



Bir Gemi Dizel Motorunun Performans Ölçümü ve Değerlendirilmesi

Adnan PARLAK¹, Görkem KÖKKÜLÜNK¹

¹Yıldız Teknik Üniversitesi, Gemi İnşaatı ve Denizcilik Fakültesi, aparlak@yildiz.edu.tr;
gorkemk@yildiz.edu.tr

Öz

Gemi dizel motorlarının fabrika ve seyir test değerlerine uygun olarak çalıştırılması hem güç yönünden hem de yakıt sarfiyatı açısından önemlidir. Mevcut gemilerde istenen yük aralıklarında üretilen gücün doğrudan motor üzerinden ölçülmesi çoğunlukla mümkün olamamaktadır. Bu hem dizel jeneratörler hem de ana makineler için geçerlidir. Bu durumda performansı değerlendirebilmek için işletme esnasında kompresyon basıncı, maksimum basınç, egzoz sıcaklığı ve yakıt pompa indeksi gibi veriler alınarak değerlendirme yapılmaktadır. Klasik değerlendirmede, performans değerlerinde kötüleşme meydana geldiğinde arızanın gerçek nedenini bulmak çoğunlukla mümkün olamamaktadır. Ortaya çıkan sorunlar için palyatif çözümler üretilerek, motorun daha uzun süreli yüksek performansta çalışması sağlanamadığı için orta ve uzun vadede çok daha büyük motor arızalarına yol açılabilmektedir. Bu çalışmada, bir gemiye ait jeneratör dizelinin silindiri içerisinden alınan basınç verileriyle çizilen $p-V$ (basınç-hacim) ve $p-\theta$ (basınç-krank açısı) diyagramları üzerinden güç ve yakıt sarfiyatına etki eden parametreler değerlendirilmiş ve performans iyileştirilmesi için izlenen yollar tanıtılmıştır.

Anahtar Kelimeler: Dizel Motor, Jeneratör, Performans, Ölçme, Değerlendirme.

Performance Measurement and Evaluation of a Marine Diesel Engine

Abstract

It is significant that marine diesel engines should be run in accordance with factory or sea trial tests from the point of power and fuel consumption. It might not be possible to measure directly the power over the engine at the required load ranges. This is acceptable for both generator engine and main engine. In classical performance evaluation, compression pressure, maximum pressure, exhaust temperature and fuel pump index values are measured during operation. However, it is not possible to find the real reason of the fault in case of deterioration in the performance values. By solving the faults with palliative methods, far greater engine faults occurred in medium and long term due to the fact that the engine cannot be kept in high performance conditions. In this study, the parameters affecting the power and fuel consumption are evaluated by using $p-V$

(Pressure-Volume) and $p-\theta$ (Pressure-Crank Angle) diagrams and the solution methods that improve performance are discussed.

Keywords: Diesel Engine, Generator, Performance, Measurement, Evaluation.

1. Giriş

Dizel motorlar gemilerde hem ana makine olarak, hem jeneratörlerin tahrikinde yaygın olarak kullanılırlar. Çalışma esnasında performansı etkileyen parametrelerde olumsuz yönde meydana gelebilecek değişiklikler dizel motor performansı ve yakıt sarfiyatını önemli ölçüde etkilemektedirler. Bu nedenle, hem ana makinenin, hem de jeneratör dizellerinin performans izleme ve değerlendirmesi büyük önem taşımaktadır.

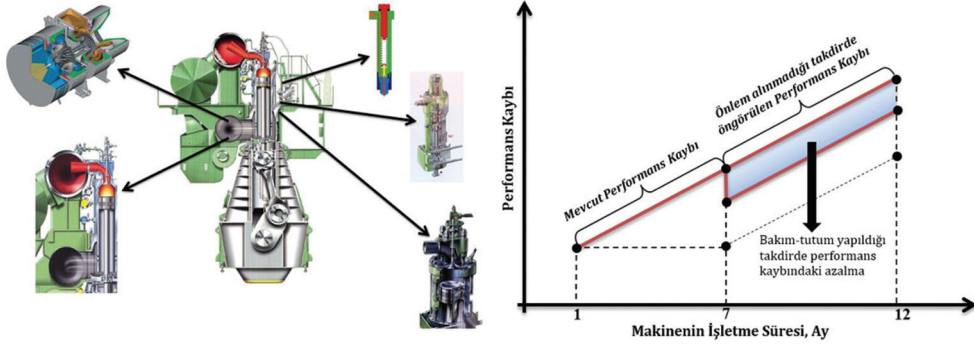
Bir sistemin performansı göz önüne alındığında çoğunlukla "Performans İzleme" ve "Performans Değerlendirme" kavramları birbiriyle karıştırılmaktadır [1]. Bilindiği gibi Performans İzleme, sistemin performans olarak tanımlanan büyüklüklerinin (silindir içi basınç, soğutma suyu ve yağlama yağı basınç ve sıcaklığı, tork, güç, yakıt sarfiyatı vb.) mevcut çalışan sistemdeki ölçümler ile sürekli veya belirli aralıklarla izlenmesidir. Performans Değerlendirme ise performanstaki zamana bağlı azalmayı ve bu azalmaya sistem elemanlarının (çevresel faktörler, turbo doldurucu, yakıt pompası, enjektör, ara soğutucu vb.) etkisinin ne kadar olduğunu gösteren bir yöntemdir.

Performans İzleme ve Performans Değerlendirme kavramları arasındaki diğer bir temel fark ise performans izlemede veri aktarma süre ve sıklığı önemliken; performans değerlendirmede performans kaybı zamana bağlı olarak gerçekleştiği için motordaki performans kaybının belirli aralıklarla hesaplanması yeterli olmaktadır. Performans kaybıyla birlikte kaybın ekonomik boyutu da hesaplanabilmekte, bakım-tutum prosedürleriyle bu kaybın ne kadarının giderilebileceği, planlı bakım prosedürleri uygulanmadığı takdirde oluşabilecek

performans kaybının ve ekonomik boyutun ne olacağı öngörülebilmektedir. Şekil 1' de bir makinenin performans kaybının belirli işletme süresi boyunca değişimi görülmektedir. İlk 6 aylık periyotta meydana gelen performans kaybı, performansa etki eden ekipmanlarda iyileştirmeler ve planlı bakım ile azalırken; bu bakım ve değişimler zamanında gerçekleştirilmediği takdirde performans kaybındaki artışın çok daha fazla olduğu görülmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken bir diğer önemli husus ise performans kaybının maliyetidir. Yani performans kaybıyla meydana gelen maliyetle, bu kayba neden olan ekipmanı iyileştirmek için yapacağımız harcamalar tespit edilip uygun bir karar verilmelidir.

Güç ve verim performans değerlendirilmesinde iki önemli ölçüttür. Performans değerlendirmesi, mevcut ölçüm değerleriyle ana makine ve jeneratör dizellerinin "Seyir Tecrübesi" veya "Fabrika Test" değerlerinin karşılaştırılmasıyla bulunmaktadır.

Performans izleme ve değerlendirme sistemleriyle ilgili olarak literatürde farklı çalışmaların olduğu görülmektedir. Bunlar içerisinde Varbanets ve Karianskiy, gemi dizel motorlarında performans analiz yöntemlerini incelemişler ve performans izleme ve değerlendirmeyle birlikte meydana gelen hataların en aza indirilebileceğini vurgulamışlardır [2]. Lamaris ve Hountalas yaptıkları çalışmada gemi ana sevk sistemi ve jeneratör dizelleri için matematik model yardımı ile bir yöntem önermişlerdir [3]. Hountalas vd. gemi dizel motorları ile ilgili yaptıkları bir diğer çalışmada silindir içi basıncı ölçerken motor yük değişiminin ölçüme etkisini araştırmışlardır [4]. Kowalski yapmış olduğu deneysel çalışmada gemi dizel motorunun yakıt pompa arızasının yanma



Şekil 1. Performans Kaybının İşletme Süresine Göre Değişimi.

karakteristiği ve emisyonlar üzerindeki etkilerini araştırmıştır [5]. Basurko ve Uriondo, balıkçı teknelerindeki orta devirli dizel motorlarının türbin kanatları, hava filtresi ve ara soğutucu kirlenmesi ile enjektör açma basınçlarının yanlış ayarlanmasının performans kayıplarına etkilerini incelemişlerdir [6]. Zhang vd. klasik Wiebe yanma modeli ve Woschni ısı transfer modelini tek boyutlu akış denklemleriyle birleştirerek gemi dizel motorunu modellemişler ve deneysel verilerle yaptıkları modeli doğrulamışlardır. Bu modeli kullanarak deniz suyu ve tatlı su sıcaklıklarının performansa etkisini araştırmışlardır [7]. Guan vd. yaptıkları çalışmada, iki stroklu gemi ana makinesini, sıfır boyutlu model kullanarak, %10 ile %50 yükleri arasında turbo doldurucunun devreden çıkartılmasının performans ve CO₂ emisyonuna etkilerini araştırmışlardır [8].

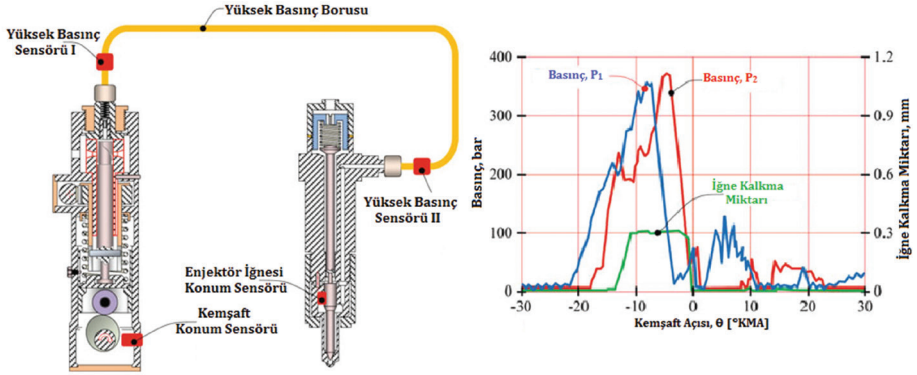
Performans kaybının doğru hesaplanabilmesi ölçmenin sürekliliğine, ölçüm yapılan cihazların doğruluğuna ve analiz kapasitesinin yüksekliğine bağlıdır. Mevcut gemilerde, motor performansını izlemek amacıyla çoğunlukla, yakıt indeksi, kompresyon basıncı, maksimum basınç ve egzoz sıcaklığının ölçülmesi yeterli görülmektedir. Ayrıca motor performansına ve yakıt sarfiyatına doğrudan etki eden yakıt püskürtme basıncı, püskürtme avansı, maksimum basıncın meydana geldiği açının ölçülmesi de çok önemlidir. Şekil 2 bir yüksek

basınç pompasının püskürtmeye başladığı krank açısıyla iğnenin açılmaya başladığı açı görülmektedir. Grafik incelendiğinde pompa çıkış basıncı, enjektör yay direngenliği ve yakıt özelliklerinin iğnenin kalkma ve kapanma zamanını etkilediği görülmektedir. Pompa statik avansı ile iğnenin kalkma zamanı (dinamik avans) arasında yaklaşık 10 °KMA (Krank Mili Açısı)'lık bir gecikme meydana gelmektedir. Bu durum yakıt özellikleri değiştiğinde, farklı enjektör yayı kullanıldığında ve farklı enjektör açma ayarları yapıldığında optimum performans için avans isteğinin değişeceğini göstermektedir [9].

Bu çalışmada, M/V İnce Akdeniz Gemisi'ne ait jeneratörlerin tahrikinde kullanılan YANMAR 6EY18AL 4 stroklu, 6 silindirli dizel motorun % 50 jeneratör yükündeki (300 kW) silindir içi basınç değerleri incelenmiştir. Silindir içerisinden alınan basınç verileriyle çizilen p-V (Basınç-Hacim) ve p-θ (Basınç-Krank Açısı) diyagramları üzerinden güç ve yakıt sarfiyatına etki eden parametreler değerlendirilmiş ve fabrika test değerlerine göre karşılaştırılarak performans etki eden parametreler analiz edilmiş; performans ve yakıt sarfiyatının iyileştirilmesi için dikkat edilmesi gereken kritik noktalara değinilmiştir.

2. Performans Ölçümleri

Bu çalışmada, sensör doğruluk değeri % ±0,2 olan Littlefuse Selco EngineEye (E5000) Model Silindir İçi Basınç Analiz



Şekil 2. Yakıt Pompası Çıkışındaki Basınç ve Enjektör İğnesinin Kalkma Miktarının Krank Açısına Göre Değişimi.

Kaynak: Littlefuse Selco EngineEye (E5000), 2014 [9]

cihazı kullanılmıştır. Egzoz sıcaklıkları ± 2 °C, aşırı doldurma basıncı ise $\pm 0,05$ bar hassasiyetindeki göstergelerden alınmıştır. Tüm ölçümler % 50 jeneratör yükünde (300 kW) alınmıştır. Çevrimsel etkileri azaltmak için, basınç verileri her bir silindir için 5 çevrimin ortalaması alınmıştır. Veriler bir bilgisayar yazılımı vasıtasıyla bilgisayara aktarılmıştır. Ham verilere göre çizilen p- θ diyagramı üzerinde bir matematik algoritma kullanılarak ÜÖN düzeltmesi yapılmıştır [10][14]. Ayrıca ölçüm esnasındaki deniz suyu sıcaklığı, giriş hava sıcaklığı ve atmosfer basınç değerleri ISO 3046 standartlarına göre standart çalışma şartlarına indirgenmiştir [15]. Tablo 1’de jeneratörü tahrik eden 4 stroklu turbo doldurmalı dizel motorun teknik özellikleri görülmektedir.

Tablo 1. Jeneratör Dizelinin Teknik Özellikleri.

Motor Markası, Modeli	YANMAR 6EY18AL
Silindir Sayısı	6
Çap, mm	180
Strok, mm	280
Ortalama Piston Hızı, m/s	8,40
Ortalama Efektif Basınç, MPa	2,058
Anma Gücü, kW (%100 Yük)	600
Anma Hızı, d/d	900
Ateşleme Sırası	1-4-2-6-3-5-1

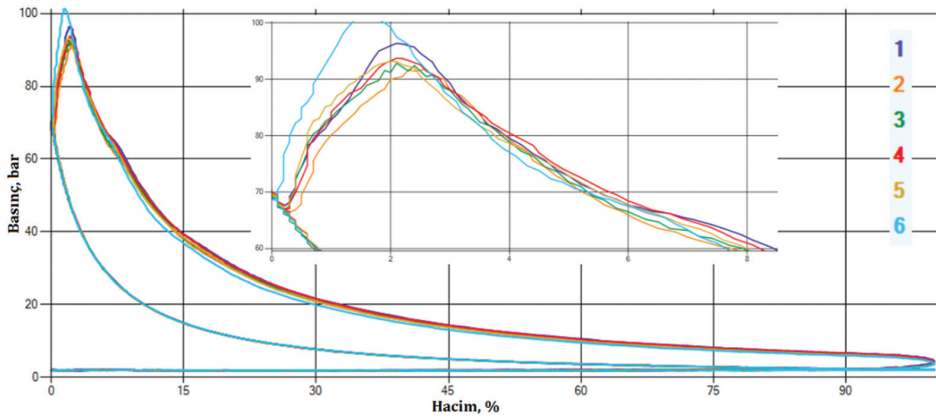
3. Bulgular ve Değerlendirmeler

Bu çalışmada, YANMAR 6EY18AL Model jeneratör dizel motoruna sahip M/V İnce Akdeniz gemisinin jeneratörünün %50 yükte (300 kW) performans değerlendirmesi yapılmıştır. Tablo 2’de fabrika test değerleri ve gerçek zamanlı performans değerlendirmesi için alınan değerleri; Şekil 3’te ise silindirlerin %50 yük şartlarındaki karşılaştırmalı p-V diyagramı görülmektedir. Fabrika test değerleri dizel yakıtıyla çalışma durumuna göre gerçekte egzoz sıcaklıkları fabrika test değerinde verilen sıcaklıklardan gözlemlere dayalı olarak 30-50 °C daha yüksektir. Bu nedenle sağlıklı karşılaştırma yapabilmek açısından fabrika test değerindeki egzoz sıcaklıkları hem dizel oil hem de fuel oil ile çalışma durumları için Tablo 2’de ayrı ayrı gösterilmiştir. Bu çalışmada fabrika test değerindeki egzoz sıcaklıklarının dizel oil ile çalışma durumuna göre 40 °C daha yüksek olduğu kabul edilmiştir.

Tablo 2 incelendiğinde %50 yük değerinde hem indeks değerlerinin hem de egzoz sıcaklıklarının Fabrika Test Değerine göre oldukça yüksek olduğu görülmektedir. Fabrika test değerleri içerisinde kompresyon basıncı verilmemiştir. Ancak maksimum basınç değerleri incelendiğinde dizel motorun maksimum basınç değerlerinde No.6 silindir haricinde tüm silindirlerde 4 bar ile 10 bar arasında bir azalmanın meydana geldiği görülmüştür.

Tablo 2. Fabrika Test Değerleri ve Gerçek Zamanlı Veriler (*Tahmini Fuel Oil ile Çalışma Durumundaki Egzoz Sıcaklık Değerleri)

Sil. No	Fabrika Test Değerleri			Gerçek Zamanlı Alınan Veriler				
	İndeks	Egzoz Sıcaklığı, °C	Pmax, bar	İndeks	Egzoz Sıcaklığı, °C	Pmax, bar	Pcomp, bar	aPmax, °KMA
1	23	310/350*	100	26	435	96,4	70,2	14,8
2	23	310/350*	101	26	405	91,8	70,2	16,4
3	23	310/350*	100	26	400	92,8	69,7	14,9
4	23	310/350*	102	26	425	93,7	70,5	14,6
5	23	310/350*	101	26	410	93,2	70,2	14,2
6	23	310/350*	101	26	400	101,2	69,5	12,5

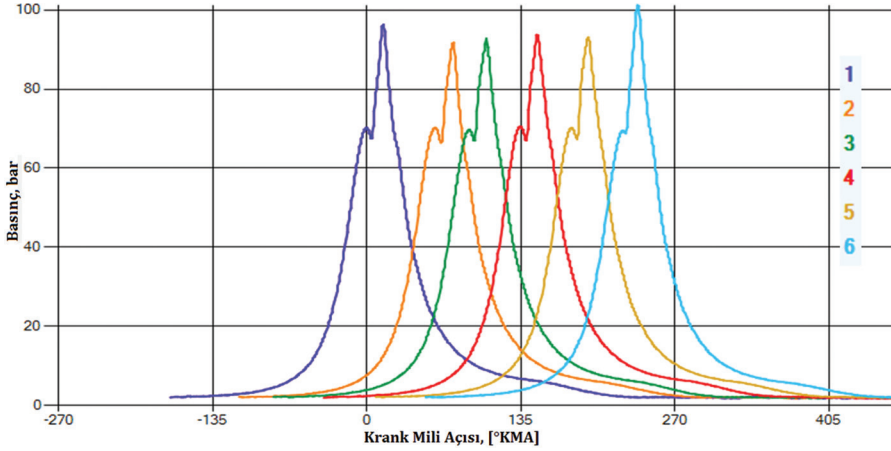
**Şekil 3.** Silindirlerin %50 Yük Şartlarındaki Karşılaştırmalı p-V Diyagramı.

No.6 silindire ait maksimum basıncının fabrika test değerlerine yakın olduğu görülmektedir. No.6 silindir basınç değeri Şekil 4'teki p- θ diyagramı ile birlikte değerlendirildiğinde iki durumdan bahsetmek mümkündür. Birincisi tüm silindirlerin kompresyon basınçları birbirine yakındır. Buna karşın No. 6 silindirinin maksimum basınç daha yüksektir. İkinci durum ise Şekil 5'te görüleceği üzere No.6 silindirinin tutuşma gecikme süresinin diğer silindirlere göre daha kısa sürmesi ve maksimum basıncın meydana geldiği krank açısının diğer silindirlere göre 2-2,5 °KMA daha erken gerçekleşmesidir. Bu durum No.6 silindirinin enjeksiyon basınç ve püskürtme karakteristiğinin (atomizasyon ve püskürtme açısı) daha iyi olduğu ve yanmanın daha hızlı gerçekleştiğini

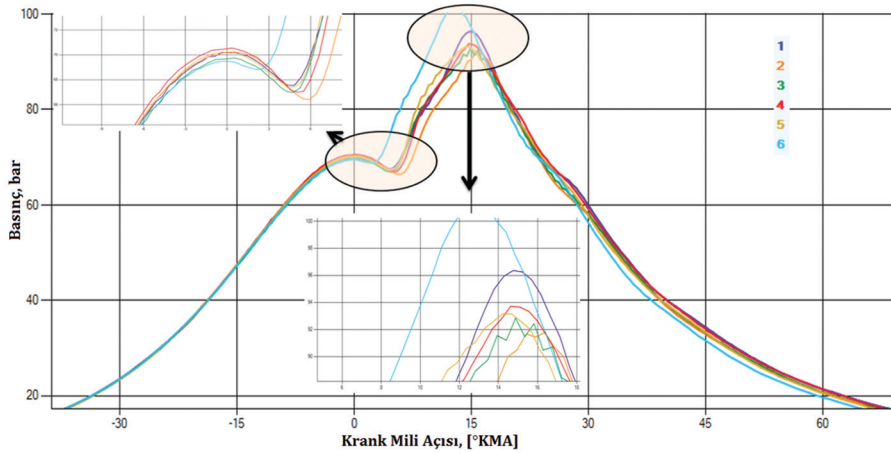
ve dolayısıyla gönderilen yakıtın güce dönüşen kısmının daha fazla olduğunu göstermektedir. Egzoz sıcaklığının maksimum basınçtaki yüksekliğe rağmen düşük seyretmesi de bunun en önemli göstergesidir.

No.1 ve No.6 silindirlerde maksimum basınç yüksek diğer silindirlerde düşük olarak motorun uzun süreli çalışması sonucunda silindirler arası güç dengesizliği ve krank üzerinde dengesiz yük dağılımının etkisiyle krank milinin kesilmesine neden olabilir.

Ölçümler esnasında aşırı doldurma basıncı 0,7 barg (gösterge basıncı) ölçülmüştür. Bu değer fabrika değerlerine göre (0,83 barg) daha düşüktür. Aşırı doldurma basınç değeri kompresyon basıncını, maksimum basıncı ve egzoz



Şekil 4. Tüm Silindirler için $p-\theta$ (Basınç - Krank Açısı) Değişimleri.



Şekil 5. Ayrıntılı $p-\theta$ Grafiği.

sıcaklığını doğrudan etkilemektedir. Yapılan ölçümlerde indeks ve egzoz sıcaklığındaki artışın önemli sebeplerinden birisi de aşırı doldurma basıncının düşmesidir. %50 yükte çalışma esnasında güç talebi daha fazla yakıt gönderilerek sağlanmış ancak %100 yük sınırındaki egzoz sıcaklığına ulaşılmıştır.

Şekil 5'te görüldüğü gibi, ÜÖN ile basıncın tekrar yükselmeye başladığı nokta arası yaklaşık tutuşma gecikme (TG) süresini göstermektedir. Dikkat edilirse No.6 silindirde bu değer 2,5-3 °KMA civarında iken diğer silindirlerde bu süre 4,4-6,0 °KMA civarındadır.

Doğal olarak bu gecikme maksimum basıncın gerçekleştiği açının aynı oranda ötelenmesine ve yanmanın kötüleşmesine neden olmaktadır. Bu durum doğal olarak egzoz sıcaklıklarının artmasına ve güçte de düşmeye yol açmaktadır. 2, 3, 4 ve 5 numaralı silindirlerde TG'deki bu artmanın nedenleri şu şekilde açıklanabilir:

- 1) Pompa püskürtme basıncının plencer ve barıldaki aşınma nedeniyle düşmesi,
- 2) Enjektör açma basıncının düşük ya da normalden daha yüksek ayarlanması,
- 3) Enjektör memesinin damlatması,
- 4) Segmanların aşınmasına bağlı

olarak kompresyon basıncının düşmesi,

5) Turbo doldurucu basıncının düşmesi nedeniyle kompresyon basıncının düşmesi.

Yukarıda da belirtildiği gibi indeks değerlerinin fabrika test değerlerine göre 3 birim artırılmasıyla talep edilen performans sağlanmak istenmiştir. Ancak egzoz sıcaklıklarındaki artma yüksek egzoz sıcaklıkları nedeniyle jeneratörün %50 yükün üzerinde yüklenememe sorununu ortaya çıkarmaktadır. Bu durumda, ilave güç talebine cevap verebilmek için mevcut motor yeterli olamadığı için ikinci bir jeneratör dizelinin devreye alınması gerekmektedir. Bu da doğal olarak yakıt sarfiyatının normalden daha fazla artmasına neden olmaktadır. Şekil 6 'da YANMAR 6EY18AL Model motorun tam yükteki egzoz sıcaklıkları görülmektedir.

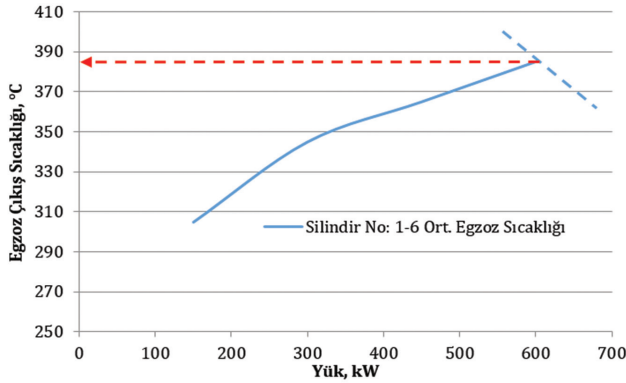
Şekil 6 incelendiğinde mevcut jeneratörün, dizel motorunun maksimum güç sınırına ulaşması nedeniyle daha fazla yüklenemeyeceği anlaşılmaktadır. Bu durumda %50 yükte çalışan iki jeneratör %25 yükte paralel çalıştırıldığında ilave yakıt sarfiyatı 293 kg/gün olmaktadır. Şekil 7'de görüleceği üzere dizel motorların düşük yüklerdeki özgül yakıt sarfiyatları (ÖYS) yüksek yüklerle göre daha yüksektir. Bu nedenle aynı yük eşit olarak iki jeneratöre dağıtıldığında yakıt sarfiyatı tek bir jeneratörün yakıt sarfiyatından çok daha yüksek olmaktadır.

4. Sonuç ve Öneriler

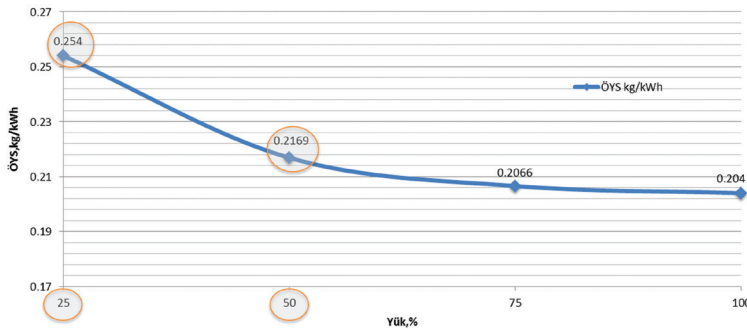
Bu çalışmada M/V İnce Akdeniz gemisi jeneratörlerini tahrik eden dizel motorun performans değerlendirmesi yapılmıştır.

Ölçümler sonucunda aşağıdaki tespitler yapılmıştır:

- Mevcut motorlarda performans



Şekil 6. YANMAR 6EY18AL Model Motorun Değişen Yük Yüklerdeki Egzoz Sıcaklıkları (---- Tam yük sınırı).



Şekil 7. YANMAR 6EY18AL Model Dizel Motorunun Yük Değişimine göre ÖYS'nin Değişimi.

ölçümlerinin daha kapsamlı ölçüm cihazlarıyla yapılması gerektiği,

- Kapsamlı analizlerle, performansı etkileyen parametrelerdeki kötüleşmenin daha büyük arızalara neden olmadan önlenebileceği,
- Güç sınırına ulaşılması durumunda ikinci bir jeneratör ile paralel çalışma zorunluluğunun ortaya çıktığı, bunun ise hem motor ömrünün kısalmasına neden olduğu hem de daha fazla yakıt sarfiyatı anlamına geldiği,
- Mevcut motorun %50 yükte güç sınırına ulaşması daha fazla yüklenmesi durumunda egzoz valfleri, sit ve turbo doldurucu arızalarına da davetiye çıkaracağı söylenebilir.

Bu tür sorunlarla karşılaşmamak için şu tedbirler alınabilir:

- Silindir içi basınç verilerinin kapsamlı olarak değerlendirildiği bir ölçüm sisteminin kullanılması,
- Yakıt sarfiyatının hassas bir şekilde ölçülerek diğer verilerle birlikte analizinin yapılması,
- Enjektör ve yakıt püskürtme sisteminde oluşabilecek olumsuzlukları önleyebilmek için yakıt hat basıncını ölçebilecek düzeneklerin kullanılması,
- Veri akışlarının güvenilirliğinin (doğruluk) sağlanması,
- Performansa etki eden göstergelerin (turbo basıncı, giriş hava sıcaklığı vs.) doğruluklarının test edilmesi ve çalışma vaziyette tutulması,
- Tüm sistemlerdeki sıcaklık ve basınç göstergelerinin kalibre edilmesi, gerekli ise yenileriyle değiştirilmesi işlemlerinin yapılması.

Sonuç olarak; gemilerde hâlihazırda kullanılan ölçüm sistemleri dizel motorlarında meydana gelen ve gelebilecek arızaların kapsamlı değerlendirilebilmesi için yeterli değildir. Dolayısı ile bu ölçüm sistemlerinin kapsamlı arıza tespiti ve oluşabilecek arızaların önceden tespit edilebilmesi için ilave ölçüm düzeneklerine ihtiyaç bulunmaktadır.

Teşekkür

İnce Denizcilik A.Ş. ve DPA & Teknik Müdürü Sayın Müh. A. Yaşar CANCA'ya bu çalışmada gemiye ait verilerin kullanılmasında sağladıkları desteklerden ötürü teşekkür ederiz.

Kaynakça

- [1] Gay R.R., Palmer, C.A. and Erbes M.R. (2004). Power Plant Performance Monitoring. R-squared Publishing.
- [2] Lamaris, V.T. and Hountalas D.T. (2010). A general purpose diagnostic technique for marine diesel engines – Application on the main propulsion and auxiliary diesel units of a marine vessel. Energy Conversion and Management, 51:740–753.
- [3] Savva, N.S. and Hountalas, D.T. (2014). Evolution and application of a pseudo-multi-zone model for the prediction of NOx emissions from large-scale diesel engines at various operating conditions. Energy Conversion and Management, 85:373–388.
- [4] Hountalas, D.T., Papagiannakis, R.G., Zovanos, G., Antonopoulos, A. (2014). Comparative evaluation of various methodologies to account for the effect of load variation during cylinder pressure measurement of large scale two-stroke diesel engines. Applied Energy, 113:1027–1042.
- [5] Kowalski, J. (2014). An experimental study of emission and combustion characteristics of marine diesel engine with fuel pump malfunctions. Applied Thermal Engineering, 65:469-476.
- [6] Basurko, O.C. and Uriondo, Z. (2015). Condition-Based Maintenance for medium speed diesel engines used in vessels in operation. Applied Thermal Engineering, 80:404-412.
- [7] Cong Guan, C., Theotokatos, G. and Chen, H. (2015). Analysis of Two Stroke Marine Diesel Engine Operation Including Turbocharger Cut-Out by Using a Zero-Dimensional Model. Energies, 8:5738-5764

-
- [8] Kegl, B., Kegl, M., Pehan, S. (2013). Green Diesel Engines. Springer-Verlag London.
- [9] Littlefuse Selco EngineEye (E5000). (2014). PC software User's Manual. Version 1.0.4.6.
- [10] Zhao Z., Zhang F., Huang Y., Zhao C. (2014). Determination of TDC in a hydraulic free-piston engine by a novel approach. Applied Thermal Engineering, 70:524-530.
- [11] Pipitone E., Beccari A. (2010). Determination of TDC in internal combustion engines by a newly developed thermodynamic approach. Applied Thermal Engineering, 30:1914-1926.
- [12] Pipitone E., Beccari A., Beccari S. (2007). The Experimental Validation of a New Thermodynamic Method for TDC Determination. SAE Paper:2007-24-0052.
- [13] Miao R., Li J., Shi L., Deng K. (2013). Study of Top Dead Center Measurement and Correction Method in a Diesel Engine, Research Journal of Applied Sciences, Engineering and Technology, 6(6):1101-1105.
- [14] ISO 3046-1:2002 (2008). Reciprocating internal combustion engines-Performance, Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumptions, and test methods - Additional requirements for engines for general use.