

Dizel Lokomotif Motorunda Ara Soğutucu Modernizasyonu

Modernization of the Intercooler in a Diesel Locomotive Engine

Şule APAYDIN*, Ramazan KÖSE¹, Özer AYDIN²

Özet-Günümüzde hızla gelişen ulaşım sektörünün bir kolu olan raylı sistemler de kullanılan lokomotif dizel motorlarda kullanılan aşırı doldurma sistemlerinde ara soğutucu olarak adlandırılan ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Bir aşırı doldurma sisteminde optimum ara soğutucunun seçilmesi veya tasarlanması önem arz etmektedir.

Bu çalışmada, 16 silindirli bir dizel lokomotif motorunda ara soğutucu tasarımı yapılarak motor volumetrik veriminin artırılması planlanmıştır. Bu motorun ara soğutucu üzerinde hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizleri ile farklı tasarımlar yapılarak optimum tasarım belirlenmeye çalışılmıştır. Tasarlanan ara soğutucuların prototipleri yapılarak motor üzerinde testleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen deneysel sonuçlara göre; tasarlanan ara soğutucunun etkenlik değerinin %96 olduğu, dolgu havası sıcaklığında mevcut ara soğutucuya göre %16 daha düşük sıcaklık değerini sağladığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler- Dizel motor, Ara soğutucu, HAD analizi

Abstract- In the over filling systems used in the locomotive diesel engines used in rail systems, which is a branch of the rapidly developing transportation sector, heat exchangers called inter coolers are used. It is important to selector design the optimum intercooler in an over fill system.

In this study, it was planned to increase the engine volumetric efficiency by designing an intercooler in a 16 cylinder diesel locomotive engine. This engine has been tried to determine the optimum design by making different designs with the computational fluid dynamics (HAD) analysis on the inter cooler. The prototypes of the designed inter coolers were tested and tested on the motor. According to the experimental results obtained; It has been found that the efficiency value of the designed inter cooler is 96% and the temperature of the fill air is 16% lower than the inter cooler present.

Keywords- Diesel engine, Intercooler, HAD analysis

I. GİRİŞ

İçten yanmalı motorlarda motor gücü, yaklaşık olarak silindirlerinde yakılan yakıt ve bu yakıtın yanmasını sağlayacak hava miktarı ile orantılıdır. Aynı hacimdeki bir motordan daha fazla güç elde etmek için, silindir içerisine daha fazla hava almak gerekir. Bu da harici bir kompresör kullanılarak gerçekleştirilir. Tabii emişli bir motora nazaran, harici bir kompresörle silindirine bir çevrimde alınan hava miktarı artırılan motora “aşırı doldurmalı motor”, yapılan bu işleme de “aşırı doldurma” denir [1].

Aşırı doldurma ile bir motorun hızı arttırılmadan, gücü arttırılabilir veya belirli bir çıkış gücü için motorun ağırlık ve hacmi düşürülebilir. Ayrıca yakıtın tam yanması sağlanarak egzoz emisyonlarında bir azalma sağlanabilir. [2].

*Sorumlu yazar iletişim: suleapaydin1041@gmail.com

*TÜLOMSAŞ

^{1,2}İletişim: ramazan.kose@dpu.edu.tr , ozler.aydin@dpu.edu.tr

^{1,2}Makine Mühendisliği Bölümü, Mühendislik Fakültesi, Dumlupınar Üniversitesi, Kütahya

İçten yanmalı motor olan dizel motorlarda hızla yaygınlaşmakta olan aşırı doldurma sistemlerinin büyük çoğunluğunda ara soğutucu olarak adlandırılan ısı değiştiriciler kullanılmaktadır. Birden fazla akışkan birbirinden katı bir katmanla ayırarak akışkanlar arasında ısı geçişi gerçekleştirmek için kullanılan yapılara ısı değiştiricisi denir. Isı değiştiricilerin kendi aralarında kanatlı borulu ısı değiştiricileri, levhalı ısı değiştiricileri, Rejeneratif ısı değiştiricileri vb. birçok türü bulunmaktadır. Bu çalışmada kanatlı borulu çapraz akışlı ısı değiştirici üzerinde çalışılmış ve analizler yapılmıştır. Kanatlı borulu ısı değiştiricileri ısı geçiş alanını artırmak amacıyla çok sayıda kanattan ve bir boru demetinin bu kanatların içinden sıkı geçme ile geçirilmesiyle oluşturulan yapılardır. Literatürde Kanatlı borulu ısı değiştiricileri üzerine yapılan çalışmalarda, Tasarımların ve analizlerin ısı transferi ve basınç kayıpları açısından gerçeğe yakın sonuçlar verdiği görülmektedir. Yapılan çalışmalarda bilgisayar programları kullanılarak yapılan analizler zamandan, test düzeneği ve prototip için harcanacak bütçeden tasarruf etmeyi sağlamaktadır.

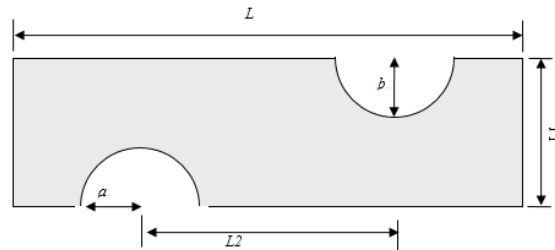
Kanatlı borulu ısı değiştiricileri, yaygın kullanımı nedeniyle birçok araştırmacı tarafından araştırılmıştır. Schulemberg [3] kanatlı eliptik borulu ısı değiştiricilerinin, Shepherd [4] plakalı ve dairesel borulu ısı eşanjörlerinin analizini gerçekleştirmiştir. Patankar, S.V [5] eliptik borulu ısı değiştiricilerin dairesel borulu ısı değiştiricilere göre daha iyi performans gösterdiğini bildirmiştir. Erek ve ark. [6] CFD'yi geometrik parametrelerin yassı ve düz borulu ısı değiştiricilerin performansları üzerindeki etkilerini incelemek için kullanmıştır. Rocha ve ark. [7], Kanatlı dairesel ve eliptik borulu ısı değiştiricilerde deneysel olarak belirlenen ısı transfer katsayısını analiz etmiştir. Kundu ve Das [8], Isı değiştiricilerde dikdörtgen ve eşkenar üçgen boru dizileri için plaka fin ve boru optimum boyutlarını belirlemiştir. Kim ve Bullard [9], kanatlı ve düz borulu ısı değiştiricilerinde hava tarafı ısı transferini ve basınç kaybını 45 farklı ısı değiştiricisinde incelemiştir. Miura vd. [10] farklı akış düzenlerinin basınç düşümüne olan etkisini 32 farklı akış düzeni için incelemiş ve ortalama kanal debisi ile geçiş sayısı parametreleri cinsinde toplam basınç düşümü için bir korelasyon geliştirilmiştir. Bhutta vd. [11] ısı değiştiricilerdeki basınç düşümü, ısı performans, kirlenme ve akış dağılımını HAD analizleri ile tahmin eden çalışmaları derlemiştir. Basınç düşümü üzerine çok çeşitli geometrilerde farklı sonuçlar elde etmişlerdir.

Ulaştırmanın ekonominin gelişmesinde, refahın ve ticaretin artmasında ve istihdam yaratmadaki önemli rolü göz önüne alındığında, demiryolu taşımacılığında kullanılan ve ülkemizde üretimi yapılmakta olan lokomotif motoru üzerinde yapılacak her bir modernizasyon çalışmasının ülke ekonomisine ve rekabet gücüne sağlayacağı katkı önem arz etmektedir

II. METARYAL VE METOD

Mevcut ve tasarlanan ısı değiştiricisinde akışkan olarak hava ve su kullanılmakta, soğutulacak akışkan olan havanın soğutucuya giriş sıcaklığı yaz şartlarında 438 K, havanın debisi 1,8 kg/s alınmıştır. Soğutucu akışkan olarak su kullanılacaktır ve suyun giriş sıcaklığı maksimum 313 K olarak alınmıştır. Ara soğutucunun optimum tasarımı çalışmalarında 12 farklı tasarım hesaplamalı akışkanlar dinamiği (HAD) analizi ile incelenmiş seçilen Tasarım mevcut kullanılan ara soğutucu ile karşılaştırılmış ve motor test ünitesinde iki farklı ara soğutucunun testleri motor üzerinde gerçekleştirilmiştir.

Tasarım çalışmaları HAD alanında ticari bir yazılım olan Fluent programında iki boyutlu çözümler yapılmış ve türbülans modeli olarak k-ε realizable modeli seçilmiştir. İki ayrı akışkan için akışkan özellikleri girilmiştir. Giriş şartları olarak “massflow inlet”, çıkış şartı olarak “pressure outlet” belirlenmiştir.



Şekil 1. Çalışılan ara soğutucunun ana hesaplama alanı ve geometrik parametreleri

Tasarımın çizimi ve ağ yapısı oluşturulduktan sonra Fluent programında farklı tasarımların çözümü yapılmıştır. Tablo1’de ara soğutucunun 12 farklı tasarım ölçüleri verilmiştir.

Tablo 1. Ara soğutucunun farklı tasarım ölçüleri.

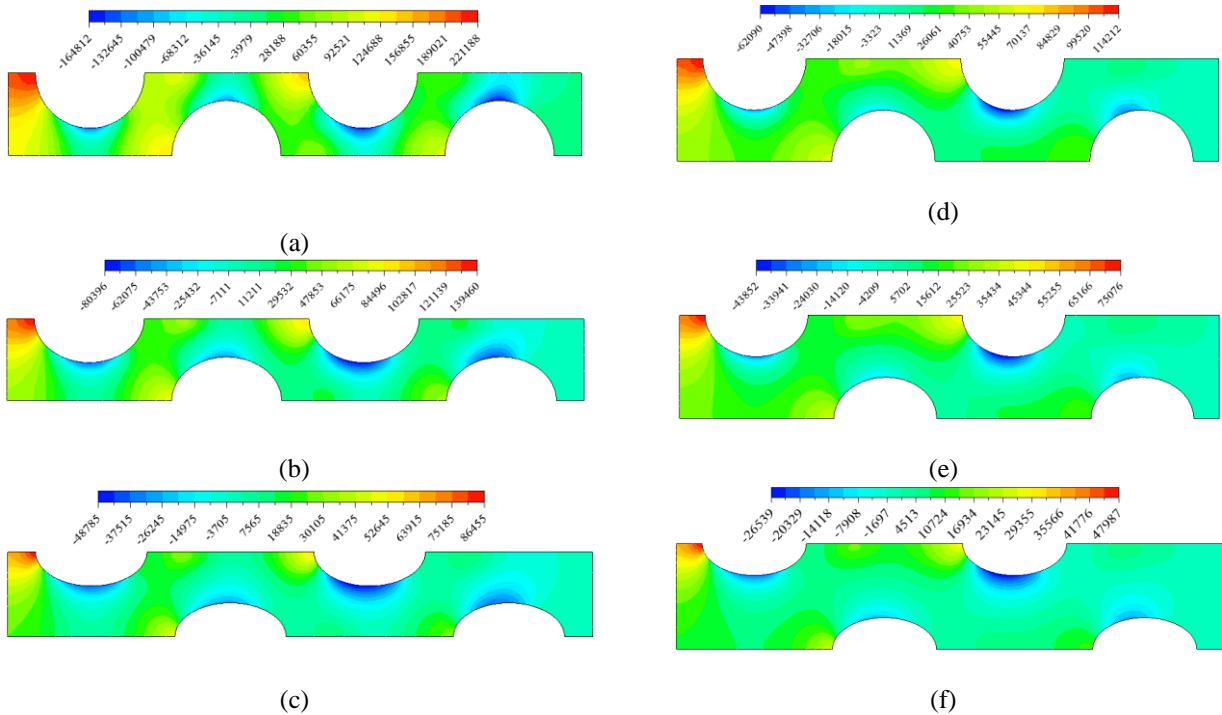
	L (mm)	L1 (mm)	L2 (mm)	b/a		L (mm)	L1 (mm)	L2 (mm)	b/a
Tasarım1	52,5	7,5	12,5	1	Tasarım7	52,5	12,5	12,5	1
Tasarım2	52,5	7,5	12,5	0,8	Tasarım8	52,5	12,5	12,5	0,8
Tasarım3	52,5	7,5	12,5	0,6	Tasarım9	52,5	12,5	12,5	0,6
Tasarım4	52,5	10	12,5	1	Tasarım10	52,5	15	12,5	1
Tasarım5	52,5	10	12,5	0,8	Tasarım11	52,5	15	12,5	0,8
Tasarım6	52,5	10	12,5	0,6	Tasarım12	52,5	15	12,5	0,6

Motor test ünitesinde test işleminin gerçekleştirilebilmesi için test edilen dizel motorun su yağ ve hava sistemlerinin soğutulmasını sağlayan motor test ünitesine bağlı bir soğutma sistemi bulunmaktadır. Soğutma suyu girişinde, çıkışında ve motor tarafı su girişinde ve çıkışında 1'er adet 4-20 mA çıkış sıcaklık transmitter bulunmaktadır. Giriş ve çıkışta 0-120°C skalalı termometre ve 0-6 bar skalalı manometre kullanılmaktadır. Bu su soğutma sisteminde; su soğutma kulesinden gelen soğutma suyu ile motor testi yapılan dizel motora ait pompalar ve basınçlandırılmış suyun soğutulması sağlanmaktadır.

III. BULGULAR VE DEĞERLENDİRME

Çalışılan ara soğutucunun ana hesaplama alanı ve geometrik parametreleri üzerinde yapılan değişikliklere göre Tablo 1'den görülebileceği gibi tasarım değerleri alınarak çalışma 4 ayrı grup üzerinde yapılmıştır. Birinci grup Tasarım 1-3'ten, ikinci grup Tasarım 4-6'dan, üçüncü grup Tasarım 7-9'dan ve son olarak dördüncü grup Tasarım 10-12'den oluşmaktadır.

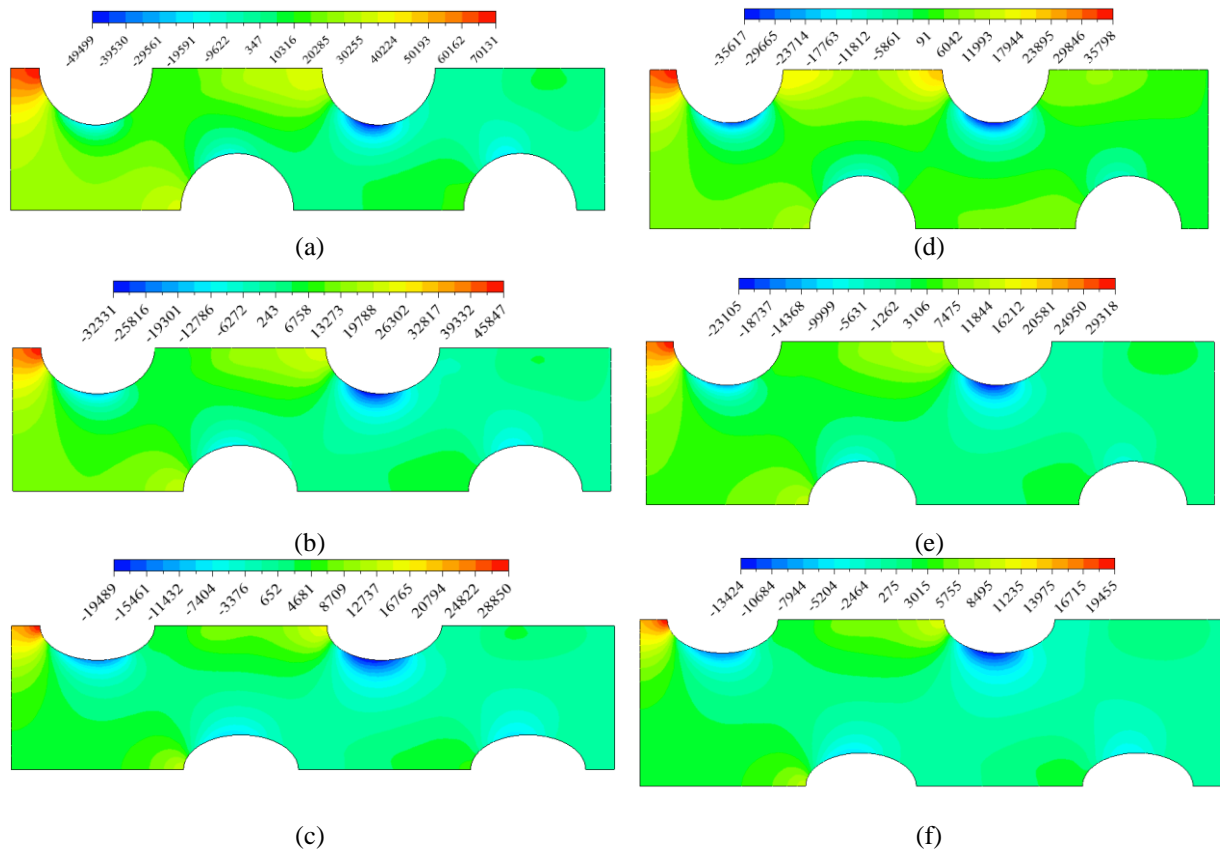
Birinci grupta; Tasarım 1, Tasarım 2 ve Tasarım 3 için boru merkezleri arasındaki dikey mesafe 7,5 mm, yatay mesafe 12,5 mm, kullanılan boruların b/a oranı Tasarım 1 için 1, Tasarım 2 için 0,8 ve Tasarım 3 için 0,6 olarak belirlenmiştir. İkinci grupta ise, Tasarım 4, Tasarım 5 ve Tasarım 6 için boru merkezleri arasındaki dikey mesafe 10 mm, yatay mesafe 12,5 mm ve kullanılan boruların b/a oranı Tasarım 4 için 1, Tasarım 5 için 0,8 ve Tasarım 6 için 0,6 olarak alınmıştır.



Şekil 2. 438 K giriş sıcaklığı 1,8 kg/s kütleli debi değerlerinde statik basınç(Pa) konturları a) Tasarım 1, b)Tasarım 2, c) Tasarım 3, d) Tasarım 4, e) Tasarım 5 ve f) Tasarım 6

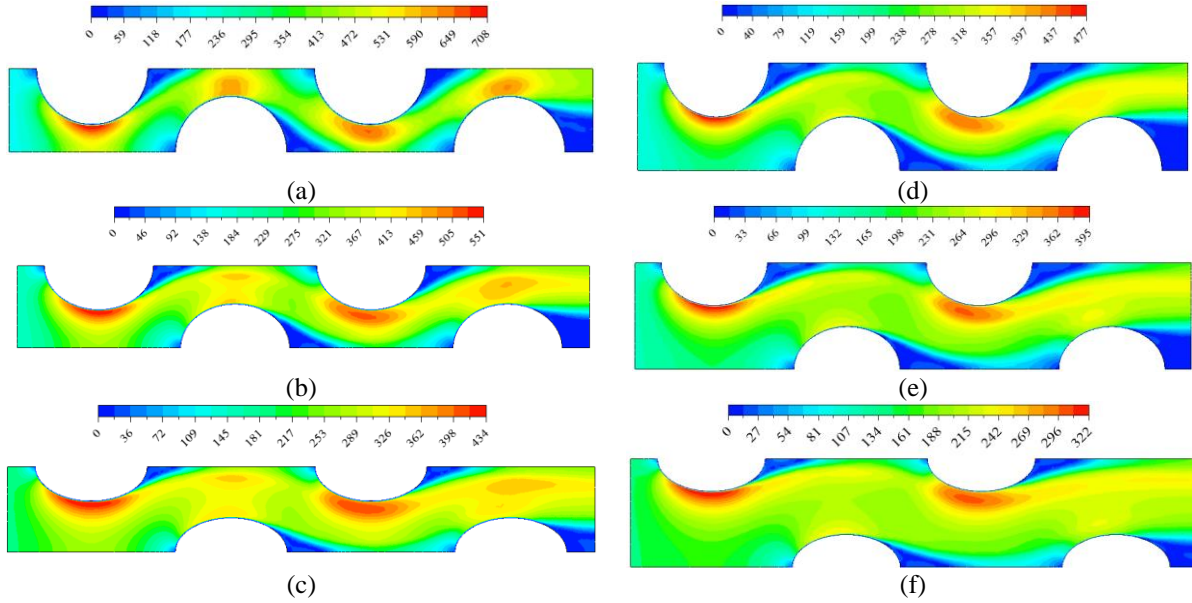
Çalışılan ara soğutucunun 438 K giriş sıcaklığı ve 1,8 kg/s kütleli debi değerlerinde Tasarım 1-6 için bulunan statik basınç değerleri Şekil 2’de verilmektedir. Şekil 2’den de görülebileceği gibi; Tasarım 2’nin en yüksek basınç değerinin Tasarım 1’den %36,94 daha düşük olduğu, Tasarım 3’ün basınç kaybı değerinin ise Tasarım 2’ye göre %38,07 ve Tasarım 1’e göre %60,91 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Tasarım 4, Tasarım 5 ve Tasarım 6’da oluşan en yüksek basınç değerleri incelendiğinde Tasarım 5’in en yüksek basınç değerinin Tasarım 4’ten %34,26 daha düşük olduğu, Tasarım 6’nın basınç değerinin Tasarım 5’e göre %36,08 ve Tasarım 4’e göre %57,98 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Tasarım 7, Tasarım 8 ve Tasarım 9’dan oluşan üçüncü grup için boru merkezleri arasındaki dikey mesafe 12,5 mm, yatay mesafe 12,5 mm ve kullanılan boruların b/a oranı Tasarım 7 için 1, Tasarım 8 için 0,8 ve Tasarım 9 için 0,6 olarak alınmıştır. Dördüncü grup ise Tasarım 10-12’den oluşmakta olup boru merkezleri arasındaki dikey mesafe 15 mm, yatay mesafe 12,5 mm ve kullanılan boruların b/a oranı Tasarım 10 için 1, Tasarım 11 için 0,8 ve Tasarım 12 için 0,6 olarak belirlenmiştir.



Şekil 3. 438 K giriş sıcaklığı 1,8 kg/s kütleli debi değerlerinde statik basınç(Pa)konturları a) Tasarım7, b)Tasarım8, c) Tasarım9, d) Tasarım10, e) Tasarım11 ve f) Tasarım12

Şekil 3’den de görülebileceği gibi;Tasarım 8’in en yüksek basınç değerinin Tasarım 7’den %34,62 daha düşük olduğu, Tasarım 9’un en yüksek basınç değerinin ise Tasarım 8’e göre %37,07 veTasarım 7’ye göre %58,86 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Tasarım 10, Tasarım 11 veTasarım 12’de oluşan en yüksek basınç değerlerine bakıldığında ise Tasarım 11’in en yüksek basınç değerinin Tasarım 10’da %18,10 daha düşük olduğu, Tasarım 12’nin basınç değerinin iseTasarım 11’e göre %33,64 ve Tasarım 10’a göre %45,65 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.



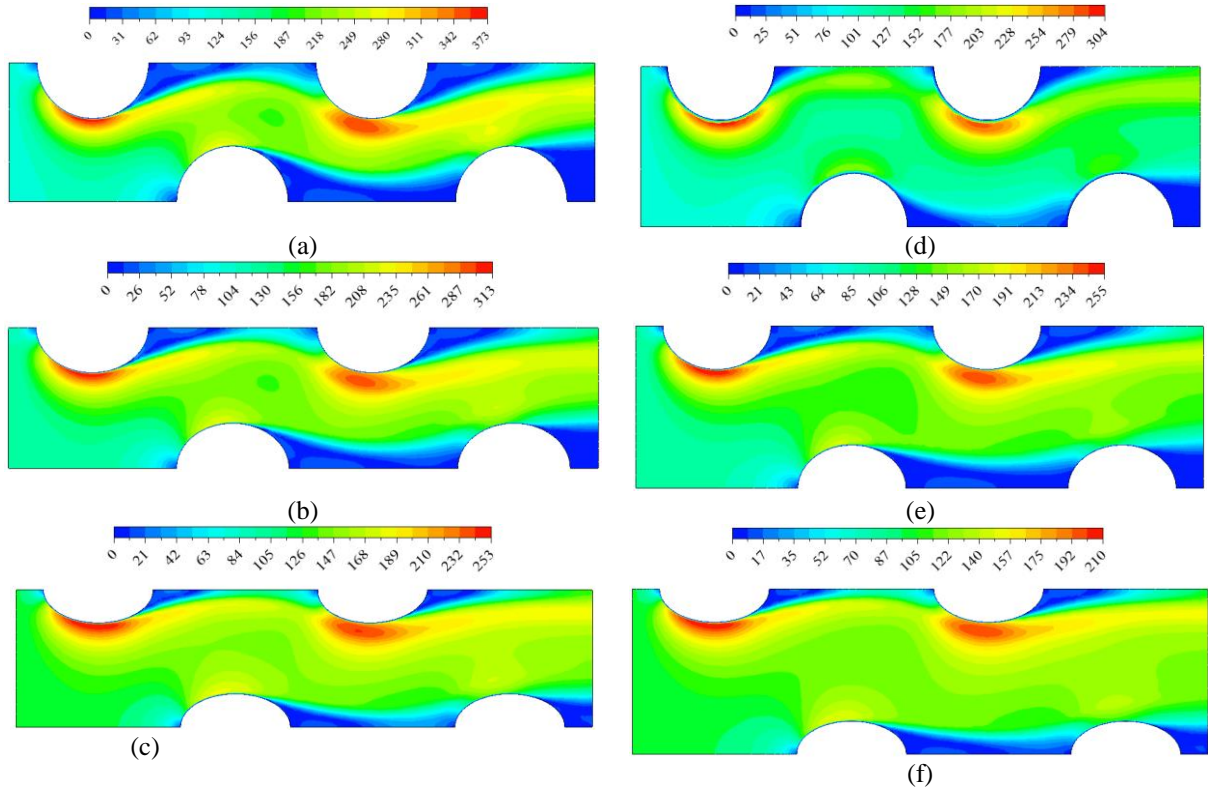
Şekil 4. 438 K hava giriş sıcaklığı 1,8 kg/s kütleli debi değerlerinde hız konturları(m/s) a) Tasarım 1, b)Tasarım 2, c) Tasarım 3, d) Tasarım 4, e) Tasarım 5 ve f) Tasarım 6

Şekil 4' de 438 K hava giriş sıcaklığı ve 1,8 kg/s kütleli debi için hız değişimleri verilmiştir. Şekil 4 incelendiğinde;Tasarım 2'nin hız değerinin Tasarım 1'den %22,17daha düşük olduğu, Tasarım 3'ün hız değerinin ise Tasarım 2' ye göre%21,23 veTasarım 1'e göre ise %38,70 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Tasarım 4, Tasarım 5 ve Tasarım 6 için hava hızlarına bakılacak olursa Tasarım 5'in hız değerinin Tasarım 4'ten %24,10 daha düşük olduğu, Tasarım 6'nın hız değerinin iseTasarım 5' e göre%11,04Tasarım 4'e göre ise %32,49 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

Şekil 5'de Tasarım 7-12 için 438 K hava giriş sıcaklığı ve 1,8 kg/s kütleli debi değerlerindeki hız değişimleri verilmiştir. Buna göre, Tasarım 8'in hız değerinin Tasarım 7'den %16,08 daha düşük olduğu, Tasarım 9'un hız değerinin ise Tasarım 7' ye göre %19,16 ve Tasarım8'e göre %32,17 daha düşük olduğu tespit edilmiştir. Tasarım 10, Tasarım 11, Tasarım 12 hava hızları değerlendirildiğinde ise Tasarım 11'in hız değerinin Tasarım 10'dan %16,11 daha düşük olduğu, Tasarım 12'nin hız değerinin ise Tasarım 11' e göre %17,64 ve Tasarım 10'a göre%30,92 daha düşük olduğu tespit edilmiştir.

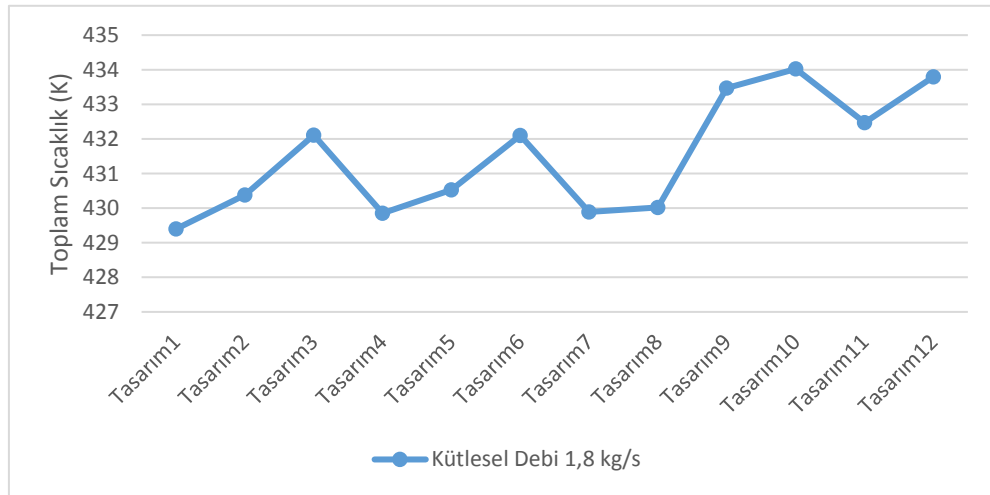
Tasarım 1, Tasarım 2 veTasarım 3' ün sıcaklık değişimi değerlendirildiğinde,Tasarım 1'in sıcaklık değişiminin %5,13 Tasarım 2'nin sıcaklık değişiminin ise %4,49 ve Tasarım 3'ün sıcaklık değişiminin %3,37 olarak gerçekleştiği görülmektedir.Tasarım 4, Tasarım 5 ve Tasarım 6' nın sıcaklık değişimine bakıldığındaTasarım 4'ün sıcaklık değişiminin %4,94 Tasarım 5'in sıcaklık değişiminin %4,03 ve Tasarım 6'nın sıcaklık değişiminin ise %3,01 olarak gerçekleştiği görülmektedir.Aynı işlemler Tasarım 7-9 için yapıldığında, Tasarım 7'nin sıcaklık değişiminin %4,52 Tasarım 8'in sıcaklık değişiminin %3,49 ve Tasarım 9'un sıcaklık değişiminin ise %2,43 olarak gerçekleştiği görülmektedir.Tasarım 10-12 için ise;Tasarım 10' un sıcaklık değişimi %3,04 Tasarım 11'in sıcaklık değişimi %2,88 ve Tasarım 12'nin sıcaklık değişimi ise %0,87 olarak gerçekleşmiştir.

Kütleli debiye bağlı olarak toplam basınç değerleri irdelendiğinde; Tasarım 1 ve Tasarım 2'ninTasarım 4'e göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Tasarım 4'e göre diğer tasarımlar değerlendirilecek olursa Tasarım 5'in %34,02; Tasarım 6'nın %54,82; Tasarım 7'nin %47,16; Tasarım 8'in %64,76; Tasarım 9'un %74,93; Tasarım 10'un %76,54; Tasarım 11'in %78,86 ve Tasarım 12'nin %84,08 daha düşük olduğu görülmektedir.



Şekil 5. 438 K hava giriş sıcaklığı 1,8 kg/s kütleli debi değerlerinde hız konturları(m/s) a) Tasarım7, b)Tasarım8, c) Tasarım9, d) Tasarım10, e) Tasarım11 ve f) Tasarım12

Kütleli debiye bağlı olarak toplamsıcaklık değişimi irdelendiğinde; Tasarım 1’de %1,96; Tasarım 2’de %1,73, Tasarım 3’de %1,34, Tasarım 4’de %2,0, Tasarım 5’de %1,70, Tasarım 6’da %1,34, Tasarım 7’de %1,92; Tasarım 8’de 1,90, Tasarım 9’da %1,26; Tasarım 10’da %0,90; Tasarım 11’de %1,26 ve Tasarım 12’de %0,95 olarak görülmüştür.



Şekil 6. Analizi yapılan tasarımların toplam sıcaklık değişim değerleri.

Lokomotif motoru dolgu havası soğutucusu için yapılan analizlerde mevcutta kullanılan soğutucu Tasarım 4 olarak verilmiş olup sonuçlar bu soğutucuya göre karşılaştırıldığında en uygun soğutucunun Tasarım 8 olarak adlandırılan soğutucu olduğu tespit edilmiştir. Şekil 6'ya bakıldığında toplam sıcaklık değişiminin en fazla Tasarım 4, Tasarım 5, Tasarım 7 ve Tasarım 8'de olduğu; basınç kayıpları açısından değerlendirildiğinde ise en düşük Tasarım 7 ve Tasarım 8'de basınç kaybı meydana geldiği fakat Tasarım 5, Tasarım 7 ve Tasarım 8'deki sıcaklık değişiminin yakın değerlerde çıktığı fakat basınç kaybı açısından değerlendirildiğinde Tasarım 8'in en uygun tasarım olduğu görülmüştür.

IV. SONUÇLAR

HAD analizleri verilen Tasarım 4 ve Tasarım 8 olarak adlandırılan ısı değiştiriciler motor test ünitesinde motora bağlanarak test edilmiş ve deneysel veriler elde edilmiştir. Test motorları sırasıyla PA4-D1 ve PA4-D2 olarak adlandırılmıştır. PA4-D1 ve PA4-D2 test motorlarında maksimum devirdeki test programında, Tasarım 4 hava soğutucusunun bağlı bulunduğu PA4-D1 motoruna göre, Tasarım 8 hava soğutucusunun bağlı olduğu PA4-D2 motorunda hava soğutucu çıkış sıcaklığının daha düşük olduğu tespit edilmiştir. PA4-D1 ve PA4-D2 test motorlarına bağlı soğutucular için deney sonuçlarına bakılarak etkenlik hesaplanırsa PA4-D1 test motoruna bağlı Tasarım 4 için etkenlik 0,88 çıkarken PA4-D2 test motoruna bağlı Tasarım 8 için etkenlik 0,96 olarak bulunmuştur.

Bu çalışmada lokomotif motorunun performans değerlerinin iyileştirilmesi için ara soğutma sisteminin modifiye edilmesi çalışmaları HAD analizi ve deneysel veriler olarak sunulmuştur. Çalışan motorun performansı en yüksek devirde iken (1500'd/d) ve ara soğutucu da turbosarj hava çıkış sıcaklığı 438 K' den 318 K' e düşürülerek özgül yakıt tüketim ve buna bağlı olarak karakteristik hesaplamalarının karşılaştırılmasıyla, farklı ara soğutucular için ara soğutmanın etkinliği belirlenmiştir. Çalışma sonuçlarına göre, emme manifoldu giriş sıcaklığının düşürülmesi ve motor performansının artırılması için seçilen Tasarım 8 olarak adlandırılan ara soğutucu türü ve boyutları uygundur. Mevcut motorun parametrik değerlerinin daha iyileştirilmesi için, tasarlanan bu ara soğutucu tavsiye edilmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Balcı, M., *Dizel Motorlarında Süper şarj ve Turbo şarj*, Teknik Eğitim Vakfı Yayınları, Ankara, 1985.
- [2] Balcı, M., *İçten Yanmalı Motorlarda Aşırı Doldurma*, Teknik Eğitim Vakfı Yayınları, Ankara, 1994.
- [3] Schulemberg, F., "Finned elliptical tubes and their applications in air-cooled heat exchangers", *J. Eng. Ind.*, vol.88, pp. 179–190, 1966.
- [4] Shepherd, D.G. , "Performance of one-row tube coils with thin-plate fins, low velocity forced convection", *Heating, Piping Air Cond.*, vol. 28, pp. 137–144, 1956.
- [5] Patankar, S.V. , "Numerical Heat Transfer and Fluid Flow. NY: McGraw-Hill. R.L. Webb, Air-side heat transfer in finned tube heat exchangers", *Heat Transfer Eng.*, vol. 1 no.3, pp.33–49, 1980.
- [6] Aytunc, Erek, Baris, Ozerdem, Levent, Bilir, Zafer, Ilken , "Effect of geometrical parameters on heat transfer and pressure drop characteristics of plate fin and tube heat exchangers", *Applied Thermal Engineering* , vol. 25 , pp.2421–2431, 2005.
- [7] Rocha, F.E.M., Saboya, J.V.C., Vargas, "A comparative study of elliptical and circular sections in one and two row tubes and plate fin heat exchangers", *Int. J. Heat Fluid Flow* , vol. 18, pp.247–252, 1997.
- [8] Kundu, B. , Das, P.K. , "Optimum dimensions of plate fins for fin-tube heat exchangers", *Int. J. Heat Fluid Flow* vol. 18, pp.530–537, 1997.
- [9] Kim, M.H. ve Bullard, C.W., , "Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered fin aluminum heat exchangers", *International Journal of Refrigeration*, vol. 25, pp.390–400, 2002.

- [10] Miura, R.Y., Galeazzo F.C.C., Tadini, C.C., Gut, J.A.W., “The effect of flow arrangement on the pressure drop of plate heat exchangers”, *Chemical Engineering Science*, vol. 63, pp.5386-5393, 2008.
- [11] AslamBhutta, M. M., Hayat, N., Bashir, M. H., Khan, A. R., Ahmad, K. N., &Khan, S., “CFD applications in various heat exchangers design: A review”, *Applied Thermal Engineering*, vol.32, pp. 1-12, 2012.