Eyüb CANLI
Selçuk DARICI
Sercan DOĞAN
Muammer ÖZGÖREN

Kompakt Isı Değiştiricilerinde Kararlı Çalışma Halindeki Ekserji Yıkımının Deneysel Olarak Tespiti ve Aynı Isıl Kapasite Oranı İçin Üç Farklı Isı Değiştiricisinin Ekserji Yıkımlarının Karşılaştırılması

Abstract:

Heat transfer and pressure drop performance, cost, compactness and effectiveness can be listed as important criteria for selection of widely utilized compact heat exchangers in buildings and a lot of other industrial areas. Nevertheless, recent studies intended for energy usage presents that usability of the energy, namely exergy, should be evaluated for various systems. The second law approach is also used for heat exchanger design which is an optimization problem.

In this work, three different type heat exchangers having 650-670 compactness ratios were experimentally investigated between 0.027-0.16 heat capacity ratios. Exergy destruction occurred in the heat exchangers were calculated using the investigation results. Distribution of heat transfer surface area of the heat exchangers, irreversibility rates, temperature and pressure components of the irreversibility and exergy efficiency were used for comparison.

Key Words:

Exergy Destruction, Effectiveness, Heat Transfer, Compact Heat Exchanger.

ÖZET

Binalarda ve diğer birçok endüstriyel alanda yaygın olarak kullanılan kompakt ısı değiştiricilerinin seçiminde önemli kriterler ısı transferi ve basınç düşüşü performansı, maliyet, kompaktlık ve etkenlik olarak sıralanabilir. Bununla birlikte son yıllarda enerji kullanımına yönelik yapılan çalışmalar farklı sistemlerdeki enerji kullanılabilirliğinin, yani ekserjinin de değerlendirilmesi gerektiğini ortaya koymaktadır. Aynı zamanda ikinci yasa yaklaşımı, bir optimizasyon problemi olan ısı değiştirici tasarımında da yer almaktadır.

Yapılan çalışmada 650-670 kompaktlık oranına sahip üç farklı tipteki ısı değiştirici 0,027-0,16 ısıl kapasite oranlarında deneysel olarak incelenmiştir. İnceleme sonuçları kullanılarak ısı değiştiricilerinde gerçekleşen ekserji yıkımı hesaplanmıştır. Ekserji yıkım değerleri açısından ısı değiştiricileri karşılaştırılmıştır. Karşılaştırma sırasında ısı değiştiricilerin ısı transferi yüzey alanlarının dağılımı, tersinmezlik değerleri, tersinmezliğin sıcaklık ve basınç bileşenleri ve ekserji verimleri kullanılmıştır.

Anahtar Kelimeler: *Ekserji Yıkımı, Etkenlik, Isı Transferi, Kompakt Isı Değiştirici.*

1. GİRİŞ

Enerjinin nicelik büyüklüğü birçok mühendislik konusunda dikkate alınan ilk değerdir. Ticari ürünlerin tükettiği enerji ve termodinamiğin birinci yasasına göre tanımlanan verim ifadesi ürünlerin seçiminde önemli bir kıstas olarak dikkate alınmaktadır. Bununla beraber enerji kaynakları konusunda yaşanan dar boğaz enerjinin daha verimli kullanılması gerekliliğini doğurmaktadır. Bu nedenle enerji dönüşümü ve kullanımını yapan cihazların ideal azami verim değerlerine ne kadar yaklaşabildiğine daha çok dikkat edilmektedir. Bu çaba termodinamiğin ikinci yasası ile teorik alanda zemin bulmaktadır. Bahsedilen yaklaşımda bir sistemin ideal verimi hesaplanmakta, birinci yasa verimi ideal verime bölünerek ikinci yasa verimi elde edilmektedir. İki sistem benzer çalışma ortamında aynı birinci yasa verimine sahipken farklı ikinci yasa verimine sahip olabilmektedir.

Bu durumda kullanılabilir haldeki enerjinin bir kısmının ikinci yasa verimi düşük olan sistemle kullanılması halinde, enerjinin bir kısmı faydasız hale gelmektedir. Enerji dönüşüm sistemlerinin ikinci yasa verimine göre incelenmesi kullanılabilirlik yada ekserji incelemesi olarak ifade edilmektedir. Kullanılabilirlik incelemesi, faydasız hale gelen kullanılabilir enerjinin, diğer bir deyişle kullanılabilirlik yıkımının sistem bileşenlerini de dikkate alarak değişimini incelemektedir. Sistemler arası kıyaslama yapılabildiği gibi bir sistemin bileşenleri de incelenebilir ve sistem iyileştirmesi yapılabilir.

Isı değiştiricileri mühendislik uygulamalarında sıkça yer almakta, özellikle de enerji dönüşümünün yapıldığı sistemlerde ısı enerjisinin sistemden dışarı ya da sisteme nakledilmesinde kullanılmaktadır. Bir sistemin kullanılabilirlik analizinin yapıldığı hallerde sistemden çıkan ve sisteme giren kullanılabilirliğin yönü önemlidir. Dolayısıyla ısı değiştiricilerin kullanılabilirliğe etkileri sistem düşünülerek incelenmelidir. Örneğin bir soğutma çevriminde soğutulan havanın kullanılabilirlik durumu incelenirken, yoğuşturucunun soğutulduğu dış ortam havasının kullanılabilirliği, soğutma sistemi ve soğutulan hacim düşünüldüğünde, dikkate alınmamalıdır.

Kullanılabilirlik incelemesi sadece sistemlerin değerlendirilmesinde kullanılmaz, bir optimizasyon (en iyileştirme) konusu olan ısı değiştiricilerin tasarımında da kullanılmaktadır. Rao ve Patel (2010), yaptıkları çalışmada plâkalı ve kanatlı ağır iş makinelerinin ısı değiştiricilerinin tasarım optimizasyonunda parçacık yığını yöntemini kullanmışlardır [1]. Kendilerinden önce genetik algoritma kullanarak plâkalı ve kanatlı ısı değiştiricilerin entropi üretim yöntemine göre boyut, maliyet ve tersinmezlikler açısından optimizasyonunu yapmış olan çalışmaları referans alarak kendi optimizasyon çalışmalarının sonuçlarını referansları ile karşılaştırmışlardır. Sonuç olarak plâkalı ve kanatlı ısı değiştiricilerin tasarımında entropi üretimi bağıntılarını kullanan parçacık yığın yönteminin genetik algoritmaya göre kimi hesaplamalarda 13 kat daha az döngü gerektirdiğini, %16 daha az entropi üretimi elde edildiğini bulmuşlardır. Ayrıca çalışmada parçacık yığını yönteminin ısı değiştiricileri gibi çok değişkenli ve karmaşık termodinamik sistemlere de kolayca uygulanabileceği vurgulanmıştır. Ko ve Cheng (2007), sayısal yöntemler kullanarak dalgalı kanallarda laminer zorlanmış taşınım ve entropi üretimini araştırmışlardır [2]. Yazarlar ana sorular olarak dalga açısı (en/yükseklik) ve Reynolds sayısının entropi üretimine etkilerini belirlemişlerdir. Çalışmalarını E/B için 1, 2 ve 4, Re için 100-400 aralığında gerçekleştirmişlerdir. Akış özellikleri, ikinci akış hareketi, sıcaklık dağılımı sürtünme ve ısı transferi tersinmezliklerine göre yerel entropi üretimi bildirilmiştir. Kanat açısı ve Reynolds sayısı büyüdükçe toplam entropi üretiminin azaldığını belirtmişlerdir.

Bu çalışmada Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği bölümü bünyesinde ara soğutucu olarak kullanılan ısı değiştiricilerin deneysel performans incelemesi ile ilgili yüksek lisans tezinin [3] bir parçası olarak gerçekleştirilen ekserji analizine yer verilmiştir. Yüksek lisans tezinde yaklaşık aynı kompaktlık oranına ve geometrik boyutlara sahip farklı kanat geometrileriyle üç ara soğutucu deneysel olarak incelenmiştir. Ara soğutucular çapraz akışlı ve tek geçişlidir. Deneylerde ısı değiştiricilerin giriş ve çıkışlarında sıcaklık ve basınç değerleri ölçülmüştür. Bu veriler kullanılarak ısı transferi, basınç düşüşü performansı hesaplanmıştır. Daha sonra elde edilen veriler kullanılarak ısı transferi ve basınç düşüşü neticesinde oluşan kullanılabilirlik yıkımı hesaplanmıştır. Sonuçlar çeşitli grafik formlarında sunulmuştur. Ölçme sisteminin belirsizliği de hesaplanmış ve sonuçların değerlendirilmesinde bir ölçüt olarak sunulmuştur.

2. EKSERJİ ANALİZİ

Termodinamiğin birinci kanununa dayanan etkenlik transfer birimi yöntemi (ε-NTU), ısı değiştiricilerin tasarımında enerjinin niteliğini, üretilen düzensizliği ve bunların sonucu oluşan maliyeti dikkate almamaktadır. Etkenlik ısı geçişi hakkında bilgi verirken, basınç düşüşünün ısı geçişi üzerine etkisi hakkında bilgi vermemektedir [4]. Bu nedenle ısı değiştiricilerle ilgili yapılan bilimsel çalışmalarda 1950'lerden

itibaren entropi üretimi analizi de yapılmaya başlamıştır. Günümüzde ise bu çalışmaların bir bölümünü ekserji analizi oluşturmaktadır.

Bu tez çalışmasında incelenen ara soğutucuların ısıl ve hidrolik performanslarının yanı sıra ekserjilerinin ve entropi üretimlerinin de incelenmesi hedeflenmiştir. Eryener [4], ısı değiştiricilerin ekserji analizinin, entropi üretimi analizi ile neredeyse özdeş olduğunu belirtmektedir. Isı değiştiricilerinde sadece akışkanlar arasında ısı geçişi olduğu, basınç düşüşü gerçekleştiği ve herhangi bir iş etkileşimi olmadığı kabulü ile bu saptamanın doğruluğu anlaşılmaktadır.

Literatürde entropi üretimi ve ekserji için boyutsuz sayılar tanımlanmıştır. Bu sayıların amacı, ısı değiştirici tasarımı sırasında kullanılan parametrelerin ekserji ve ekserji maliyeti açısından incelenebilmesidir. Örneğin Bejan [5] entropi üretimini minimum ısıl kapasiteye bölerek entropi üretimi sayısını tanımlamıştır. Bu çalışma sonucunda elde edilen sonuçlar entropi üretimi miktarı ve Kotas'ın [6] tanımladığı rasyonel verim ile ifade edilmiştir.

Ekserji analizini kolaylaştırma amacıyla aşağıdaki kabuller yapılmıştır;

- Ara soğutucular çok iyi yalıtıldığından, dış ortama ısı geçişi olmamaktadır.
- Ara soğutucu girişinde ve çıkışında akışkanların hızı aynıdır.
- Kontrol hacmi ara soğutucu sınırları olarak seçilmiştir.
- Ara soğutucu içerisinde bir iş etkileşimi olmamaktadır.
- Yukarıdaki kabullerden dolayı potansiyel, kinetik ve kimyasal ekserji değişimleri ihmal edilmiştir.

Kotas [6], iki akışkan arasında gerçekleşen ısı transferi sırasında bir akışkanın ekserjisine ait ısıl bileşen azalırken diğer akışkanın ekserjisine ait ısıl bileşenin arttığını ifade etmiştir. Dolayısıyla bir ısı değiştiricide iletim, taşınım ve ışınım yolu ile ekserji transfer edilmektedir. Ekserji açısından kullanılabilir bir büyüklük hesaplanabileceği için burada rasyonel verimden söz edilebilmektedir.

Bir ısı değiştiricide karşılaşılabilecek tersinmezlikler sonlu bir sıcaklık farkında ısı transferi, basınç düşüşleri, çevre ile ısı veya iş alışverişi ve akış yönünde ısı değiştirici duvarlarında ısı iletimi olarak sıralanabilir. Sonlu bir sıcaklık farkından kaynaklanan tersinmezlikler, yüksek sıcaklıktaki daha kaliteli enerjinin düşük sıcaklıktaki daha kalitesiz enerjiye dönüşmesinden kaynaklanmaktadır. Doğal olarak bu tarz bir tersinmezlik, önlenemez tersinmezlik olarak sınıflandırılır [6]. Sonlu sıcaklık farkı için ısı değiştirici içerisinde ısı geçişine bağlı olarak tersinmezlik üretimi, diğer bir değişle ekserji kaybı Gouy-Stodola eşitliği ile şu şekilde ifade edilebilir;

$$\dot{I}_{\Delta T} = T_0 \, \Pi_{\Delta T} \qquad \text{(kW)} \quad (1)$$

(1) eşitliğinde I tersinmezliği, T_0 referans ortam sıcaklığını, $\Pi_{\Delta T}$ ise sıcaklığa bağlı olarak üretilen entropiyi göstermektedir.

Şekil 1'deki şematik çizime göre (1) eşitliği yeniden yazıldığında (2) elde edilir.

$$\dot{I}_{\Delta T} = T_0 \left[\left(\dot{S}_{D2} - \dot{S}_{D1} \right) + \left(\dot{S}_{H2} - \dot{S}_{H1} \right) \right] \qquad \text{(kW)} \quad (2)$$

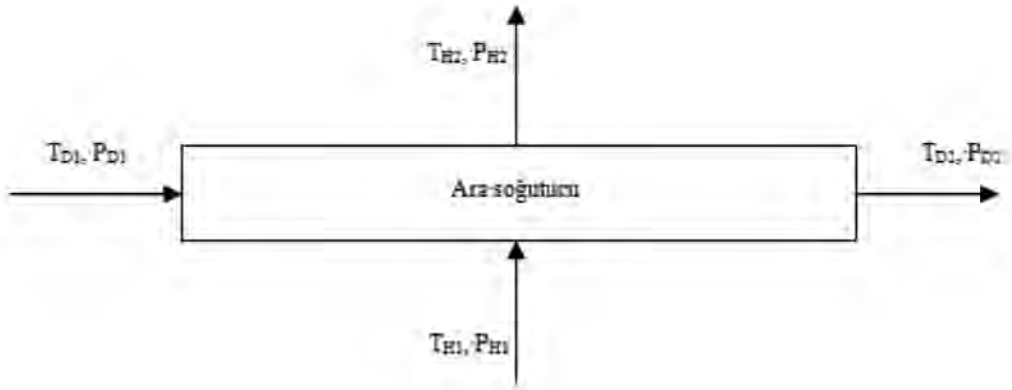
Bu şartlar altında her iki akış için gerçekleşen ısı transferi, T-S diyagramında proses eğrisi altında kalan alandır. Bu nedenle entropi üretimi, izobar ısı geçişi için çizilen T-S diyagramında Şekil 2'deki gibi gösterilebilir. İzobar ısıtma ve soğutma şartlarında akışların ekserjilerindeki değişim, ekserji değişiminin ısıl bileşenine eşittir. Bu durum (3) ve (4)'te gösterilmiştir.

$$\dot{E}_{D1} - \dot{E}_{D2} = \Delta \dot{E}_{D,\Delta T} \qquad \text{(kW)} \quad (3)$$

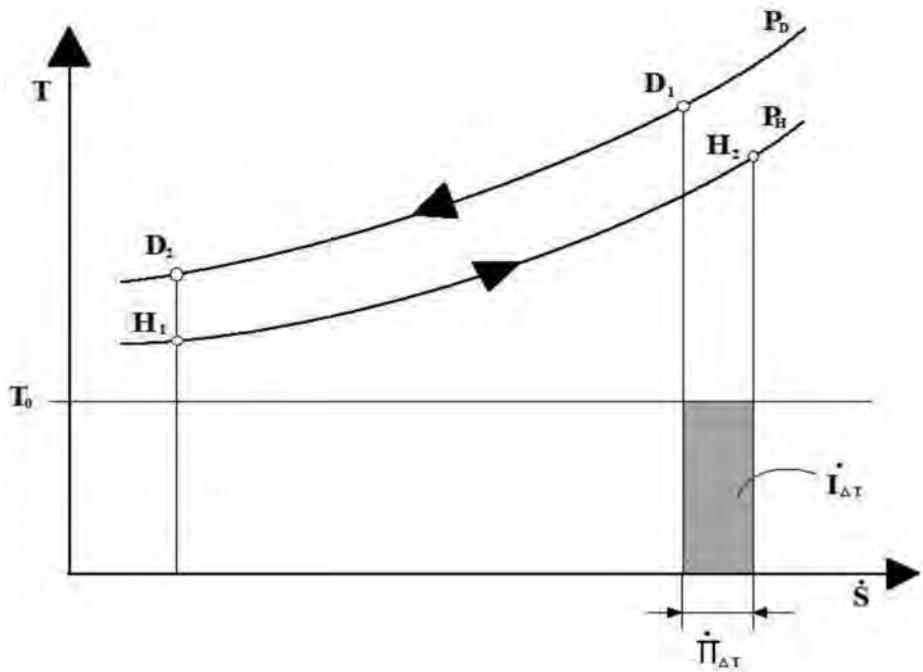
$$\dot{E}_{H2} - \dot{E}_{H1} = \Delta \dot{E}_{H,\Delta T} \qquad \text{(kW)} \quad (4)$$

Akışkanlar arasında bir iş etkileşimi olmadığı ve çevreyle bir ısı geçişi olmadığı kabulü göz önüne alındığında, ısı değiştirici ekserji dengesinin sadece akışkanlar arasındaki ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezliğe maruz kaldığı ortaya çıkmaktadır ve ekserji dengesi (5)'teki gibi yazılabilir;

5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 45



Şekil 1. Ara Soğutucuya Giren ve Çıkan Akışkanların Şematik Gösterimi



Şekil 2. Çapraz Akışlı Ara Soğutucuda İzobar Isı Geçişi İçin Akışkanların T-S Değişimi

$$\Delta \dot{E}_{D,\Delta T} - \Delta \dot{E}_{H,\Delta T} = \dot{I}_{\Delta T} \quad \text{(kW)} \quad (5)$$

Özellikle gaz akışkanların incelendiği ara soğutucularda basınç düşüşleri göz ardı edilemeyecek büyüklükte tersinmezliğe neden olmaktadır (5) ifadesi, ekserjinin basınç bileşeni de dikkate alınarak (6)'daki gibi yazılabilir.

$$\left(\Delta \dot{E}_{D,\Delta T} + \Delta \dot{E}_{D,\Delta P}\right) - \left(\Delta \dot{E}_{H,\Delta T} - \Delta \dot{E}_{H,\Delta P}\right) = \dot{I} \quad \text{(kW)} \quad (6)$$

(6) ifadesi T-S diyagramında Şekil 3'teki gibi gösterilebilir.

Eğer (6) ifadesi düzenlenirse;

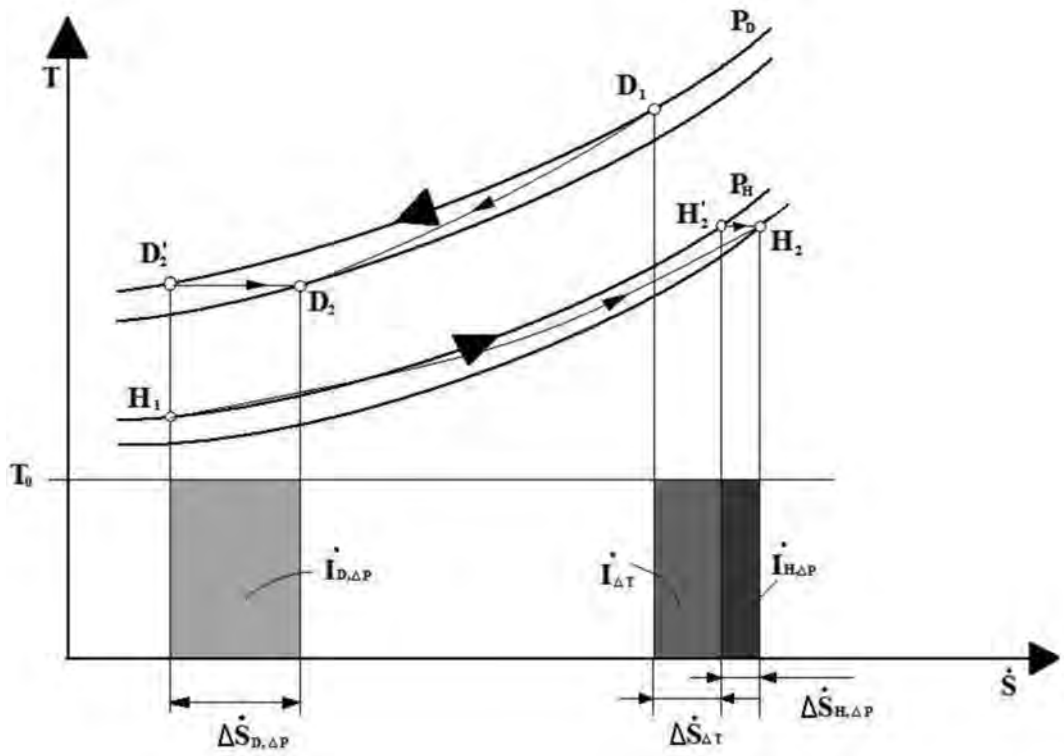
$$\underbrace{\left(\Delta \dot{E}_{D,\Delta T} - \Delta \dot{E}_{H,\Delta T}\right)}_{\dot{I}_{\Delta T}} + \underbrace{\left(\Delta \dot{E}_{D,\Delta P} + \Delta \dot{E}_{H,\Delta P}\right)}_{\dot{I}_{\Delta P}} = \dot{I} \quad \text{(kW)} \quad (7)$$

(7) ekserji eşitliği Gouy-Stodola eşitliği ile (8)'deki gibi yazılabilir;

$$\dot{I} = T_0\left[\left(\dot{S}_{H2} - \dot{S}_{H1}\right) - \left(\dot{S}_{D1} - \dot{S}_{D2}\right)\right] \quad \text{(kW)} \quad (8)$$

Gerçek proses, izotermal ve izobar süreçlerle yer

5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 46



Şekil 3. Çapraz Akışlı Ara Soğutucuda Gerçekleşen Isı Geçişi ve Basınç Düşüşü İçin Akışkanların T-S Değişimi

değiştirildiğinde entropi değişimi (9) ve (10)'daki gibi ifade edilebilir;

$$\dot{S}_{D1}-\dot{S}_{D2}=\left(\dot{S}_{D1}-\dot{S}_{D2'}\right)-\left(\dot{S}_{D2}-\dot{S}_{D2'}\right) \quad \text{(kW)} \quad (9)$$

$$\dot{S}_{H2}-\dot{S}_{H1}=\left(\dot{S}_{H2'}-\dot{S}_{H1}\right)+\left(\dot{S}_{H2}-\dot{S}_{H2'}\right) \quad \text{(kW)} \quad (10)$$

Gouy-Stodola eşitliğine (9) ve (10) eşitlikleri yerleştirilebilir ve (7)'deki gibi ısıl ve basınç bileşenlerine ayrılabilir. Bunun için entropi değişimleri (11), (12) ve (13) eşitlikleri gibi düzenlenebilir;

$$\Delta\dot{S}_{\Delta T}=\left(\dot{S}_{H2'}-\dot{S}_{H1}\right)-\left(\dot{S}_{D1}-\dot{S}_{D2'}\right) \quad \text{(kW)} \quad (11)$$

$$\Delta\dot{S}_{D,\Delta P}=\dot{S}_{D2}-\dot{S}_{D2'} \quad \text{(kW)} \quad (12)$$

$$\Delta\dot{S}_{H,\Delta P}=\dot{S}_{H2}-\dot{S}_{H2'} \quad \text{(kW)} \quad (13)$$

Dolayısıyla Gouy-Stodola eşitliği (14)'deki gibi yazılabilir;

$$\dot{I}=T_0\left[\Delta\dot{S}_{\Delta T}+\Delta\dot{S}_{D,\Delta P}+\Delta\dot{S}_{H,\Delta P}\right] \quad \text{(kW)} \quad (14)$$

Dolayısıyla Şekil 1'de gösterildiği gibi, çapraz akışlı ara soğutucudaki tersinmezlikler (15)'deki gibi birbirinden ayrı hesaplanabilir. Böylece toplam tersinmezliğin bileşenlere göre dağılımı belirlenebilir. Ayrıca ısı değiştiricide yapılabilecek olası iyileştirmeler ile basınç düşüşünün azaltılmasıyla tersinmezliklerin ne oranda azaltılabileceği saptanabilir.

$$\dot{I}=\dot{I}_{\Delta T}+\dot{I}_{D,\Delta P}+\dot{I}_{H,\Delta P} \quad \text{(kW)} \quad (15)$$

Gerçek bir gazda, basınç düşüşüne bağlı olarak gaz akışın sıcaklığı artacağı için ekserjinin ısıl bileşeninin büyüklüğü değişecektir. Fakat ideal bir gaz için entalpi sadece sıcaklığın bir fonksiyonu olduğu için ve bu etki ortalama yoğunluktaki gaz akışlarında

küçük olduğu için tersinmezliklerin ısıl ve basınç bileşeni ayrı incelenebilir [6]. Hem ekserji dengesinden hem de Gouy-Stodola eşitliğinden tersinmezliğin ısıl ve basınç bileşenleri için aynı eşitlikler elde edilir. Tersinmezliğin ısıl bileşeni için (16), dolgu havası tarafındaki basınç bileşeni için (17) ve soğutma havası tarafındaki basınç bileşeni için (18) verilmiştir.

$$\dot{I}_{\Delta T} = T_0\left[\left(\dot{m}_H\, c_{pH} \ln\frac{T_{H2}}{T_{H1}}\right) - \left(\dot{m}_D\, c_{pD} \ln\frac{T_{D1}}{T_{D2}}\right)\right] \quad \text{(kW)} \quad (16)$$

$$\dot{I}_{D,\Delta P} = T_0\, \dot{m}_D\, R_D \ln\frac{P_{D1}}{P_{D2}} \quad \text{(kW)} \quad (17)$$

$$\dot{I}_{H,\Delta P} = T_0\, \dot{m}_H\, R_H \ln\frac{P_{H1}}{P_{H2}} \quad \text{(kW)} \quad (18)$$

Tersinmezliğin basınç bileşenleri, basınç düşüşünün etkisini tersine çevirebilecek minimum gerekli güç olarak düşünülebilir. Kotas (1985)'in tanımladığı rasyonel verim ifadesi (19)'da gösterilmiştir.

$$\psi = 1 - \frac{\dot{I}}{E_g} \quad (\%) \quad (19)$$

Burada $\dot{I}$ birim zamanda üretilen tersinmezliği, E_g ise birim zamanda sisteme giren ekserjiyi göstermektedir. Bununla beraber literatürde farklı ekserji verimi ifadeleri bulunmaktadır. Örneğin ısı geçişi sonucu ısınan soğuk akışkanın ekserji kazancının, soğuyan sıcak akışkanın ekserji kaybına oranı literatürde iyi bilinen diğer bir verim ifadesidir. Bununla beraber soğuk akışkanın ekserjisindeki artış sistem için önemli olmadığı durumlarda (19)'da verilen verim ifadesi daha faydalı olacaktır. Bu çalışma kapsamında test edilen ve incelenen ara soğutucuların çalışma aralıklarında ekserji kaybı, tersinmezlik üretimi olarak ifade edilmiştir. Ayrıca tersinmezliklerin kaynağa göre dağılımı ve ekserji verimi (rasyonel verim) sonuçlar kısmında verilmiştir.

3. DENEYSEL ÇALIŞMA VE VERİLERİN ÖZLEŞTİRİLMESİ (DATA REDUCTION)

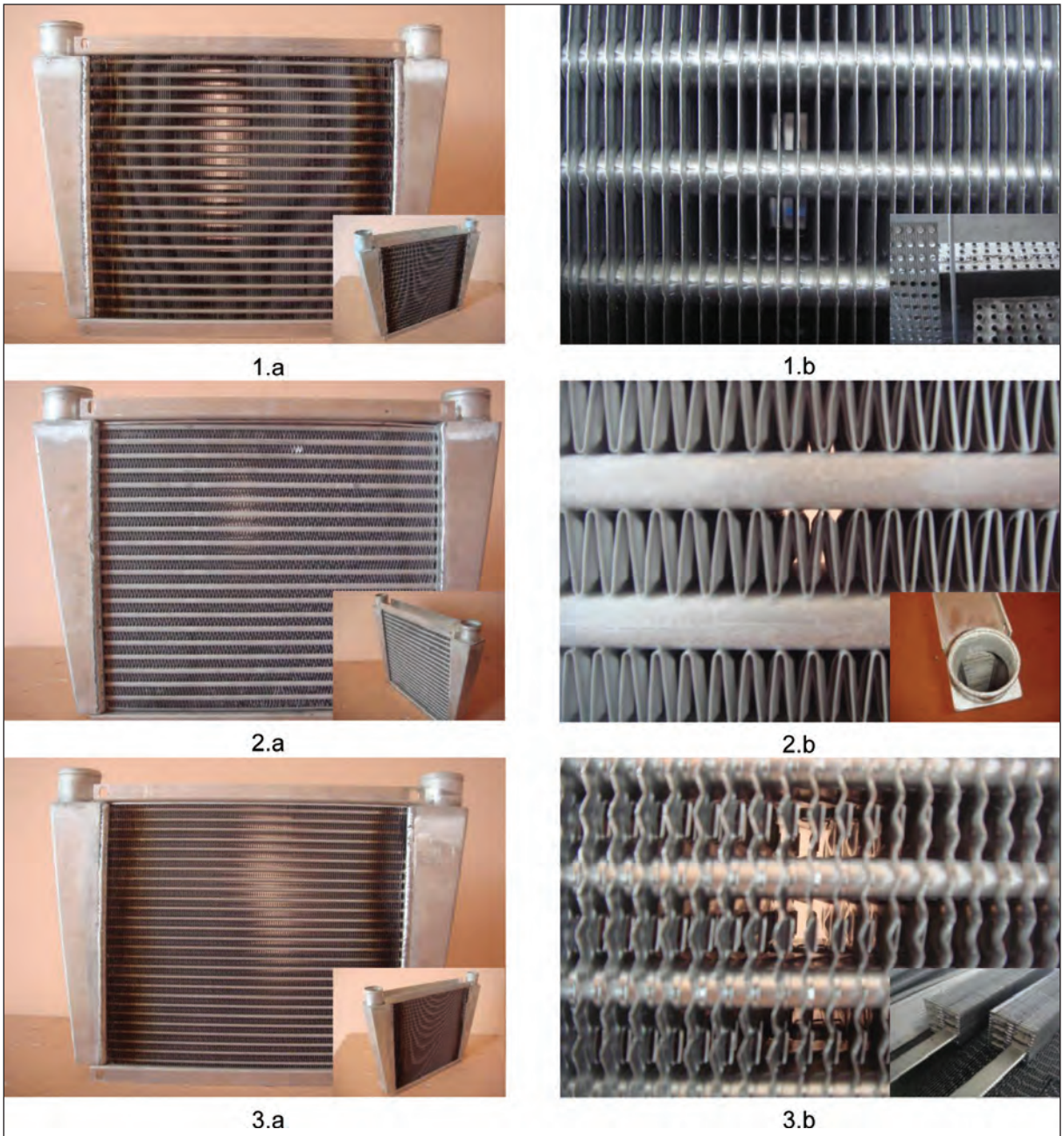
Deneysel incelemeleri yapılan ara soğutucular Şekil 4'te görülmektedir. Şekil 5'te ise bu ısı değiştiricilerin kanat ve geçiş yollarının detayları ve ölçüleri gösterilmiştir. Aynı ısı değiştiricilerin performans hesaplamalarında kullanılan ısı değiştirici boyutları ise Tablo 1'de verilmiştir.

Deney düzeneğinde temelde iki fiziksel özelliğin ölçümü yapılmakta, diğer araştırılan büyüklükler bu iki fiziksel özellikten türetilmektedir. Bu fiziksel özellikler sıcaklık ve basınçtır. Bu nedenle ölçme sisteminde sıcaklık ölçme sondaları ve basınç transmiterleri kullanılmıştır. Her ne kadar diğer özellikler bu iki özellik kullanılarak türetilse de akışkanların hacimsel debilerinin belirlenebilmesi için uygulamada da sıklıkla kullanılan ölçme cihazları kullanılmıştır [3].

Tablo 1. Ara Soğutucuların Performans Hesabında Kullanılan Boyutlar

Ara soğutucu tipi	Dairesel borulu	Plakalı	Yassı borulu
Ara soğutucu toplam hacmi V (m^3)	0.0118	0.0113	0.0119
Dolgu havasının aktığı hacim V_D (m^3)	0.001232	0.00278	0.0037
Soğutma havasının aktığı hacim V_H (m^3)	0.01032	0.00789	0.0103
Dolgu havası toplam ısı transfer yüzey alanı A_D (m^2)	0.703	4.2688	1.9342
Dolgu havası kanat ısı transfer yüzey alanı A_{fD} (m^2)	-	3.343	0.8922
Soğutma havası toplam ısı transfer yüzey alanı A_H (m^2)	6.98625	3.25	6.0867
Soğutma havası kanat ısı transfer yüzey alanı A_{fH} (m^2)	6.1098	2.378	5.022
Kompaktlık oranı (m^2/m^3)	651.62	664.6	673.67
Dolgu havası akış ön alanı A_{frD} (m^2)	0.0276	0.027	0.0287
Soğutma havası akış ön alanı A_{frH} (m^2)	0.16	0.1579	0.164
Dolgu havası serbest akış alanı A_{cD} (m^2)	0.003079	0.00509	0.00306
Soğutma havası serbest akış alanı A_{cH} (m^2)	0.089411	0.03075	0.0959
Dolgu havası hidrolik çap Dh_D (m)	0.007	0.00186	0.00256
Soğutma havası hidrolik çap Dh_H (m)	0.0033	0.00189	0.00397

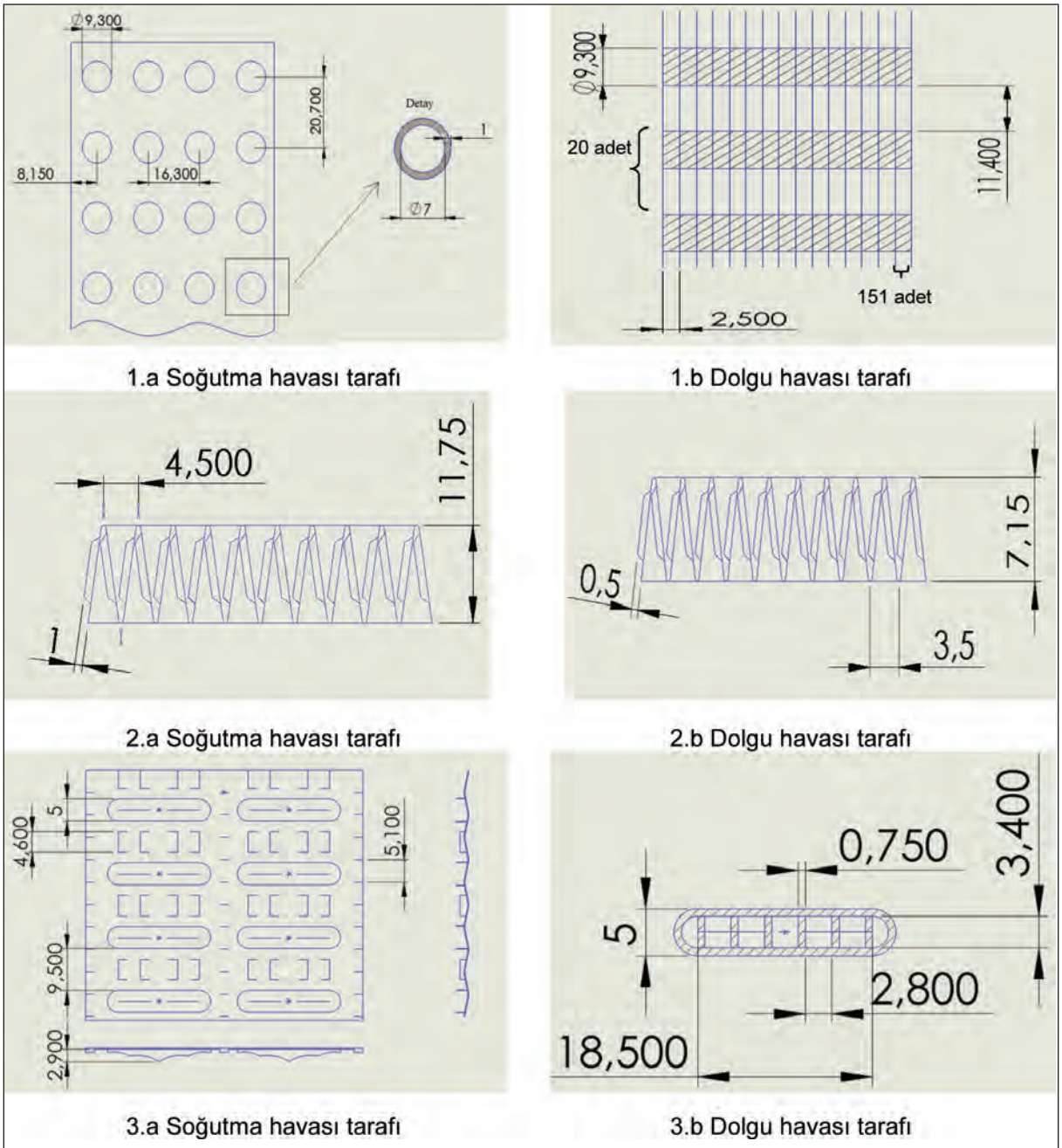
5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 48



Şekil 4. Deneyleri Yapılan Isı Değiştiricilere Ait Fotoğraflar
(Her ara soğutucu tipi bir harf ve rakam ile işaretlenmiştir. 1. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu 2. Panjurlu kanatlı plâkalı ara soğutucu 3. Yassı borulu kanatlı ara soğutucu)

Sıcaklık Ölçümleri: Bilimsel literatürde sıcaklık ölçümü için çeşitli metotlar mevcuttur. Yaygın olarak elektrik direnç termometreleri ve ısıl çiftler (termoelemanlar) kullanılmaktadır. Deneyler sırasında dolgu havasının yüksek sıcaklık değerleri göz önüne alınarak dolgu havası hattında "J tipi" ısıl çiftler, soğutma havası hattında ve ortam sıcaklığı ölçülürken bir elektrik direnç termometresi olan "PT 100"ler kullanılmıştır. Hem ısıl çiftler hem de elektrik direnç termometreleri çevresel etkilerden ve elektriksel kaçaklardan korunmak için özel koruma haznelerinde kullanılmışlardır. Ayrıca ölçüm sondalarından çıkan değerlerin elektriksel gürültüden etkilenmemeleri için gürültüyü önleyen yalıtımlara sahip kablolar ter-

5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 49



Şekil 5. Deneyleri Yapılan Isı Değiştiricilerin Kanat Boyutları

(Her ara soğutucu tipi bir harf ile işaretlenmiştir. a. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucu b. Panjurlu kanatlı plâkalı ara soğutucu c. Yassı borulu kanatlı ara soğutucu. (Ölçülerin birimi milimetredir))

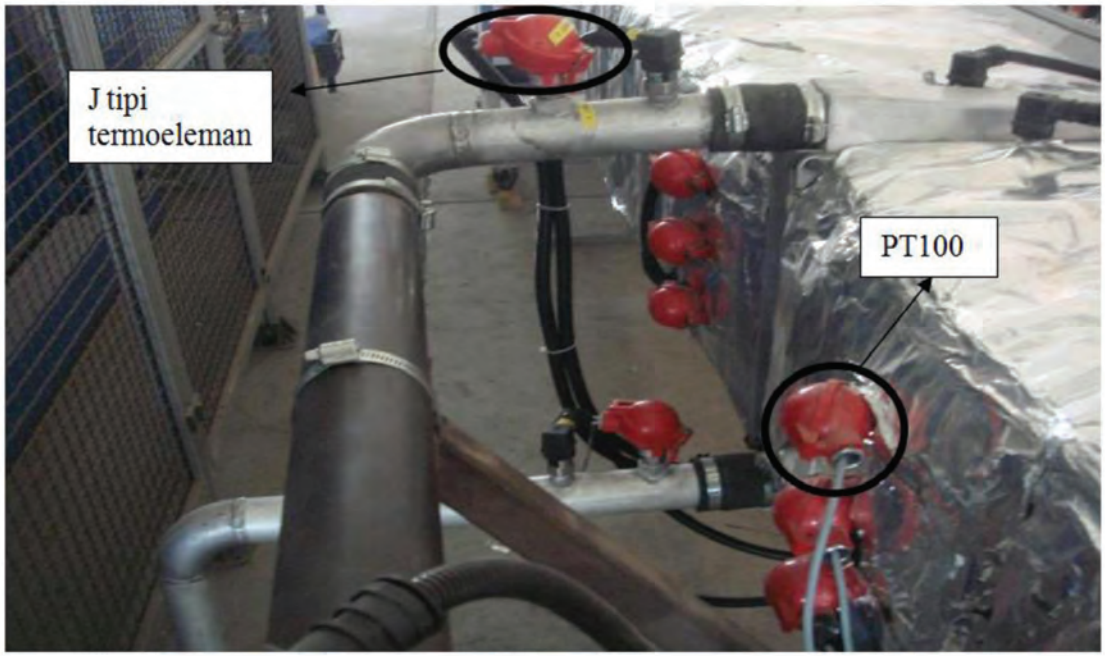
cih edilmiştir. Sıcaklık ölçümlerinde kullanılan termoelemanlar Şekil 6'da gösterilmişlerdir.

Basınç Ölçümleri: Sıcaklık ölçümüne nazaran basınç ölçümü daha karmaşık ve maliyetlidir. Sıcaklık ölçümünde farklı elektriksel özelliklere sahip bir ya da daha fazla iletken kullanılırken basınç ölçümünde farklı elektro-fiziksel özelliklere sahip malzemeler elektriksel akım üretecek şekilde düzenlenmişlerdir. Basınç karşısında elektriksel akım üreten birimlere basınç transmiteri adı verilmektedir. Maalesef karmaşık yapılarından dolayı ülkemizde basınç transmiteri konusunda pek fazla seçenek bulunmamaktadır. Bu nedenle yabancı menşeli ürün-

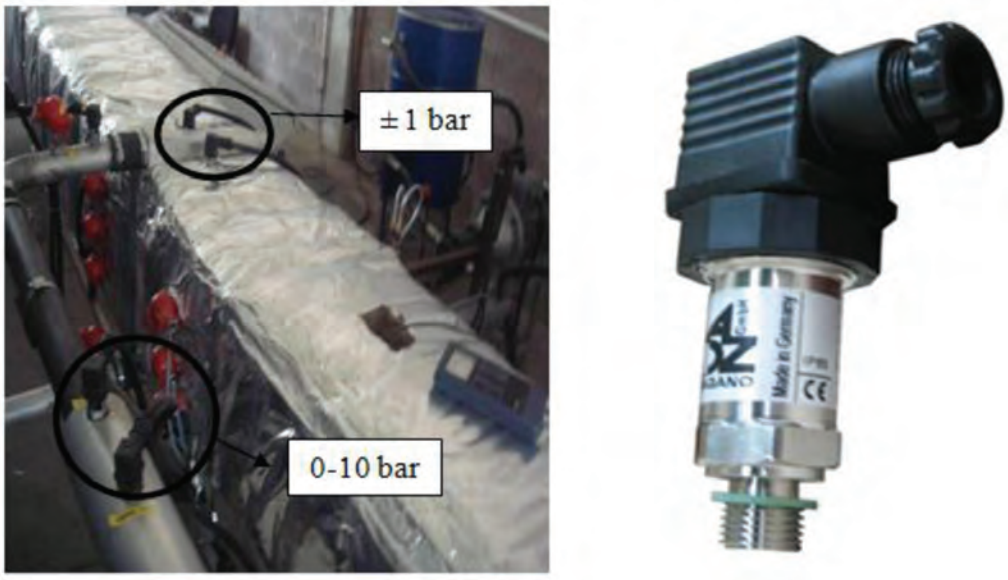
5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 50

ler tercih edilmektedir. Deney düzeneğinde basınç ölçümleri için Trafag'ın Nagano SML-10 kodlu basınç transmiterleri kullanılmıştır. Kullanılan basınç transmiterleri Şekil 7'de gösterilmiştir.

Debi Ölçümü: Bu çalışmada incelenen ara soğutucularda kullanılan akışkanlar sıkıştırılabilir bir gaz akışkan olan havadır. Havanın hacimsel ve kütlesel debisinin bulunabilmesi için soğutma havası hattında ve dolgu havası hattında fark basınç çalışma prensibine dayanan iki farklı makina elemanı kullanılmıştır. Bunlar soğutma havası kanalında ortalama pitot tüpü, dolgu havası hattında ise ventüri tüpüdür. Soğutma havası geniş bir kanalda aktığı için ortala-



Şekil 6. Deney Düzeneğinde Sıcaklık Ölçümü İçin Kullanılan Termoelemanlar

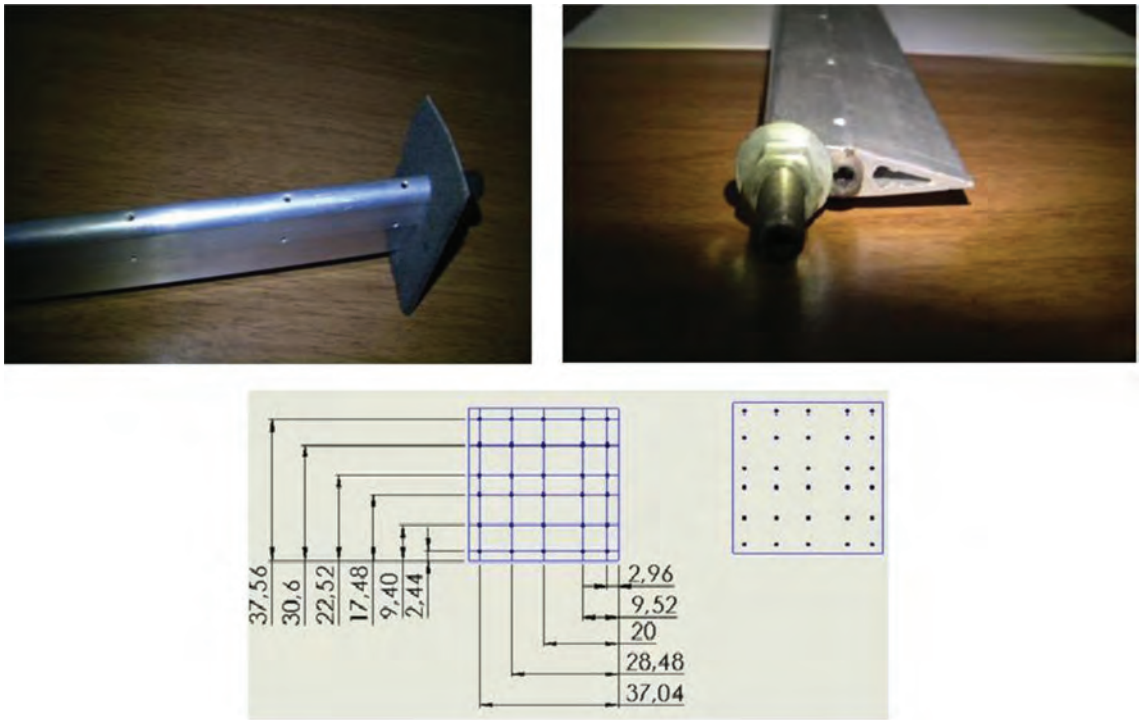


Şekil 7. Deney Düzeneğinde Kullanılan Basınç Transmiterleri

5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 51

ma hava hızının bulunması gerekmektedir ve bu nedenle çok noktadan hız ölçümü yapılmalıdır. Deney düzeneğine ait soğutma havası kanallarında çok noktadan hız ölçümü için ortalama pitot tüpü tercih edilmiştir. Ortalama pitot tüpü Şekil 8'de gösterilmiştir. Pitot tüpleri alüminyum malzemeden ekstrüzyon kalıbı kullanılarak imal ettirilmiştir. Daha sonra toplam ve statik basınçların ölçüleceği delikler matkap kullanılarak açılmış ve çapaklar temizlenmiştir. Ekstrüzyonla imalat nedeniyle tüplerin her iki yönü de açıktır. Bu nedenle ölçüm alınan deliklerin karşısında bulunan delikler, pitot tüplerini hava kanalına montaj edilirken cıvatalar yardımı ile kapatılmıştır.

Toplam 5 adet ortalama pitot tüpü kullanıldığı için 5 adet toplam basınç çıktısı bakır bir tüpte, 5 adet statik basınç çıktısı diğer bir bakır tüpte toplanmıştır. Bakır tüpler basınç girişleri için aynı hizada 5 noktadan tüp eksenine dik doğrultuda delinmiştir. Tüplerin eksenleri doğrultusunda iki ucu da açık olduğu için uçlardan bir tanesi kapatılmıştır. Diğer uç ise basınç transmiteri bağlanacak şekilde açık bırakılmıştır. Bakır tüpler ile ortalama pitot tüpleri plastik hortumlar vasıtası ile birbirine bağlanmıştır. Sızdırmazlığı sağlamak için ortalama pitot tüpleri ve kanala bağlantılarının yapıldığı noktalarda sıvı contalar kullanılmıştır. Ortalama pitot tüpleri üst akışta 10 Dh, alt akışa ise 1 Dh mesafede konumlandırılmıştır. Pitot tüplerinin toplam basınç ve statik basınç ölçüm noktaları Log-Thebychef yöntemine göre belirlenmiştir. Bu yöntem kanal içerisinde gelişmiş hız profilini dikkate alarak geliştirilmiştir. Kanal cidarlarına doğru hava hızı düşmekte ve cidarda sıfırlanmaktadır. Bahsedilen yöntemde kesit alanda ölçüm noktaları ortalama hızı ölçmek için sıralanmıştır. Bu sebeple ölçüm noktalarının birbirine olan uzaklıkları eşit değildir. Hava kanallarında basınç ve buna bağlı olarak debi ölçümü için farklı standartlar yayınlanmıştır. Başlıcaları ASHRAE Fundamentals Handbook, AMCA 203, 40 CFR 60 Ek-A, ANSI/ASHRAE 111 (1989), ISO 3966, SMACNA ve AABC olarak özetlenebilir [7]. Bahsi geçen standartlarda Log-Thebychef yöntemi tanıtılmakta, ayrıca havalandırma kanallarında kesit alan içerisinde basınç ve hız ölçümünün nasıl yapılacağı ve akışı rahatsız eden elemanlardan aşağı akımda ve yukarı akımda hangi mesafede ölçümün yapılacağı yer



Şekil 8. Ortalama Pitot Tüpü ve Fark Basınç Ölçüm Noktaları

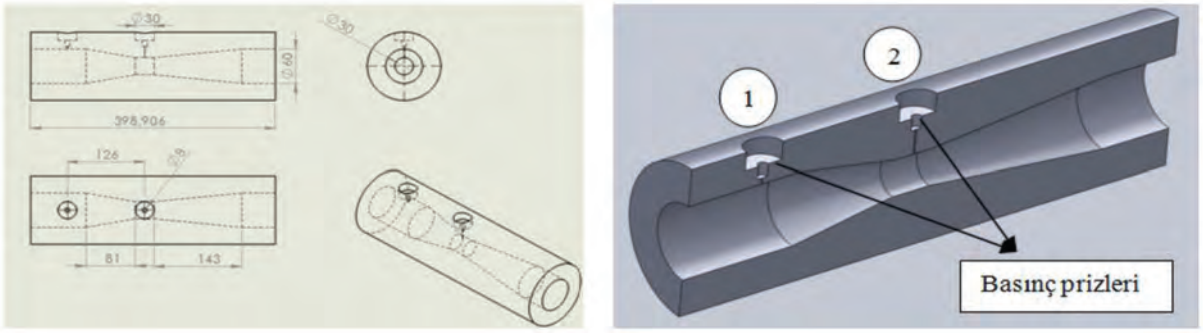
almaktadır. Standartlarda yer alan sayılar asgari sayılardır. Örneğin ASHRAE akışı rahatsız eden bir elemanın aşağı akımında yapılacak bir ölçümde en az 7,5 Dh uzaklaşılmasını önermiştir. Daha uzak mesafede yapılmasında bir sakınca yoktur. Benzer şekilde debi ölçümü için ortalama pitot tüpü ile yapılacak basınç ölçümünde belirlenen noktalar da asgari olarak belirtilmiştir. Daha çok ölçüm ile daha hassas ve doğru sonuçlara ulaşılabilir. Fakat asgari ölçüm noktaları ile %0-9 aralığında bir hata ile ölçüm yapmak mümkün olmaktadır.

Dolgu havasına ait debilerin bulunabilmesi için venturimetre kullanılmıştır. Ventürimetrenin tasarımı için Genceli (2000) [8]'den alınan ve TS 1424 ve ASME standartları kullanılarak hazırlanmış ventüri tüpü tasarımı kullanılmıştır. Dolgu havası debi ölçümünde kullanılan ventürimetre, silindirik bir alüminyum kütüğünden talaş kaldırma yöntemi ile imal edilmiştir. Tüm ventürimetre yekparedir. Ventüri eksenine dik doğrultuda basınç ölçümü için açılan delikler üzerinde basınç transmiterlerinin oturacağı yuvalar açılmıştır. Ventüri girişinden önce 10 Dh, çıkışından sonra ise 3 Dh uzunluğunda dikişsiz, iç yüzeyi honlanmış paslanmaz çelik borular kullanılmıştır. Boruların iç çapı ile ventüri giriş ve çıkış çapları eşittir. Böylece ventüri girişinde ve çıkışında akışı rahatsız edecek setler önlenmiştir. Deney düzeneğinde kullanılan ventüri Şekil 9'da, ventüriye ait teknik çizimler ise Şekil 10'da verilmiştir.

Yukarıda detayları verilen deney düzeneğinin katı modeli Şekil 11'de, ölçüm noktaları Şekil 12'de ve deney düzeneğinin genel bir görünümü Şekil 13'te gösterilmektedir. Şekillerden de anlaşılabileceği gibi hava kanalları, ara soğutucular kolaylıkla kanalların arasına yerleştirilip sökülebilecek şekilde tasarlanmıştır.

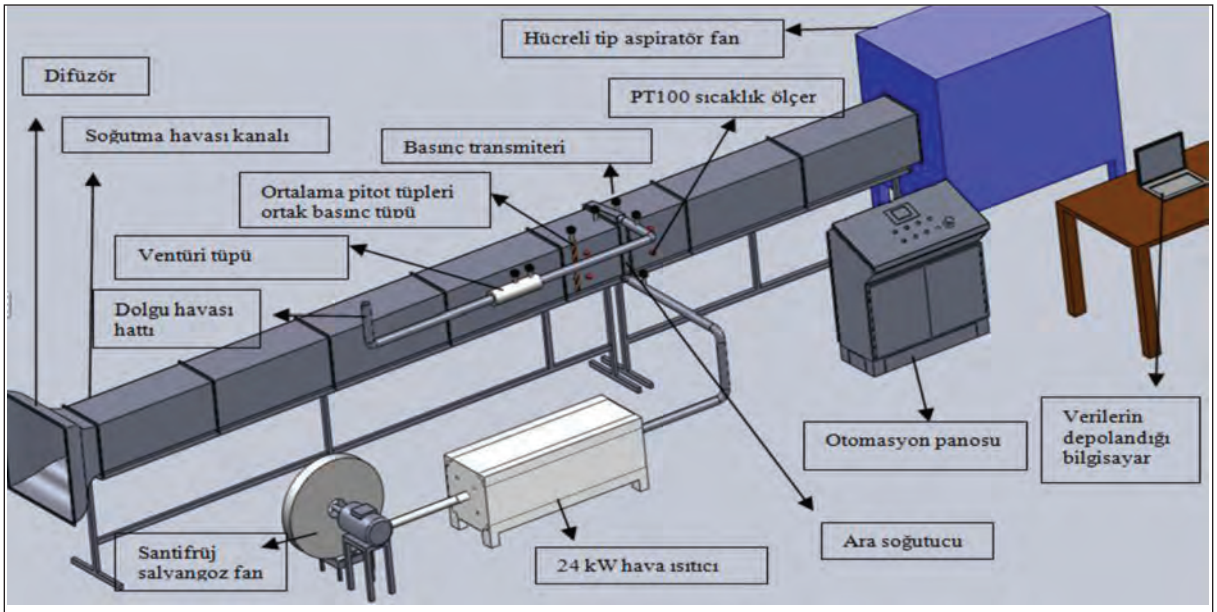
Deney düzeneğinden elde edilen ölçüm verilerinin toplanması, işlenmesi ve kaydedilmesi için endüstriyel tipte bir PLC ve bir bilgisayar kullanılmıştır.

Şekil 9. Dolgu Havası Debi Ölçümünde Kullanılan Ventürimetre ve Yerleşimi

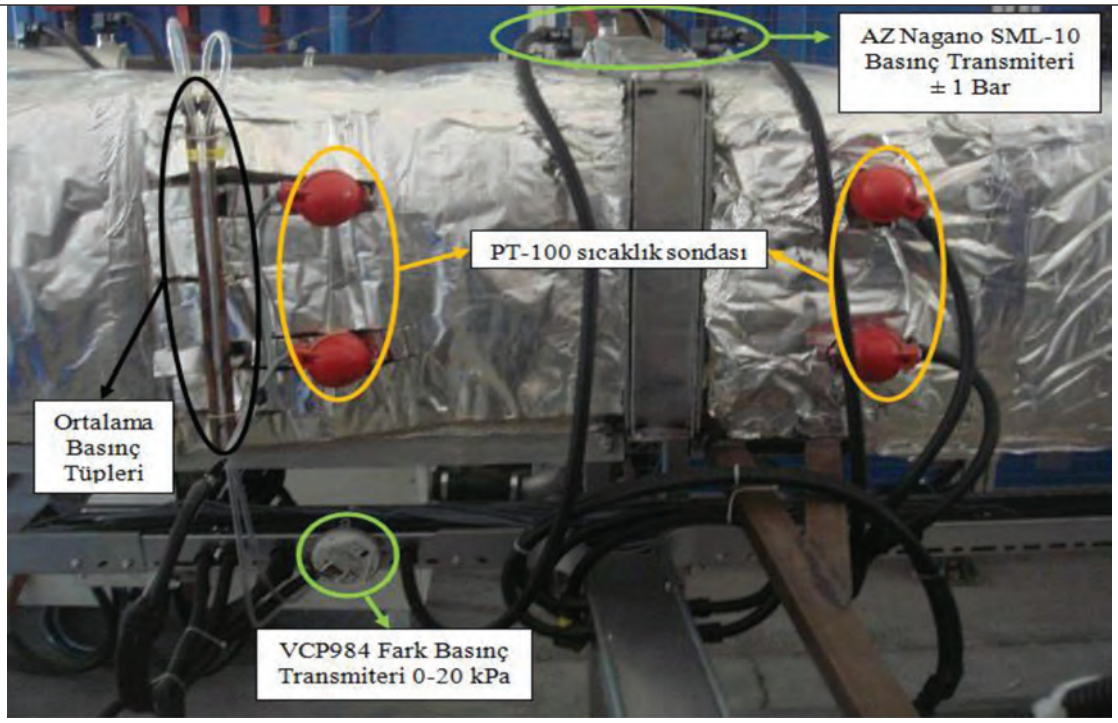


Şekil 10. Ventürimetreye Ait Teknik Resim ve Katı Model Çizimleri

5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 53



Şekil 11. Deney Düzeneğinin Katı Modeli



Şekil 12. Soğutma Havası Tarafındaki Ölçüm Elemanları

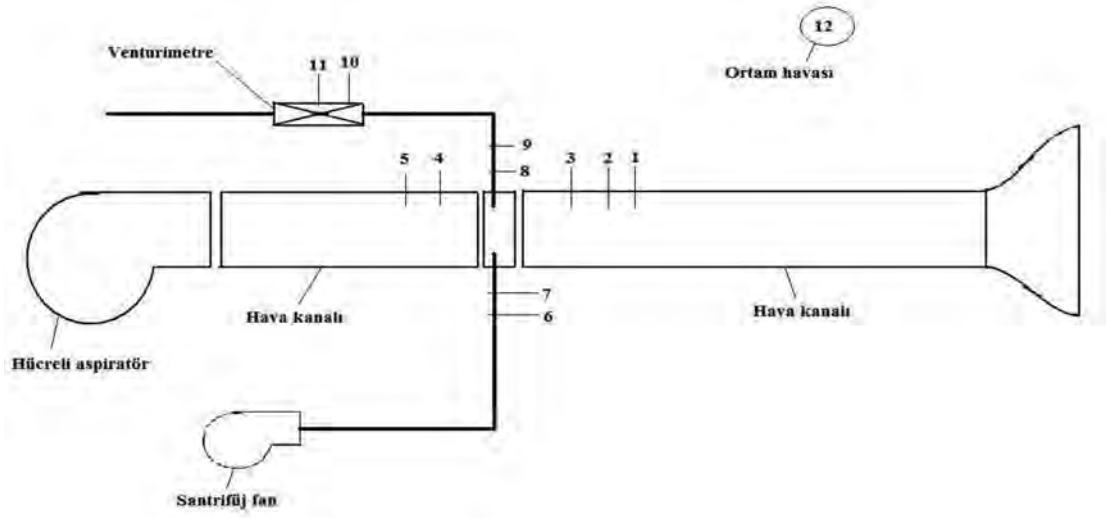
Deneyler sırasında gerekli olan sıcak dolgu havasının elde edilmesi için 24 kW'lık bir ısıtıcı birim imal edilmiştir ve bu ısıtıcı bir PID ile kontrol edilmiştir. Deney düzeneğinde yer alan fanlar, farklı devirlerde çalıştırılacak şekilde elektronik sürücüler ile sürülmüştür. Bütün elektronik sistemler bir panoda toplanmıştır.

Deneysel ölçümlerin kullanıldığı eşitliklerin tarif edilebilmesi için eşitliklerde kullanılan sıcaklık ve basınç noktalarının numaralandırılması gerekmektedir.

Şekil 14'te kullanılan şematik deney düzeneği çiziminde bu numaralandırma gösterilmiştir.

5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 54

Şekil 13. Deney Düzeneğinin Genel Bir Görünümü



Şekil 14. Deney Düzeneğinin Şematik Gösterimi ve Ölçüm Noktaları

Deneyler sırasında elde edilen sıcaklık ve basınç değerleri kullanılarak soğutma havası hattında yapılan hesaplamalar:

Soğutma havasının yoğunluğunun ideal gaz kabulü ile basınç ve sıcaklığa göre değişimi;

$$\rho_H = \frac{P_3}{RT_2} \quad (kg/m^3) \quad (20)$$

Soğutma havası ortalama hızının ortalama pitot tüpü basınç farkına göre değişimi;

$$\upsilon_{H,O} = \sqrt{\frac{\left[2\left(P_{1Toplam} - P_{1Statik}\right)\right]}{\rho_H}} \quad \text{(m/s)} \quad (21)$$

Soğutma havasının hacimsel debi değeri;

$$\dot{V}_H = A_H \upsilon_{H,O} \quad (\text{m}^3/\text{s}) \quad (22)$$

Soğutma havasının kütlesel debi değeri;

$$\dot{m}_H = \dot{V}_H \rho_H \quad \text{(kg/s)} \quad (23)$$

Soğutma havasının ısı değiştirici giriş ve çıkışındaki sıcaklık farkı;

$$\Delta T_H = T_5 - T_2 \quad \text{(K)} \quad (24)$$

Soğutma havasının ısı değiştirici giriş ve çıkışındaki basınç farkı;

$$\Delta P_H = P_3 - P_4 \quad \text{(Pa)} \quad (25)$$

Soğutma havasının ısı değiştirici girişindeki özgül ısısının sabit basınçta sıcaklığa göre değişimi için termodinamik tablolardan üretilen polinom eğri denklemi;

$$c_{p2} = \left\{28.11 + \left[0.1967\times10^{-2}(T_2)\right] + \left[0.4802\times10^{-5}(T_2)^2\right] + \left[-1.966\times10^{-9}(T_2)^3\right]\right\} \Big/ 28.84 \quad \text{(kJ/kgK)} \quad (26)$$

Soğutma havasının ısı değiştirici girişindeki özgül ısısının sabit basınçta sıcaklığa göre değişimi için termodinamik tablolardan üretilen polinom eğri denklemi;

$$c_{p5} = \left\{28.11 + \left[0.1967\times10^{-2}(T_5)\right] + \left[0.4802\times10^{-5}(T_5)^2\right] + \left[-1.966\times10^{-9}(T_5)^3\right]\right\} \Big/ 28.84 \quad \text{(kJ/kgK)} \quad (27)$$

Soğutma havasına ait özgül ısı değerlerinin ortalaması;

$$c_{p,OH} = \left(c_{p2} + c_{p5}\right) \Big/ 2 \quad \text{(kJ/kgK)} \quad (28)$$

Soğutma havasına transfer edilen ısı;

$$\dot{Q}_H = \dot{m}_H c_{p,OH} \Delta T_H \quad \text{(kW)} \quad (29)$$

Akışkanlar arasındaki logaritmik ortalama sıcaklık farkı;

$$T_{\log} = \frac{(T_7 - T_5) - (T_9 - T_2)}{\ln\left[(T_7 - T_5) \big/ (T_9 - T_2)\right]} \quad \text{(K)} \quad (30)$$

Dolgu havasına ait yoğunluk değerinin ideal gaz kabulü ile sıcaklığa ve basınca bağlı olarak değişimi;

$$\rho_D = \frac{P_{10}}{RT_9} \quad (\text{kg/m}^3) \quad (31)$$

Dolgu havasının ventüri tüpü içerisindeki hızının hesaplanmasında kullanılan çap oranı;

$$\beta = D_{11} \big/ D_{10} = \sqrt{A_{11} \big/ A_{10}} \quad (32)$$

Ventüri içerisinde ortalama dolgu havası hızı;

$$\upsilon_{D,O} = \frac{\sqrt{\left[2\left(P_{10} - P_{11}\right)\right] \big/ \rho_D}}{\sqrt{1-\beta^4}} \quad \text{(m/s)} \quad (33)$$

Dolgu havasının dinamik viskozitesinin sıcaklığa bağlı olarak değişimi için termodinamik tablolardan üretilen eğri denklemi;

$$\mu_D = \left(0.4\times10^{-7} T_9\right) + \left(0.2\times10^{-4}\right) \quad \text{(kg/ms)} \quad (34)$$

Ventüri içerisinde dolgu havasına ait Reynolds sayısı;

$$\mathrm{Re}_{11} = \left(\rho_D \upsilon_{D,O} D_{11}\right) \big/ \mu_D \quad (35)$$

Re < 100.000 için Ventüri boşaltma katsayısı için Genceli [8] den üretilen polinom eğri denklemi;

$$C_d = \left(3\times10^{-20}\,\mathrm{Re}_{11}^{\ 5}\right) - \left(4\times10^{-23}\,\mathrm{Re}_{11}^{\ 4}\right) + \left(2\times10^{-17}\,\mathrm{Re}_{11}^{\ 3}\right) - \left(7\times10^{-12}\,\mathrm{Re}_{11}^{\ 2}\right) + \left(1\times10^{-6}\,\mathrm{Re}_{11}\right) + 0.9294 \quad (36)$$

Re > 100.000 için Ventüri boşaltma katsayısı;

$$C_d = 0{,}984 \qquad (37)$$

Sıkıştırılabilir akış olmasından dolayı dolgu havası kütlesel debisinin ventüri ile ölçümünde kullanılan genişleme katsayısı [8];

$$Y = \sqrt{\left(\frac{P_{11}}{P_{10}}\right)^{2/\gamma} \frac{\gamma}{\gamma-1} \frac{1-\left(P_{11}/P_{10}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}{1-\left(P_{11}/P_{10}\right)} \frac{1-\beta^4}{1-\left[\beta^4\left(P_{11}/P_{10}\right)^{\frac{2}{\gamma}}\right]}} \qquad (38)$$

Dolgu havasının hacimsel debisi;

$$\dot{V}_D = A_{11} \upsilon_{D,O} \qquad (m^3/s) \quad (39)$$

Dolgu havasının kütlesel debisi;

$$\dot{m}_D = \dot{V}_D \rho_D C_d Y \qquad (kg/s) \quad (40)$$

Dolgu havasının ısı değiştirici girişindeki ve çıkışındaki sıcaklık farkı;

$$\Delta T_D = T_7 - T_9 \qquad (K) \quad (41)$$

Dolgu havasının ısı değiştirici girişindeki ve çıkışındaki basınç farkı;

$$\Delta P_D = P_6 - P_8 \qquad (Pa) \quad (42)$$

Dolgu havasının giriş özgül ısısının sıcaklık ile değişimi için termodinamik tablolardan üretilen polinom eğri denklemi;

$$c_{p7} = \left\{28.11 + \left[0.1967 \times 10^{-2}(T_7)\right] + \left[0.4802 \times 10^{-5}(T_7)^2\right] + \left[-1.966 \times 10^{-9}(T_7)^3\right]\right\} / 28.84 \qquad (kJ/kgK) \quad (43)$$

Dolgu havasının çıkış özgül ısısının sıcaklık ile değişimi için termodinamik tablolardan üretilen polinom eğri denklemi;

$$c_{p9} = \left\{28.11 + \left[0.1967 \times 10^{-2}(T_9)\right] + \left[0.4802 \times 10^{-5}(T_9)^2\right] + \left[-1.966 \times 10^{-9}(T_9)^3\right]\right\} / 28.84 \qquad (kJ/kgK) \quad (44)$$

Dolgu havası özgül ısı değerlerinin ortalaması;

$$c_{p,OD} = \left(c_{p7} + c_{p9}\right) / 2 \qquad (kJ/kgK) \quad (45)$$

Dolgu havasından ısı değiştiricide transfer edilen ısı;

$$\dot{Q}_D = \dot{m}_D c_{p,OD} \Delta T_D \qquad (kW) \quad (46)$$

olmaktadır.

Tablo 2'de deneysel ölçümler sonucunda hesaplanan büyüklüklerin deneysel belirsizlikleri verilmiştir.

4. EKSERJİ İNCELEMESİ SONUÇLARI

4.1. Daire Borulu Kanatlı Ara Soğutucu

Deneylerin yapıldığı aralıkta ara soğutucu içerisinde üretilen toplam tersinmezlik değerlerinin, dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında soğutma havasının ara soğutucuya giriş hızına göre değişimi Şekil 15'de verilmiştir.

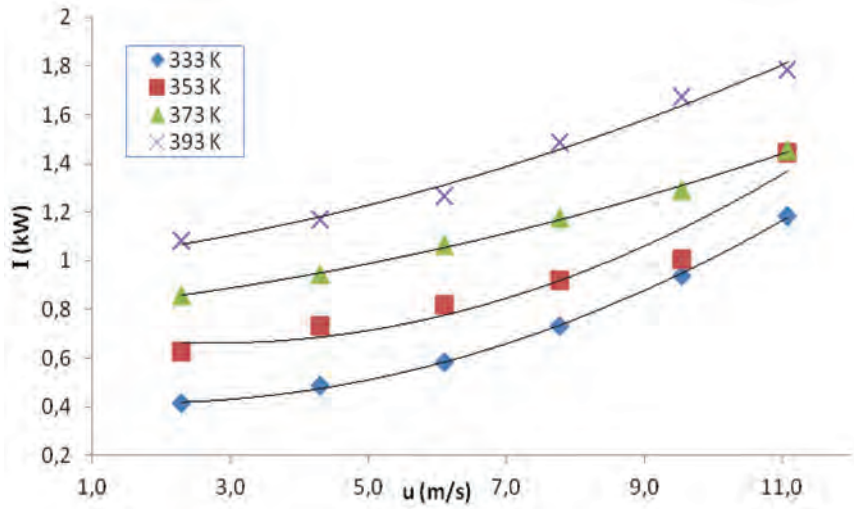
Ara soğutucu içerisinde üretilen tersinmezliğin soğutma havası hızı ile arttığı görülmektedir. Bu artış özellikle 333 K ve 353 K dolgu havası giriş sıcaklıklarında daha belirgindir. Bunun sebebi, bu sıcaklıklarda akışkanlar arasında daha az bir ısı transferi gerçekleşirken, hemen hemen aynı oranda basınç düşüşüne bağlı olarak gerçekleşen tersinmezlik üretiminin büyüklüğüdür. Tersinmezlik üretimi, soğutma havası ortalama hızı ile artmaktadır. Çünkü soğutma havasının ortalama hızındaki artışa bağlı

Tablo 2. Deneysel Ölçümler Kullanılarak Hesaplanan Verilerin Deneysel Belirsizliği

$P = \pm\%0.5$	$\Delta T_H = \pm\%8$	$\rho_H = \pm\%0{,}03$	$\dot{m}_H = \pm\%0{,}6$	$\Delta P_H = \pm\%1$	$\varepsilon = \pm\%4$
$T = \pm\%0.3$	$\Delta T_D = \pm\%3$	$\rho_D = \pm\%0{,}1$	$\dot{m}_D = \pm\%0{,}4$	$\Delta P_D = \pm\%1$	$\dot{Q} = \pm\%4$

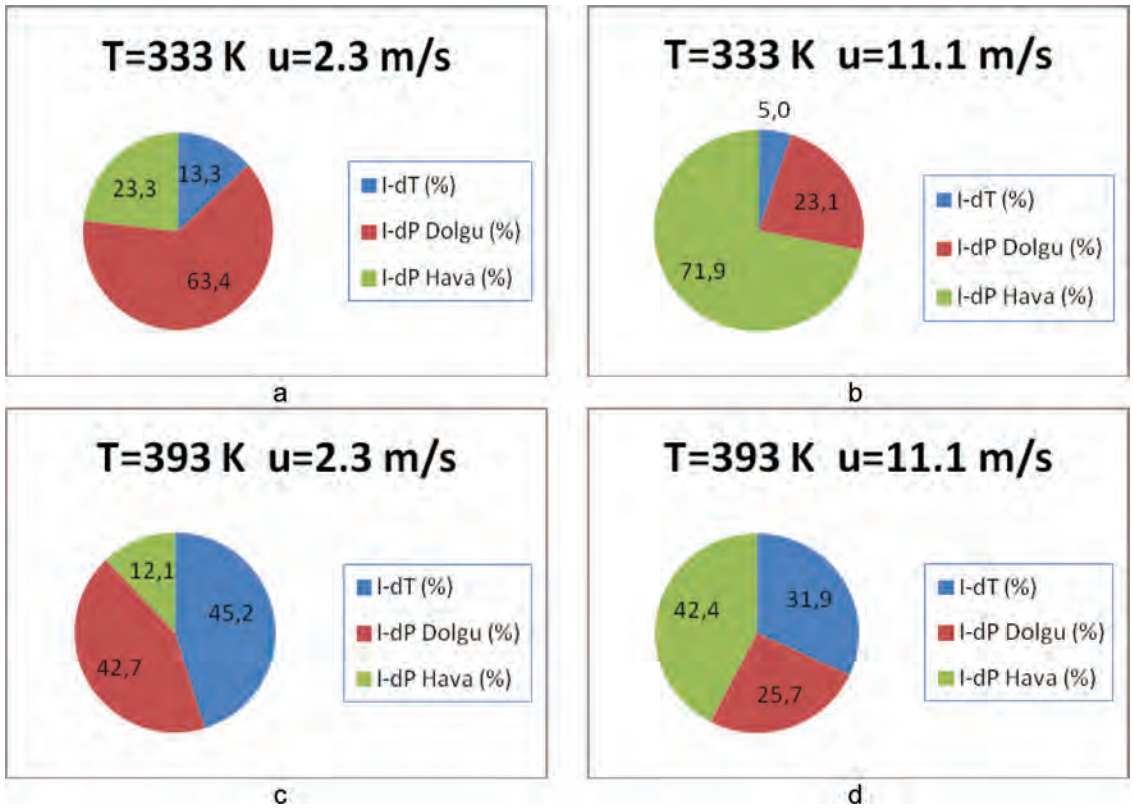
5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 57

olarak soğutma havası tarafında basınç düşüşü ve tersinmezlik artmaktadır. Ayrıca dolgu havasının ara soğutucuya giriş sıcaklığı arttıkça üretilen tersinmezlik artmaktadır. Çünkü havanın viskozitesi sıcaklık ile artmakta ve buna bağlı olarak basınç düşüşü değeri de yükselmektedir. Üretilen tersinmezliğin bileşenlerine ayrılmış olarak gösterimi Şekil 16'da verilmiştir.



Şekil 15. Dairesel Borulu Kanatlı Ara Soğutucuda Üretilen Toplam Tersinmezlik Değerlerinin Dört Farklı Dolgu Havası Giriş Sıcaklığında Soğutma Havasının Ara Soğutucuya Giriş Hızına Göre Değişimi

Şekil 16'dan da görüleceği üzere, yüksek sıcaklık farkında artan ısı transferi nedeniyle, önlenemez tersinmezlik bileşeni olan sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezlik değeri artmaktadır. Bununla bera-

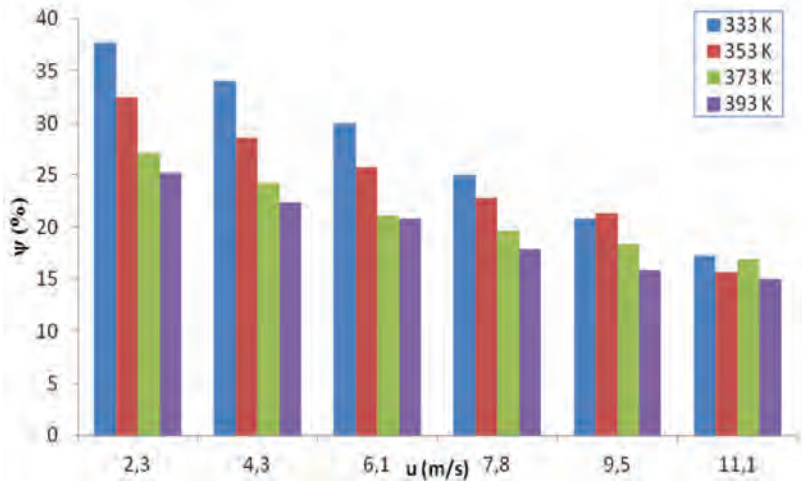


Şekil 16. Dairesel Borulu Kanatlı Ara Soğutucu İçerisinde Üretilen Tersinmezliğin Isı Geçişi Ve Basınç Düşüşü Bileşenlerine Ayrılmış Olarak Gösterimi

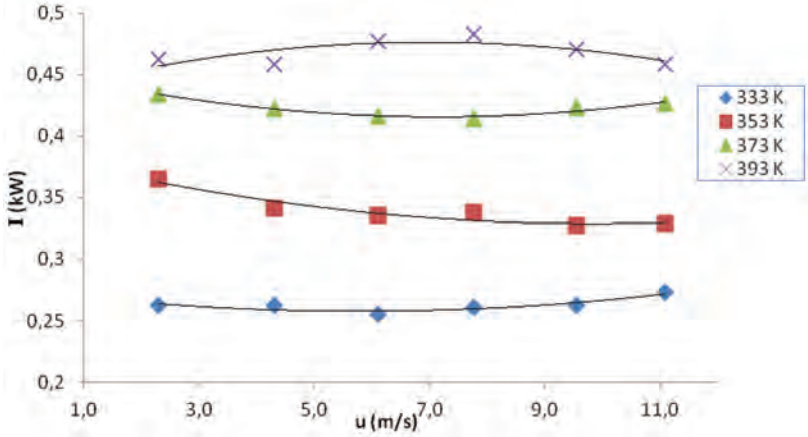
ber önemli bir tersinmezlik kaynağı olan soğutma havası basınç düşüşü, soğutma havası hızı azaltılarak belirli oranda önlenebilir. Deneysel performans analizinde soğutma havası hızının soğutma kapasitesini çok fazla etkilemediği görülmüştür. Soğutma havası hızı azaltılarak üretilen tersinmezliğin maksimum %45'i, minimum %30'u oranında azaltılabileceği anlaşılmaktadır.

Şekil 17'de dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için ekserji veriminin (rasyonel verim) soğutma havası hızına göre değişimi gösterilmiştir. Ara soğutucunun ekserji verimi %20-40 arasında değişmektedir. Bu aralıkta en yüksek değer, akışkanlar arası sıcaklık farkının en az olduğu ve dolayısıyla ısı geçişinin en az değerini aldığı dolgu havası sıcaklığının 333 K değeridir. Artan soğutma havası hızlarında verim değerleri birbirine çok yaklaşmaktadır. Bu noktada verim değerlerinin yakınlaşmasının sebebi baskın tersinmezliğin soğutma hava hızı tarafından üretilmesi ve transfer edilen ısı değerinin çok fazla değişmemesidir. Özellikle yüksek soğutma havası hızlarında verim değerleri arasındaki dalgalanma, deneysel belirsizlik ile açıklanabilir. Yine bu grafikten ara soğutucuda ciddi bir kullanılabilirlik yıkımının yapıldığı anlaşılmaktadır. Kullanılabilirlik yıkımını en aza indirebilmek için ara soğutucu tasarımlarında basınç düşüşü ile ısı transferi arasındaki en iyi çalışma noktasının elde edilmesi için çaba sarf edilmesidir. Isı değiştiricide engellenemeyen ısı transferi kaynaklı tersinmezliğin taşıt sisteminde en aza indirilebilmesi ise aşırı doldurma sistemindeki kompresörün izentropik veriminin iyileştirilmesi ile olabilir.

Ara soğutucular ve aşırı doldurma sistemleri için özellikle ikinci yasa verimine bağlı incelemelerde dolgu havası basınç düşüşünden kaynaklanan tersinmezlik önemlidir. Çünkü burada sistem içten yanmalı motor, aşırı doldurma sistemi ve ara soğutucudur. Dolgu havasının basınç düşüşünden kaynaklanan tersinmezlik, ara soğutucuda dolgu havası basıncındaki düşüşü telafi etmek için harcanması gereken iş olarak düşünülebilir. Bu açıdan sadece dolgu havası basınç düşüşünden kaynaklanan tersinmezliğin dolgu havası giriş sıcaklığı ve soğutma havası debisine göre değişimi Şekil 18'de verilmiştir. Burada dolgu havasının basınç düşüşünün ve basınç düşü-



Şekil 17. Dairesel Borulu Kanatlı Ara Soğutucu İçin Ekserji Veriminin (Rasyonel Verim) Soğutma Havası Hızına Göre Değişimi



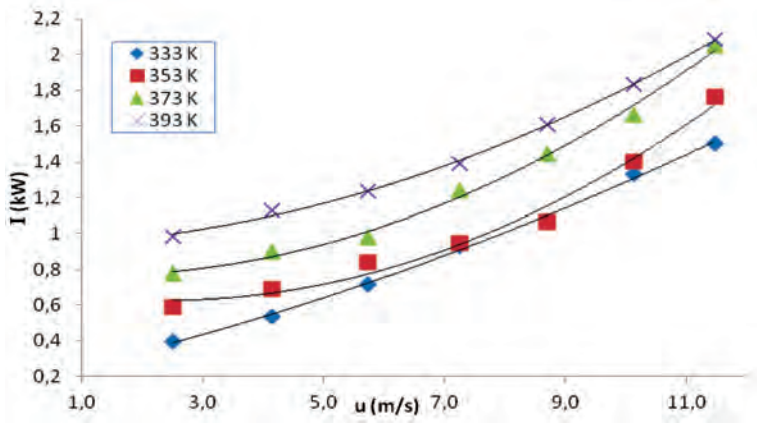
Şekil 18. Dairesel Borulu Kanatlı Ara Soğutucuda Dolgu Havasının Basınç Düşüşünden Kaynaklanan Tersinmezlik Değerlerinin Dört Farklı Dolgu Havası Giriş Sıcaklığında Soğutma Havasının Ara Soğutucuya Giriş Hızına Göre Değişimi

5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 59

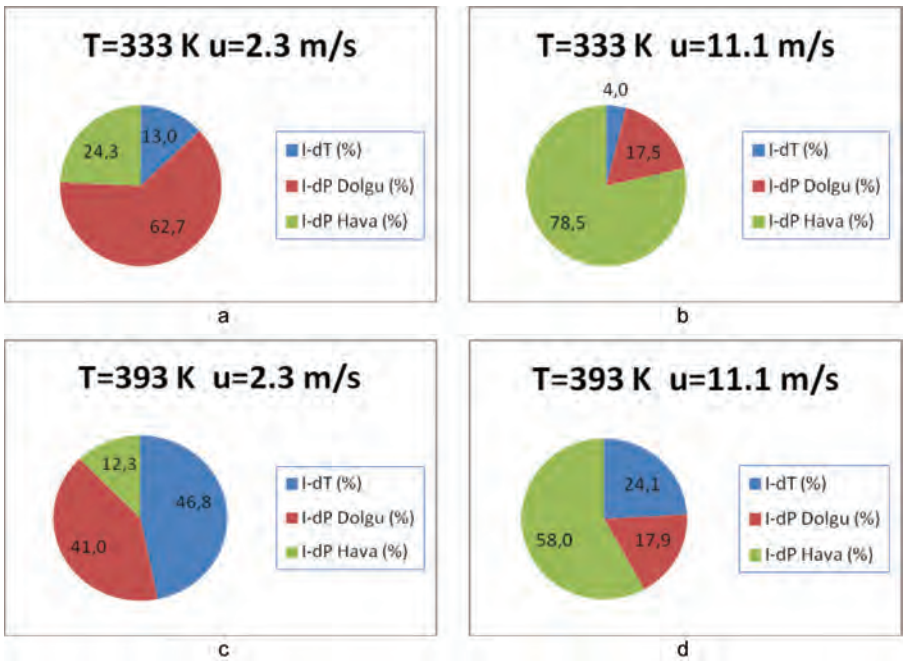
şünden kaynaklanan tersinmezliğin dolgu havası giriş sıcaklığı ile arttığı görülmektedir. Bu durum beklenen bir sonuçtur çünkü ısınan havanın viskozitesi artar ve bu durum daha fazla basınç düşüşüne neden olur. Diğer taraftan artan soğutma havası debisi tersinmezlik değerlerine belirgin bir etki yapmamıştır. Üretilen tersinmezliğin sayısal değeri 0,25 ile 0,47 kW arasında değişiklik göstermiştir. Dolayısıyla dairesel borulu kanatlı ara soğutucuda ortaya çıkan dolgu havası basınç düşüşünü karşılamak için kompresörün 0,25-0,47 kW daha fazla güce ihtiyaç duyacağı ifade edilebilir.

Deneylerin yapıldığı aralıkta panjur kanatlı plâkalı ara soğutucu içerisinde üretilen toplam tersinmezlik değerlerinin, dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında soğutma havasının ara soğutucuya giriş hızına göre değişimi Şekil 19'da verilmiştir. Ara soğutucu içerisinde üretilen tersinmezliğin soğutma havası hızı ile arttığı görülmektedir. Panjur kanatlı plâkalı ara soğutucudaki tersinmezlik üretimi, dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya göre yaklaşık %10 daha fazla olmuştur. Kanatlarda yer alan panjurlar ve dolgu havası tarafındaki kanatların basınç düşüşünü arttırması nedeniyle böyle bir sonuç çıkmıştır. Bu ara soğutucuda tersinmezlik üretimi değerleri dolgu havası sıcaklığı değiştiğinde birbirine daha yakın değerler almaktadır. Çünkü bu ara soğutucuda soğutma havası basınç düşüşünün ürettiği tersinmezlik değeri, toplam tersinmezlik içerisinde daha baskındır. Bunu gösterebilmek için üretilen tersinmezliğin bileşenlerine ayrılmış olarak gösterimi Şekil 20'de verilmiştir.

Dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya benzer şekilde panjurlu kanatlı ara soğutucu için de deneylerin



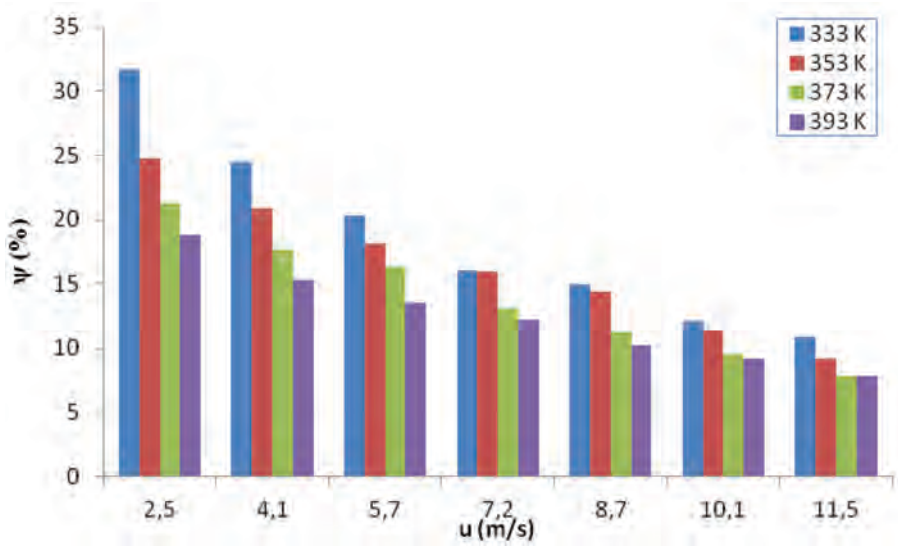
Şekil 19. Panjur Kanatlı Plâkalı Ara Soğutucuda Üretilen Toplam Tersinmezlik Değerlerinin Dört Farklı Dolgu Havası Giriş Sıcaklığında Soğutma Havasının Ara Soğutucuya Giriş Hızına Göre Değişimi



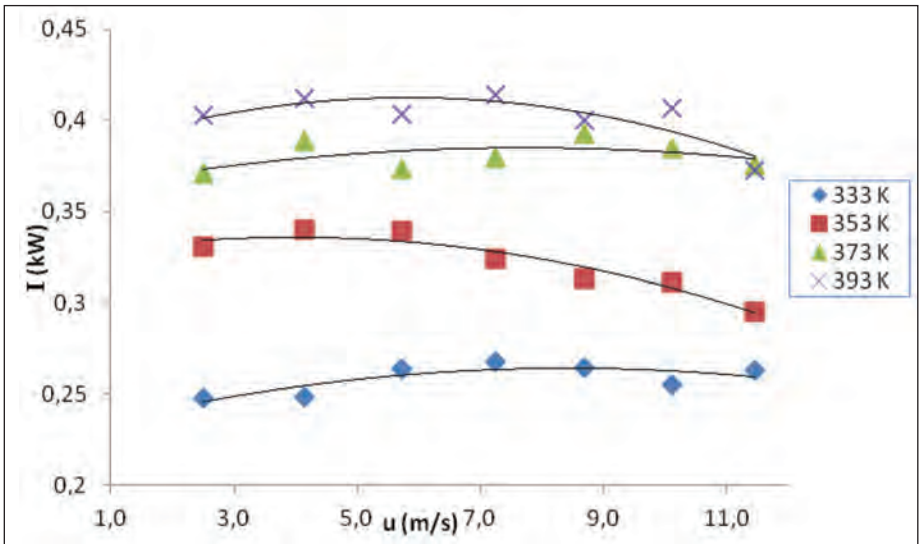
Şekil 20. Panjur Kanatlı Plâkalı Ara Soğutucu İçerisinde Üretilen Tersinmezliğin Isı Geçişi ve Basınç Düşüşü Bileşenlerine Ayrılmış Olarak Gösterimi

yapıldığı kapasite oranı aralığında soğutma havası hızı azaltılarak üretilen tersinmezliğin yaklaşık olarak maksimum %54'ü, minimum %45'i engellenebilir.

Şekil 21'de panjur kanatlı plâkalı ara soğutucu için ekserji veriminin (rasyonel verim) soğutma havası hızına göre değişimi gösterilmiştir. Ara soğutucunun ekserji verimi %15-35 arasında değişmektedir. Bu aralıkta en yüksek değer, akışkanlar arası sıcaklık farkının en az olduğu dolgu havası sıcaklığının 333 K değeridir. Artan soğutma havası hızlarında verim değerleri birbirine çok yaklaşmaktadır. Panjur kanatlar daha kompakt bir yüzey alanı oluşturduğu ve akışı daha çok etkilediği için daha fazla direnç oluşturmakta ve daha çok basınç düşüşüne neden olmaktadır. Dolayısıyla ekserji verimi dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya göre düşük çıkmaktadır.



Şekil 21. Panjur Kanatlı Plâkalı Ara Soğutucu İçin Ekserji Veriminin (Rasyonel Verim) Soğutma Havası Hızına Göre Değişimi



Şekil 22. Panjur Kanatlı Plâkalı Ara Soğutucuda Dolgu Havasının Basınç Düşüşünden Kaynaklanan Tersinmezlik Değerlerinin Dört Farklı Dolgu Havası Giriş Sıcaklığında Soğutma Havasının Ara Soğutucuya Giriş Hızına Göre Değişimi

Panjur kanatlı plâkalı ara soğutucuda dolgu havası basınç düşüşüne bağlı olarak üretilen tersinmezliğin deney parametrelerine göre değişimi Şekil 22'de verilmiştir. Üretilen tersinmezlik değeri 0,25 ile 0,4 kW arasında değişmektedir. Panjur kanatlı plâkalı ara soğutucuda ısı geçişine bağlı olarak ortaya çıkan tersinmezlik üretimi daha fazla olurken basınç düşüşüne bağlı üretilen tersinmezliğin aynı değerlerde olduğu görülmektedir. Bu durumda panjur kanatlı plâkalı ara soğutucu aşırı doldurma sistemi için ekserji ve enerji performansı açısından daha tercih edilebilir bulunmuştur.

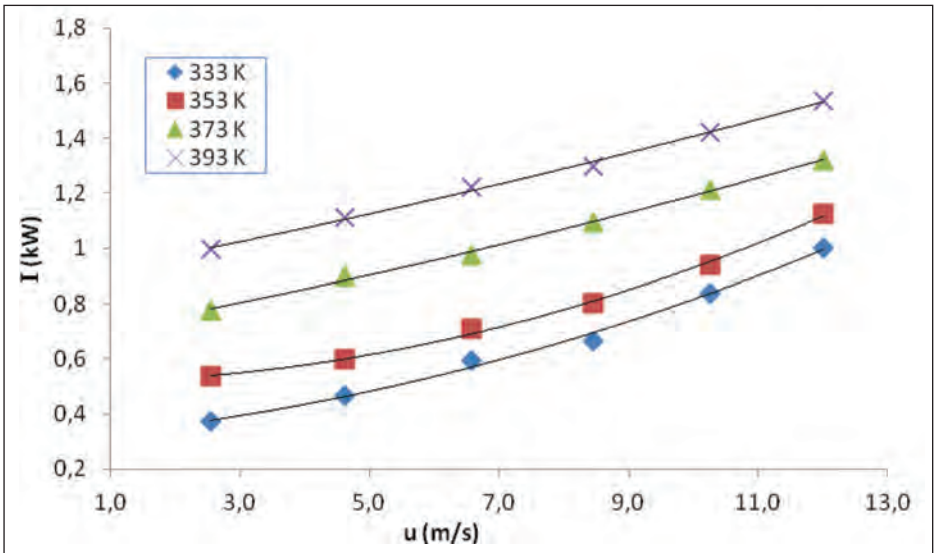
Yukarıdaki sıralama ile aynı şekilde yassı borulu kanatlı ara soğutucu için üretilen toplam tersinmezlik değerlerinin, dört farklı dolgu havası giriş sıcaklığında soğutma havasının ara soğutucuya giriş hızına göre

5Eyub canli:Sablon 14.04.2015 14:16 Page 61

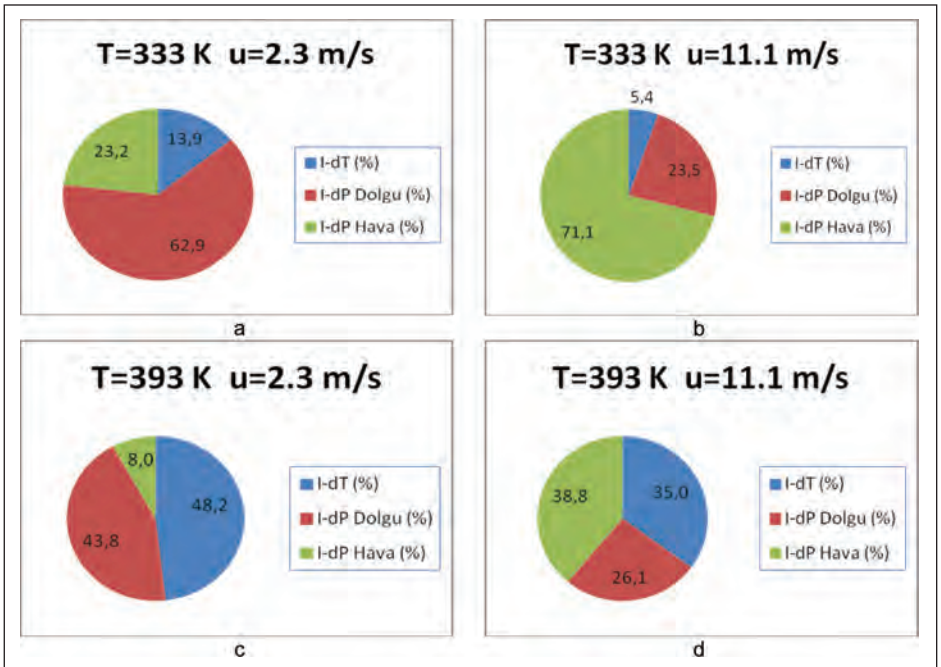
değişimi Şekil 23'te verilmiştir. Ara soğutucu içerisinde üretilen tersinmezliğin soğutma havası hızı ile arttığı görülmektedir. Yassı borulu kanatlı ara soğutucudaki tersinmezlik üretimi, dairesel borulu kanatlı ara soğutucuda gerçekleşen tersinmezlik üretimi ile benzeşmektedir. Üretilen tersinmezliğin bileşenlerine ayrılmış olarak gösterimi Şekil 24'te verilmiştir. Dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya benzer şekilde yassı borulu kanatlı ara soğutucu için de deneylerin yapıldığı kapasite oranı aralığında soğutma havası hızı azaltılarak üretilen tersinmezliğin yaklaşık olarak maksimum %47'si, minimum %30'u engellenebilir.

Şekil 25'te yassı borulu kanatlı ara soğutucu için ekserji veriminin (rasyonel verim) soğutma havası hızına göre değişimi gösterilmiştir. Ara soğutucunun ekserji verimi %10-30 arasında değişmektedir. Düşük dolgu havası giriş sıcaklıklarında soğutma havası hızının artışı, ekserji verimini daha çok azaltmaktadır.

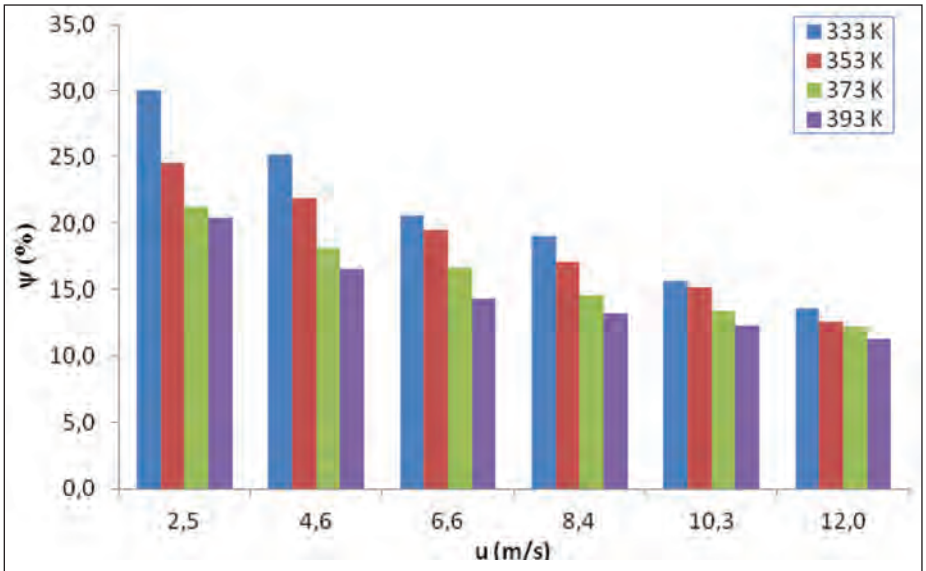
Yassı borulu kanatlı ara soğutucuda dolgu havası basınç düşüşüne bağlı olarak üretilen tersinmezliğin deney parametrelerine göre değişimi Şekil 26'da verilmiştir. Üretilen tersinmezlik değeri 0,25 ile 0,45 kW arasında değişmektedir. Yassı borulu kanatlı ara soğutucuda dolgu havası basınç düşüşüne bağlı oluşan tersinmezlik dairesel borulu kanatlı ara soğutucuya göre daha düşük fakat panjur kanatlı plâkalı ara soğutucuya göre yüksek çıkmaktadır. Bu durumun sebebi olarak ara soğutucularda gerçekleşen ısı transferi görülmektedir.



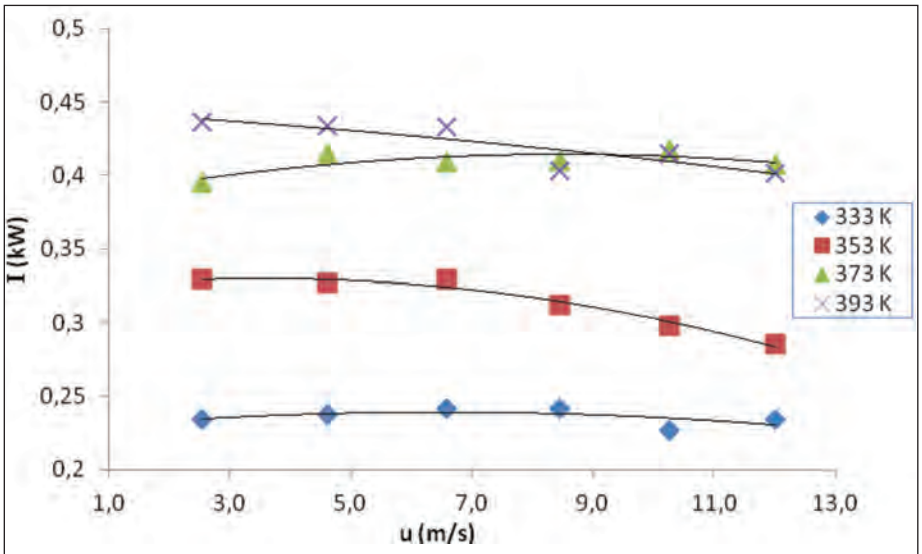
Şekil 23. Üretilen Toplam Tersinmezlik Değerlerinin Dört Farklı Dolgu Havası Giriş Sıcaklığında Soğutma Havasının Ara Soğutucuya Giriş Hızına Göre Değişimi



Şekil 24. Yassı Borulu Kanatlı Ara Soğutucu İçerisinde Üretilen Tersinmezliğin Isı Geçişi ve Basınç Düşüşü Bileşenlerine Ayrılmış Olarak Gösterimi



Şekil 25. Yassı Borulu Kanatlı Ara Soğutucu İçin Ekserji Veriminin (Rasyonel Verim) Soğutma Havası Hızına Göre Değişimi



Şekil 26. Yassı Borulu Kanatlı Ara Soğutucuda Dolgu Havasının Basınç Düşüşünden Kaynaklanan Tersinmezlik Değerlerinin Dört Farklı Dolgu Havası Giriş Sıcaklığında Soğutma Havasının Ara Soğutucuya Giriş Hızına Göre Değişimi

Genel olarak her iki akışkan tarafında ısı transfer yüzeyi dağılımına bakıldığında, eşit bir dağılıma sahip panjur kanatlı plâkalı ara soğutucunda dolgu havası basınç düşüşüne bağlı tersinmezlik üretimi düşük çıkmakta ve buna bağlı olarak ekserji analizi bakımından daha tercih edilebilir olmaktadır. Panjur kanatlı plâkalı ara soğutucu diğer ara soğutuculara göre daha yüksek etkenlik değerine sahiptir ve dolgu havası sıcaklığını çok daha hızlı azaltmaktadır. Dolayısıyla ısı transferi yüzeylerinde akışı engelleyen geometriler daha karmaşık olmasına rağmen dolgu havası sıcaklığındaki erken azalma nedeniyle basınç düşüşü daha az olmaktadır. Bu durum ara soğutucularda ısı transfer hızının basınç düşüşü üzerinde önemli bir etkisi olduğunu ortaya koymaktadır. Örneğin aynı ısı transferi büyüklüğünün elde edilebileceği iki ısı değiştiricide, geometrik olarak daha büyük hacme sahip olan ısı değiştirici daha uzun sürede ısıyı transfer edecek ve dolayısıyla yavaş ısı transferi nedeniyle basınç düşüşü yüksek çıkacaktır. Fakat ısı transferi hızını çok arttırmak için kompaktlığın arttırılmasıyla oluşan direnç daha fazla basınç düşüşüne de neden olabilir. Bu durum bir optimizasyon problemi olarak isimlendirilmektedir.

SONUÇLAR

Ara soğutucuların ekserji verimleri %15 ile %40 arasında değişmektedir. Yüksek sıcaklık farkında artan ısı transferi nedeniyle önlenemez tersinmezlik bileşeni olan sonlu sıcaklık farkında ısı geçişinden kaynaklanan tersinmezlik artmaktadır. Bununla beraber önemli bir tersinmezlik kaynağı olan soğutma havası basınç düşüşü, soğutma havası hızı azaltılarak belirli oranda önlenebilir. Soğutma havası kütlesel

debi değerinin ara soğutucuların deneyler sırasında test edilen kapasite oranlarında soğutma kapasitesini fazla etkilemediği gösterilmiştir. Soğutma havası hızı azaltılarak üretilen tersinmezliğin dairesel borulu kanatlı ara soğutucu için maksimum %45'i, minimum %30'u, yassı borulu kanatlı ara soğutucu için maksimum %47'si, minimum %30'u panjurlu kanatlı ara soğutucu için de maksimum %54'ü, minimum %45'i engellenebilir.

Aşırı doldurma sistemlerinde ara soğutucuya bağlı tersinmezlik üretiminde dolgu havası basıncının azalmasından kaynaklanan tersinmezlik dikkate alınmalıdır. Basınç düşüşüne tesir eden etkenler incelenerek üretilen tersinmezlik azaltılabilir. Örneğin dolgu havasının aktığı borudan ara soğutucuya girişte ani genişleme ve sonrasında tekrar ani daralma olmakta, ara soğutucu içerisinde kanal içi akışta sürtünmeyle basınç düşüşü olmakta, ara soğutucu sonunda tekrar ani genişleme ve ani daralma olmaktadır. Ayrıca ara soğutucu girişinde ve çıkışında dağıtıcı ve toplayıcı bulunmaktadır (pratikte kazan ya da kolektör olarak isimlendirilmektedirler). Bu dağıtıcı ve toplayıcıların açısı, geometrisi, borunun dağıtıcıya giriş noktası basınç düşüşünü etkilemektedir. Gerçekten de ara soğutucuda oluşan basınç düşüşünün büyük bir oranının dağıtıcı, toplayıcı ve ani kesit daralması ve genişlemesi ile ortaya çıktığı anlaşılmıştır. Dolayısıyla ara soğutucu tasarımlarında bu parametrelere dikkat edilmelidir. Bilimsel literatürde dağıtıcı ve toplayıcı geometrileri üzerine fazla çalışmaya rastlanmamıştır. Bu konuda yerel endüstride konuyla ilgili faaliyet gösteren işletmelerin de desteğiyle bu konuda çalışmalar yapılabilir.

KAYNAKLAR

[1] R. V., Rao and V. K. Patel, "Thermodynamic Optimization of Cross Flow Plate-Fin Heat Exchanger Using a Particle Swarm Optimization Algorithm", International Journal of Thermal Sciences, vol. 49, no. 9, pp. 1712-1721, Sep. 2010.

[2] T. H., Ko and C. S., Cheng, "Numerical Investigation on Developing Laminar Forced Convection and Entropy Generation in a Wavy Channel," International Communications in Heat and Mass Transfer, vol. 34, no. 8, pp. 924-933, Oct. 2007.

[3] E., Canlı, "Ara Soğutucu Amaçlı Kullanılan Isı Değiştiricilerin Karakteristiklerinin Teorik Ve Deneysel İncelenmesi-Theoretical And Experimental Investigation Of Heat Exchanger Characteristics Used For Intercooler Purposes", Selcuk University, 2011.

[4] D., Eryener, "Türbülanslı Cebrikonveksiyonla Isı Geçişi Sağlayan Isıl Sistemlerin Ekserji Ekonomik Analizi", Trakya Üniversitesi, 2003.

[5] A., Bejan, "The Concept of Irreversibility in Heat Exchanger Design: Counterflow Heat Exchangers for Gas-to-Gas Applications", Journal of Heat Transfer, vol. 99, no. 3, p. 374, 1977.

[6] T. J., Kotas, The Exerg4y Method of Thermal Plant Analysis. Essex: Butterworths, 1985, pp. 1-156.

[7] D. M., Schwenk, "Air Flow Measurement Accuracy", US Army Corps of Engineers Construction Engineering Research Laboratories, 1997.

[8] O. F., Genceli, Ölçme Tekniği Boyut, Basınç, Akış ve Sıcaklık Ölçmeleri, 1st Ed. İstanbul, Birsen Yayınevi, 2000, pp. 1-387.