalışmalarda, sıcak akışkan çıkış tarafındaki kontrol vanası tam açık konumda bırakılmıştır. Vorteks tüplerde oluşan enerji ayrışma olayı iki farklı akışkan için deneysel olarak incelenmiştir ve deneysel sonuçları grafiklerle değerlendirilerek performanslarının artırılmasına yönelik önerilerde bulunulmuştur.

Anahtar Kelimeler: Vorteks tüpü, soğutma, ısıtma

Abstract

In this study aluminum and steel nozzle was used in 10 mm inner diameter and 100 mm length counter flow vortex tube. Air was used as a working fluid in the vortex tube with nozzles which have 2,3,4,5,6 inlet and working pressure ranged from 150 kPa to 700 kPa with 50 kPa increment. In experimental studies, the control valve on the hot outlet side was left in fully open position. Energy separation event that occurs in the vortex tube has been investigated experimentally for two different fluids and suggestions were made for improving the performance depending on the the experimental results and graphs.

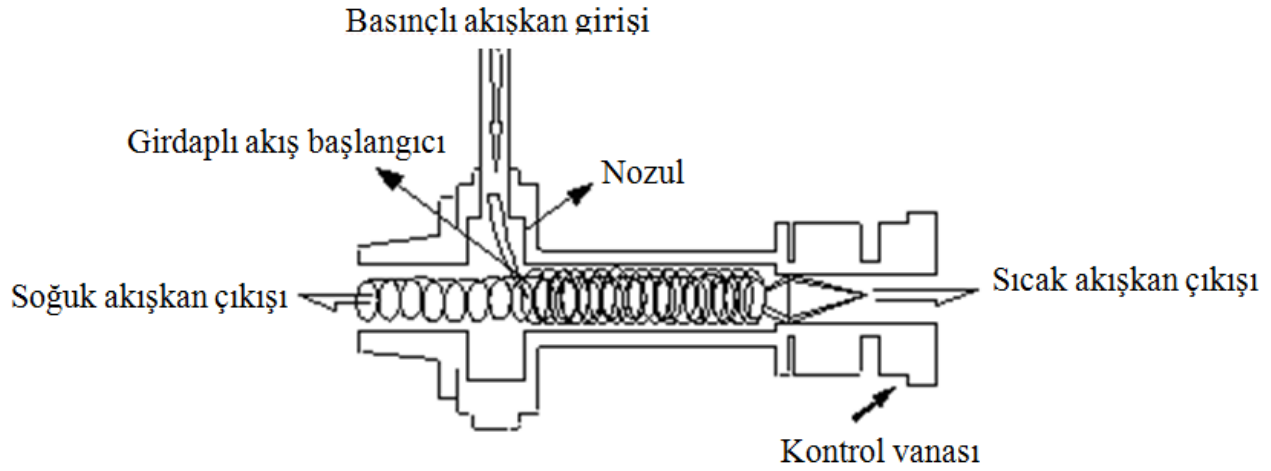
Keywords: Vortex tube, cooling, heating

1. Giriş

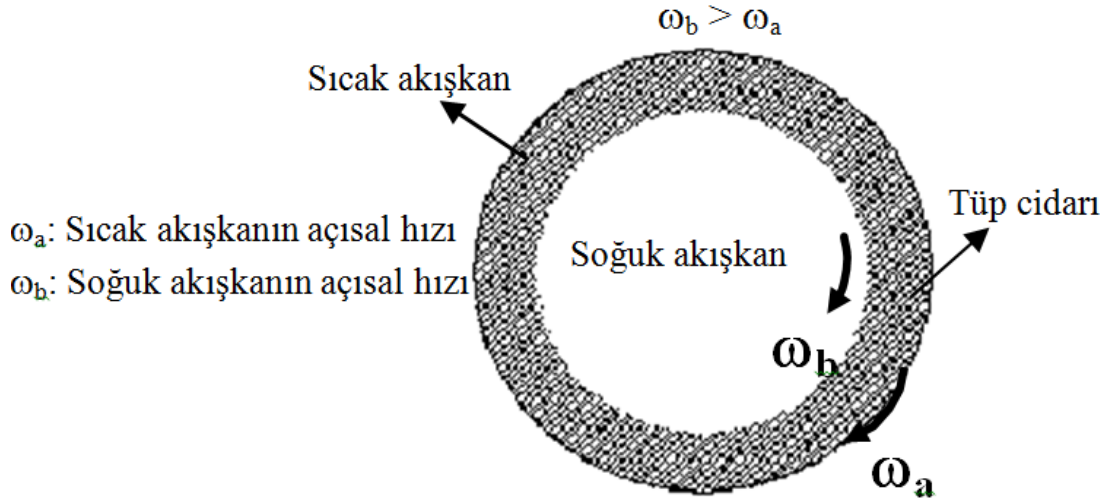
Vorteks tüplerin ilk keşfi Ranque tarafından yapılmış olup, Hilsch tarafından geliştirilmiştir. Keşfi ve geliştirmesini yapan kişilerin isimlerinden dolayı Ranque - Hilsch vorteks tüpü (RHVT) olarak isimlendirilmiştir [1,2,] RHVT, hareketli bir parçası bulunmayan basit bir borudan ibaret olan basınçlı akışkan kullanılarak aynı anda hem soğutma hem de ısıtma işlemi gerçekleştirebilen bir sistemdir. Ebatlarının ufak ve hafif olması, hızlı rejim süresi, herhangi bir soğutucu akışkan gereksinimi olmamasından dolayı çevresel açıdan zararlı olmamaları gibi birçok özellikleri nedeniyle RHVT’ler günümüzde birçok soğutma ve ısıtma problemine çözüm olabilmektedirler [3,4]. Ebatlarının ufak olması, hızlı rejim süresi, herhangi bir soğutucu akışkan gereksinimi

*Corresponding author: Address: Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering Bartın University, 74100, Bartın TURKEY. E-mail address: volkankirmaci@gmail.com, Phone: +903782949178 Fax: +903782949364

olmamasından dolayı çevresel açıdan zararlı olmamaları gibi birçok özellikleri nedeniyle vorteks tüpler günümüzde birçok soğutma ve ısıtma problemine çözüm olabilmektedirler [5,6]. Karşıt akışlı RHVT'nin çalışma prensibi, nozullardan tüpe teğetsel olarak gönderilen basınçlı akışkan, tüpün silindirik yapısından dolayı, girişteki basınca ve hıza bağlı olarak, tüp içerisinde çok yüksek açısal hızla dönmeye başlar. Yüksek açısal hızlarda dönen akışkanın tüp cidarındaki sürtünmeden dolayı, tüp cidarı ve tüp merkezindeki akışkan arasında basınç farkı oluşur. Tüp cidarı yakınlarındaki akışkanın açısal hızı, tüp cidarındaki sürtünmenin etkisinden dolayı tüp merkezindeki akışkanın açısal hızına göre daha düşüktür ve merkezdeki akışkan tüp cidarındaki akışkanı ivmelendirmeye çalışır. Bu nedenle merkezdeki akışkan tüp cidarındaki akışkana enerji transfer eder ve tüpün geometrik yapısına bağımlı olarak bir durma noktasından sonra ters yönde hareket ederek, soğuk çıkış tarafından tüpü terk eder. Enerji transfer eden soğuk akışkan, enerji transfer edilen akışkan ise sıcak akışkandır (Şekil1-2) [7-10].



Şekil 1. Karşıt akışlı RHVT 'ün yapısı



Şekil 2. Karşıt akışlı RHVT içindeki sıcak ve soğuk akışın hareketi [11]

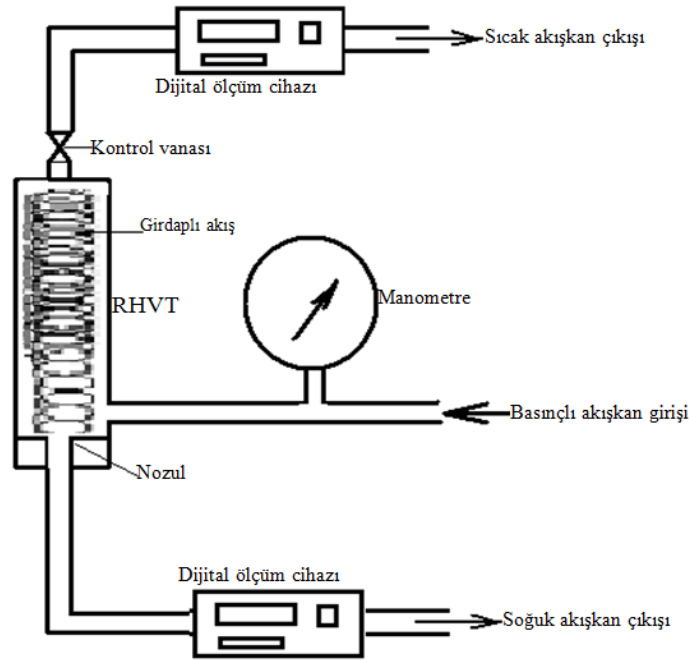
Sıcak ve soğuk akışkanın sıcaklığını etkileyen bir çok faktör vardır. Vorteks tüpün uzuluğunun tüp çapına oranı, vorteks tüpün imal edilmiş olduğu malzeme, nozul sayısı, akışkanın vorteks tüpe girişteki hızı ve basıncı bunlardan bazılarıdır[12]. Saidi ve Valipour [13], yaptıkları çalışmada, vorteks tüpün çalışmasına etki eden parametrelerin verim ve soğuk uç sıcaklık farkı üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Shannak [14], yaptıkları çalışmada, vorteks tüp içerisindeki enerji ayrışma mekanizmasını ve sürtünme kayıplarını teorik ve deneysel olarak incelemişlerdir. Yılmaz vd. [15], yaptıkları literatür araştırması çalışmalarında, vorteks tüplerinin sınıflandırılmasını yaparak enerji ayrışması ve vorteks tüplerin performansını incelemişlerdir. Gao vd. [16], yaptıkları çalışmada, vorteks tüplerdeki soğutma sıcaklığını deneysel olarak incelemişlerdir. Skye vd. [17], yaptıkları çalışmada, vorteks tüp içindeki akışı deneysel ve CFD modelleme tekniğini kullanarak incelemişlerdir. Wu vd. [18], yaptıkları deneysel çalışmada, vorteks tüplerin enerji ayrışma verimini iyileştirmek için, yeni bir lüle tasarlamışlardır. Eiamsa ve Promvonge [19], yaptıkları çalışmada, vorteks tüplerle ilgili olarak geçmiş den günümüze, mevcut literatürü bir arada toplamışlardır. Nimbalkar ve Muller [20], yaptıkları çalışmada, değişik soğuk uç geometrileri, farklı giriş basınçları ve y_c değerlerinin enerji ayrışması üzerindeki etkilerini deneysel olarak incelemişlerdir. Pınar vd. [21], yaptıkları teorik çalışmada vorteks tüpleri için optimum çalışma koşullarını ve parametrelerin sistem üzerindeki etkinlik oranlarını belirlemek için Taguchi Metod'u kullanarak giriş basıncı, lüle sayısı ve akışkan cinsi etkilerini bu metoda göre hesaplamışlardır. Kırmacı [22], Ranque-Hilsch vorteks tüpünde akışkan olarak hava ve oksijen kullanılarak değişken giriş basıncı ve farklı nozullarda deneysel bir çalışma yaparak sistemin ısıtma, soğutma performansını incelemiş ve enerji analizlerini yapmıştır.

Bu çalışmada, iç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan karşıt akışlı RHVT, alüminyumun ve çelik nozul sayısı 2, 3, 4, 5, 6 olan malzemelerinde basınçlı akışkan olarak hava kullanılan, 150 kPa' dan başlayarak 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, soğutma – ısıtma performansları deneysel olarak incelenmiş ve deneysel sonuçlar grafiklerle değerlendirilerek performanslarının artırılmasına yönelik önerilerde bulunulmuştur.

2. Deneysel Çalışma

Bu çalışmada, iç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan karşıt akışlı RHVT kullanılmıştır. RHVT genişliği 55 cm, yüksekliği 33 cm, kalınlığı 1,2 mm olan bir sac levha üzerine yatay konumda sabitlenmiş ve aynı ölçülerde, derinliği 30 cm olan bir çantanın içerisine Şekil 3 deki gibi yerleştirilmiştir. RHVT giren basınçlı akışkanın basıncını ölçmek için %5 hassasiyetinde PAKKENS marka gliserinli manometre, hacimsel debilerini ölçmek için %1 hassasiyetinde TSI (Trust. Science, Innovation) marka debimetreler RHVT'ün çıkışlarına bağlanmıştır. Bağlanan debimetre ile bağlandığı noktadaki basınç ve sıcaklık değerleri de okunmaktadır. Sistemde basınçlı akışkan kaynağı olarak kompresör ve oksijen tüpü kullanılmıştır. Sistem elemanları arasındaki bağlantılar basınca dayanıklı pnömatik hortum vasıtasıyla yapılmıştır. RHVT'nün girişi ile hava kompresörü arasında, 10 bar basınç dayanımı olan pnömatik hortum, quick kuplin vasıtasıyla bağlanmıştır. Hava kompresörü çalıştırılmış ve tüpün akışkan girişindeki vana yardımıyla deneylerde başlangıç basıncı olan 150 kPa'lık basınç sağlanmıştır. Yapılan basınç ayarlamasından sonra RHVT'nün sıcak ve soğuk akışkan çıkışına monte edilen ölçüm cihazlarında okunan sıcaklık değerleri sabit oluncaya kadar aynı basınçta hava, kompresörden gönderilmiştir.

RHVT girişteki basınç, vorteks tüpünden çıkan sıcak-soğuk akışkanın sıcaklık ve basınç değerleriyle birlikte hacimsel debileri de okunmuştur. Daha sonra 200 kPa olan basınç değerindeki deneye başlamadan önce vorteks tüpünün soğuk ve sıcak akışkan sıcaklığını ölçen dijital termometre ile ortam sıcaklığını ölçen dijital termometrelerin eşit sıcaklık değerine gelinceye kadar beklenmiş ve okunan değerler eşitlendikten sonra 200 kPa olan basınç değerindeki deneyler yapılmaya başlanmıştır. 250, 300, 350, 400, 450, 500, 550, 600, 650 ve 700 kPa basınç değerleri için yapılan deneysel çalışmalarda imal alüminyumun ve çelik malzemesinden imal edilmiş olan bütün nozullarla tekrarlanmıştır. RHVT’de 150 kPa ve 700 kPa arasında basınçlı hava gönderilerek yapılan deneyler tamamlandıktan sonra hava kompresörü bağlantısı sistemden çıkarılarak, yerine basınçlı akışkan kaynağı olarak Oksijenin muhafaza edildiği tüp bağlanmıştır. Hava için yapılan bütün deneyler oksijen tüpü ile de yapılarak deneyler tamamlanmıştır. Deneyde elde edilen sonuçların doğruluğu için bir deney 3 kez tekrarlanmış ve elde edilen değerlerin ortalamaları alınmıştır.



Şekil 3. Deneysel sistem

3. Bulgular ve Tartışma

Bir giriş ve bir çıkışlı sürekli akışlı açık sistemler için kütle korunumu,

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

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

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

şeklinde yazılabilir. Eşitlik 1 vorteks tüpü için Eşitlik 2 şeklinde yazılabilir.

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

Vorteks tüpünde performansa önemli ölçüde etki eden soğuk akışkanın kütle debisinin, girişteki akışkanın kütle debisine oranı y_c olarak tanımlanmış ve Eşitlik 3 ile verilmiştir (23).

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

$\dot{m}_a$: Sıcak akışkanın kütledebisi, kg/s

$\dot{m}_b$: Soğuk akışkanın kütledebisidir, kg/s.

Girişteki akışkan sıcaklığı (T_{gir}) ile soğuk uçtaki akışkan sıcaklık (T_{sgk}) farkı, soğuk akışkan sıcaklık farkı ΔT_{sgk} olarak tanımlanmış ve Eşitlik 4 ile verilmiştir.

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

Girişteki akışkan sıcaklığı (T_{gir}) ile sıcak uçtaki akışkan sıcaklık (T_{sck}) farkı, sıcak akışkan sıcaklık farkı ΔT_{sck} olarak tanımlanmış ve Eşitlik 5 ile verilmiştir.

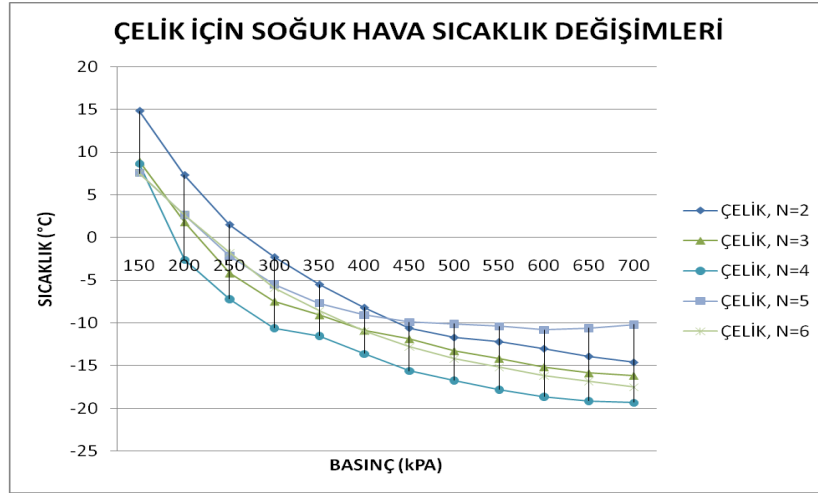
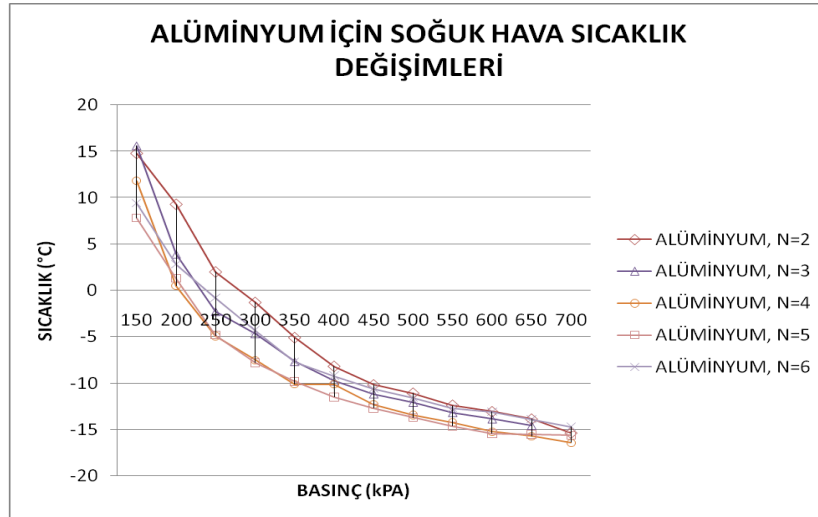
$$\Delta T_{\text{sck}} = T_{\text{sck}} - T_{\text{gir}} \quad (5)$$

Deneyisel sistemin performansı, sıcak akışkanın sıcaklığı ile soğuk akışkanın sıcaklığı arasındaki fark olan cinsinden Eşitlik 6 ile ifade edilmiştir (4).

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

Bu çalışmada, iç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan karşıt akışlı RHVT'ünde nozul malzemesi alüminyumun ve çelikten yapılmış 2, 3, 4, 5, 6 nozul sayılarında 150 kPa' dan başlayarak 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla basınçlı hava kullanarak soğutma – ısıtma performansları deneysel olarak incelenmiştir. RHVT, sıcak akışın çıkış tarafında bulunan vananın açılıp kapanması ile y_c oranı değişmektedir. Yapılmış olan bu deneysel çalışmada, vana tam açık konumda bırakılarak deneyler yapıldığından y_c oranı sabittir.

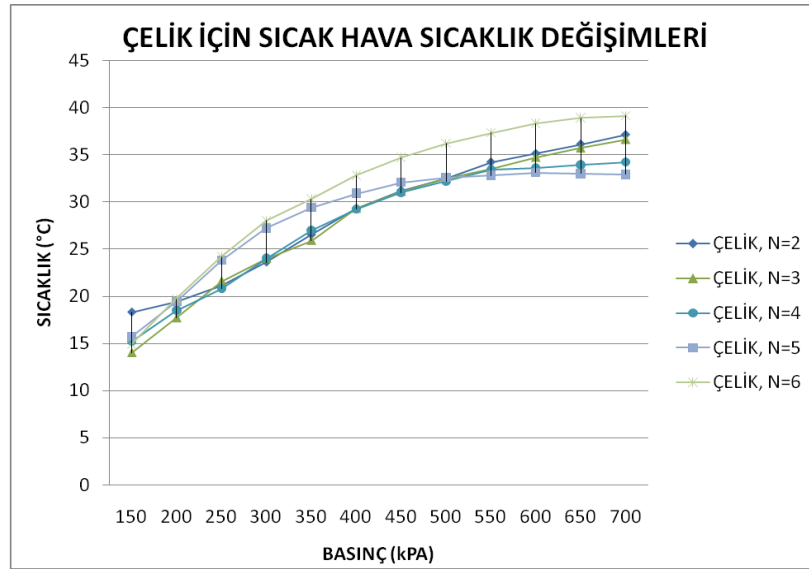
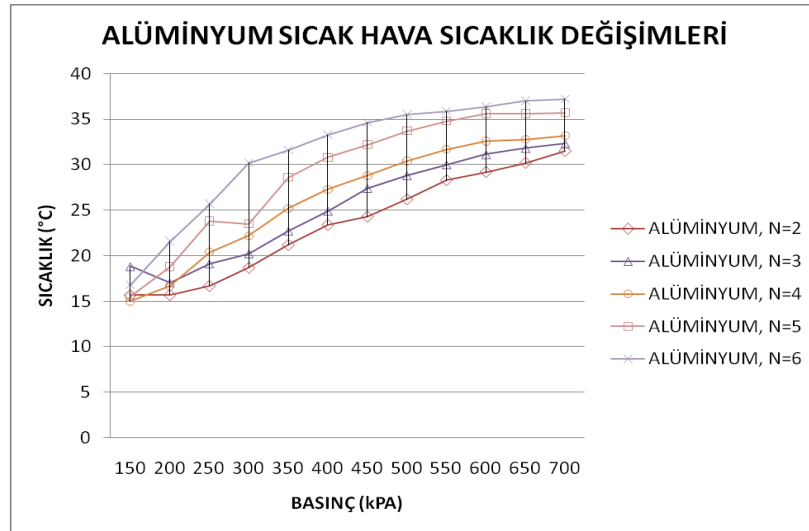
RHVT de basınçlı akışkan olarak havanın kullanıldığı alüminyumun ve çelikten yapılmış 2, 3, 4, 5, 6 nozullarında giriş basıncı (P_{gir}) 150 kPa' dan 50 kPa aralıklarla 700 kPa basınç değerine kadar RHVT'ün soğuk akışkan çıkış ucunda ölçülen sıcaklıklar ($T_{\text{soğ}}$) Şekil 4 ve 5'te verilmiştir.

Şekil 4. Çelik için T_{soğ} değişimleriŞekil 5. Alüminyum için T_{soğ} değişimleri

Bütün nozul sayıları (N) için en düşük T_{soğ} incelendiğinde, Çelik malzemeden üretilmiş N=4 ve P_{gir}=700 kPa değerinde T_{soğ} değeri -19.3 °C (253.85 K) olduğu, en yüksek T_{soğ} incelendiğinde ise alüminyum malzemeden üretilmiş N=3 ve P_{gir}=150 kPa değerinde 15.6 °C (288.75 K) olarak ölçülmüştür. Çelik malzemeden üretilmiş nozullar incelendiğinde en yüksek T_{soğ} değerinin N=2 ve P_{gir}=150 kPa'da 14.8 °C (287.95 K) olduğu görülmüştür (Şekil 4).

Alüminyum malzemeden üretilmiş nozullar incelendiğinde ise en düşük T_{soğ} değerinin N=4 ve P_{gir}=700 kPa'da -16.4 °C (256.75 K) olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir (Şekil 5).

RHVT de basınçlı akışkan olarak havanın kullanıldığı çelik ve alüminyumdan yapılmış 2, 3, 4, 5, 6 nozullarında 150 kPa' dan 50 kPa aralıklarla 700 kPa basınç değerine kadar RHVT'ün sıcak akışkan çıkış ucunda ölçülen sıcaklıklar (T_{sck}) Şekil 6 ve 7'de verilmiştir.

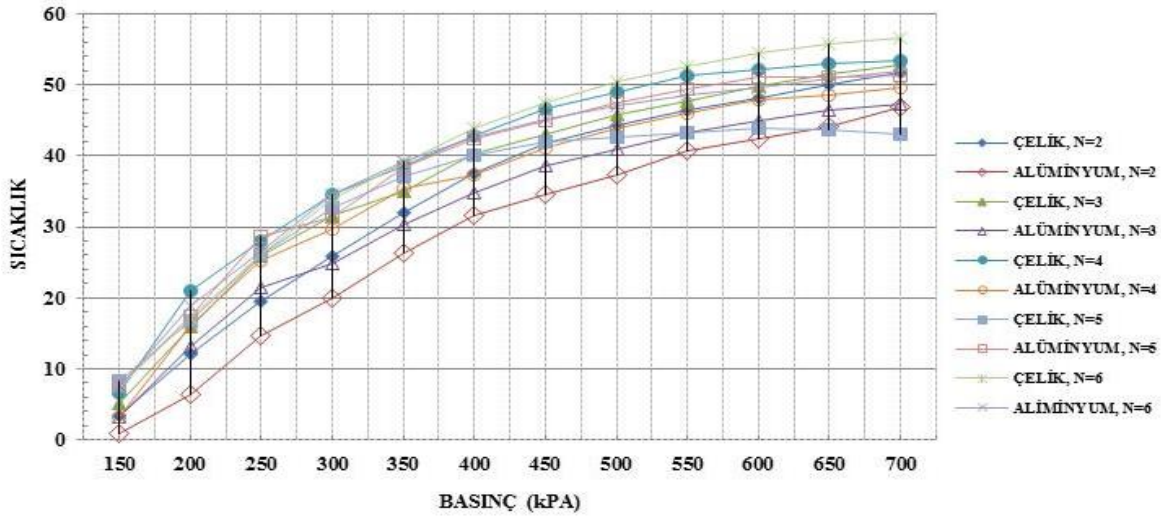
Şekil 6. Çelik için T_{sck} değişimleriŞekil 7. Alüminyum için T_{sck} değişimleri

Bütün N sayıları için en yüksek T_{sck} incelendiğinde, çelik malzemedan üretilmiş N=6 ve $P_{gir}=700$ kPa değerinde en yüksek T_{sck} değerinin 39.1°C ($312,25$ K) olduğu, en düşük T_{sck} incelendiğinde ise çelik malzemedan üretilmiş N=3 ve $P_{gir}=150$ kPa değerinde T_{sck} 14.0°C ($287,15$ K) olarak ölçülmüştür (Şekil 6).

Alüminyum malzemedan üretilmiş nozullar incelendiğinde en yüksek T_{sck} değerinin N=6 ve $P_{gir}=700$ kPa'da 37.2°C (310.35 K) olduğu, en düşük T_{sck} değerinin N=4 ve $P_{gir}=150$ kPa'da 15.0°C (288.15 K) olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir (Şekil 7).

Bütün N sayıları için basınçlı akışkan olarak havanın kullanıldığı ve 150 kPa' dan 50 kPa aralıklarla 700 kPa basınç değerlerindeki RHVT performans değeri olarak da adlandırılan sıcak

akışkan çıkış ucunda ölçülen T_{sck} ile soğuk akışkan çıkış ucunda ölçülen T_{sgk} arasındaki fark olan, ΔT değerleri Şekil 8’ de verilmiştir.



Şekil 8. Çelik ve Alüminyum için ΔT ($T_{sıc} - T_{soğ}$) değişimleri

Bütün N sayıları için en yüksek ΔT incelendiğinde, Çelik malzemeden üretilmiş N=6 ve $P_{gir}=700$ kPa değerinde ΔT değeri 56.6°C (329.75 K) olduğu, en düşük ΔT incelendiğinde ise alüminyum malzemeden üretilmiş N=2 ve $P_{gir}=150$ kPa değerinde ΔT değeri 0.9°C (274.05 K) olarak ölçülmüştür.

Çelik malzemeden üretilmiş nozullar incelendiğinde ise en düşük ΔT değerinin N=24 ve $P_{gir}=150$ kPa’da ΔT değeri 3.5°C (276.65 K) olduğu deneysel olarak tespit edilmiştir.

Alüminyum malzemeden üretilmiş nozullar incelendiğinde en yüksek ΔT değerinin N=6 ve $P_{gir}=700$ kPa’da ΔT değeri 51.9°C (325.05 K) olduğu görülmüştür.

3. Sonuç ve Öneriler

Deneysel olarak yapılan bu çalışmada, y_c oranı sabit tutulmuştur. İç çapı 10 mm, gövde uzunluğu 100 mm olan karşıt akışlı RHVT, nozul sayısı 2, 3, 4, 5, 6 olan alüminyumun ve çelik malzemelerinden yapılmış, basınçlı akışkan olarak hava kullanılan, 150 kPa’ dan başlayarak 700 kPa basınç değerine kadar 50 kPa aralıklarla, soğutma – ısıtma performansı deneysel olarak incelenmiştir. Bu çalışma bir çok endüstriyel uygulama alanı olan Ranque - Hilsch vorteks tüpler performansları nozul malzemesi, nozul sayısı ve giriş basıncına göre deneysel olarak tespit edilmiştir. Deneysel sonuçlar değerlendirildiğinde en iyi performans değerini giriş basıncı 700 kPa’da çelik malzemeden yapılmış 6 nozullu Ranque - Hilsch vorteks tüpü sağlamıştır. Yapılan bu çalışma farklı nozul malzeleri ve sayıları ile yapılacak olan diğer bu tür çalışmalar için temel alınarak uygulanabileceği görüşüne sahip olunmuştur.

Kaynakçalar

- [1] Kırmacı V., Usta H., Tenlik T., Vorteks Tüpünde Akışkan Olarak Hava Oksijen Karbondioksit Azot Ve Argon Kullanılarak Isıtma–Soğutma Sıcaklık Performanslarının Deneysel Olarak Karşılaştırılması. Sakarya Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Dergisi 2006: 10 (2): 39-44.
- [2] Dincer K., Ateş A., Başkaya Ş., Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünün Performansına Tapa Hareketinin Etkisinin Yapay Sinir Ağları Yöntemi İle Modellenmesi. Uluslar Arası İleri Teknolojiler Sempozyumu (İats'09) 13-15 Mayıs 2009, Karabük, Türkiye.
- [3] Cebeci İ., Karşıt Akışlı Ranque-Hilsch Vorteks Tüpünde Hava Ve Oksijen Akışkanlarının Farklı Nozul Numaralarında Enerji-Ekserji Analizlerinin Deneysel Olarak İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi Fen Bilimleri Enstitüsü Bartın Üniversitesi 2013.
- [4] 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
- [5] Balmer R., Pressure Driven Ranque-Hilsch Temperature Separation In Liquids. Journal Of Fluids Engineering- Transactions Of Asme 1998: 110 (2): 161-164.
- [6] 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.
- [7] Saidi M.H., Yazdi M.R., Exergy Model Of A Vortex Tube System With Experimental Result. Exergy 1999: 24: 625-632.
- [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] Dincer K., Uysal B. Z., Başkaya Ş., Sivrioğlu M., Üçgül İ., Dört Nozullu Vorteks Tüpünün Performansının Deneysel İncelenmesi. 15.Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi Bildiri Kitabı Trabzon 2005: 596-601.
- [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 (3): 533-538.
- [11] 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: 131 (8): 081701- 081709.

- [12] Dincer K., Başkaya Ş., Üçgül İ., Uysal B. Z., Giriş Ve Çıkış Kütlesel Debilerinin Bir Vorteks Tüpün Performansına Etkisinin Deneysel İncelenmesi. 14.Ulusal Isı Bilimi Ve Tekniği Kongresi Bildiri Kitabı Isparta 2003: 13-18.
- [13] Saidi, M. H., Valipour M. S., Experimental Modeling Of Vortex Tube Refrigerator. Applied Thermal Engineering 2003: 23: 1971-1980.
- [14] Shannak, B., A., Temperature Separation And Friction Losses In Vortex Tube. Heat And Mass Transfer 2004: 40: 779-785.
- [15] Yılmaz, M., Çomaklı, Ö., Kaya, M. Ve Karslı, S., Vortex Tüpleri: 1- Teknolojik Gelişim. Mühendis ve Makine 2005: 47: 553.
- [16] Gao, C. M., Bosschaart, K. J., Zeegers, J., Waele, A.T.A.M., Experimental Study On A Simple Ranque-Hilsch Vortex Tube. Cryogenics 2005: 45: 173-183.
- [17] Skye, H. M., Nellis, G. F., Klein, S. A., Comparison Of Analysis To Empirical Data In A Commercial Vortex Tube. International Journal Of Refrigeration 2006: 29: 71-80.
- [18] Wu, Y.T., Ding, Y., Ji, Y.B., Ma, C.F., Ge, M. C., Modification And Experimental Research On Vortex Tube. International Journal Of Refrigeration 2007: 30: 1042-1049.
- [19] Eiamsa S., Promvong, P., Review Of Ranque-Hilch Effects In A Vortex Tubes. Renewable and Sustainable Energy Reviews 2008: 12: 1822-1842.
- [20] Nimbalkar, S. U., Muller M.R., An Experimental Investigation Of The Optimum Geometry For The Cold End Orifice Of A Vortex Tube. Applied Thermal Engineering 2008: 29: 509-514.
- [21] Pinar A., Uluer O., Kırmacı V., Optimization Of Counter Flow Ranque-Hilsch Vortex Tube Performance Using Taguchi Method. International Journal Of Refrigeration 2009: 32 (6): 1487-1494.
- [22] Kırmacı V., 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 2009: 32 (7): 1626-1633.
- [23] Kırmacı V., Cebeci İ., Balalı M.Y., Altı Nozullu Karşıt Akışlı Vorteks Tüpünün Performansının Deneysel Olarak İncelenmesi. Bartın Üniversitesi Mühendislik ve Teknoloji Bilimleri Dergisi 2013: 1 (1): 77-90.