

TEK SİLİNDİRLİ BİR DİZEL MOTORUNUN DİNAMİK VE TİTREŞİM ANALİZLERİ

Erkan ÖZTÜRK*, Halit KARABULUT**

* Pamukkale Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Kınıklı, DENİZLİ

** Gazi Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Teknikokullar, ANKARA

erkanozturk@pau.edu.tr, halitk@gazi.edu.tr

(Geliş/Received: 03.11.2010; Kabul/Accepted: 11.05.2012)

ÖZET

Bu araştırmada tek silindirli dört zamanlı bir dizel motorunun piston, biyel, krank ve bloğunun dinamik modeli oluşturularak krank milinin çevrimlik açısal hız değişimleri ve bloğun titreşimleri incelenmiştir. Oluşturulan dinamik model dört serbestlik dereceli olup sırasıyla krank milinin açısal hareketini, bloğun krank mili eksenine etrafındaki açısal hareketini, bloğun düşey ve yatay doğrultulardaki doğrusal hareketlerini kapsamaktadır. Analizde dört farklı motor yükü için deneysel olarak elde edilen gaz basınç profilleri kullanılmıştır. Krank milinin açısal hızındaki değişimlerin motor yüküyle arttığı gözlemlenmiştir. Motor bloğunun krank mili eksenine etrafındaki açısal titreşimlerinin gaz kuvvetlerinden, düşey ve yatay doğrultulardaki doğrusal titreşimlerinin ise piston kütlesi ve krank milinin balanssızlığından kaynaklandığı belirlenmiştir. Pistonun kütle ataletinden kaynaklanan düşey titreşimin azaltılması için kullanılan balans ağırlıklarının, yatay eksenindeki titreşimi arttırdığı anlaşılmıştır. Bu sebeple düşey eksenindeki titreşim genliğinin sıfırlanması yerine genliği yarıya indirecek balans ağırlıklarının kullanılmasının gerekli olduğu görülmüştür. Frekansa bağlı olarak elde edilen takoz kuvveti değerlerinden; takozların yay ve sönümleme sabitlerinin optimum değerleri sırasıyla 100 kN/m ve 1000 Ns/m olarak belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: Pistonlu motor, dinamik modelleme, titreşim, takoz tasarımı

DYNAMIC AND VIBRATION ANALYSIS OF A SINGLE CYLINDER DIESEL ENGINE

ABSTRACT

In this study, by preparing a dynamic model for the system consisting of piston, piston rod, crankshaft and block of a single cylinder four stroke diesel engine, the speed fluctuations of the crankshaft and translational vibrations of the engine block were examined. The dynamic model has four degrees of freedom as; the angular motion of the crankshaft, the angular motion of the engine block around the crankshaft center, and the translational vibrations of the engine block in the vertical and horizontal directions. In the analysis, the pressure profiles obtained from a single cylinder four stroke diesel engine at four different engine loads were used. The oscillation of crankshaft angular velocity was found to be increasing with the engine load. The angular vibrations of the engine block around the crankshaft center was found to be arising from the gas forces, the translational vibrations in the vertical and horizontal directions were found to be arising from the inertia of piston and unbalance of crankshaft. It was found that the counterweight used for minimizing the vertical vibration generates a horizontal vibration besides reducing vertical vibration. Therefore, reduction of its amplitude into the half was found to be more appropriate, instead of reducing to zero. From the mount force datum, which is dependent on frequency, the optimum spring and damping constants of the mounts were found as 100 kN/m and 1000 Ns/m, respectively.

Key Words: Piston engine, dynamics modeling, vibration, mount design

1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

İçten yanmalı motorların ürettiği titreşimlerin azaltılması ve yalıtılması içten yanmalı motorlarla tahrik edilen taşıtların konforu, kullanışlılığı, yolcuların ve sürücülerin can güvenliği, taşıtların ömrü ve çevre açısından önem arz etmektedir. Son yıllarda sürücü ve yolculara yansıyan titreşimlerin sınırlandırılmasına yönelik bazı standartların da ortaya çıktığı görülmektedir [1]. İçten yanmalı motor titreşimlerinin tamamen giderilebilmesi mümkün olmamakla birlikte, tasarım ve geliştirme aşamasında alınacak önlemlerle azaltılması mümkündür [2].

İçten yanmalı motor titreşimleri dahili ve harici olmak üzere iki kategoride incelenmektedir [3]. Dahili titreşimlerin ele alındığı çalışmalarda, motor bloğu sabit kabul edilerek, blok içerisindeki hareketli parçaların yarattığı eylemsizlik kuvvetleri ve gaz kuvvetlerinin krank ve biyelde yarattığı deformasyonlar ve bu deformasyonların sebep olduğu titreşimler incelenmiştir [4-10].

Harici titreşimlerin ele alındığı kategoride ise, motor tarafından üretilen titreşimlerin belirlenmesi ve bu titreşimlerin taşıt şasesi üzerindeki etkilerinin azaltılması hedeflenmiştir [11-16]. Çalışmaların birçoğu motor takozlarının optimizasyonu üzerine yapılmış olmakla birlikte motor bloğu ile blok içerisindeki hareketli parçalar birbirinden bağımsız olarak modellenmiştir. Bağımsız modellerin doğruluk derecesinin düşük olduğu ifade edilmekte ve motor takozlarındaki sönümlenmelerin sebep olduğu enerji kayıplarının önemi vurgulanmaktadır [17]. Daha çok doğal frekans bölgesinin belirlenmesi ve motor takoz parametrelerinin optimizasyonu için yapılan bu çalışmalar sadece düşük hızlı ve balanslı motorların titreşimlerinin belirlenmesinde yararlı olmaktadır [18]. Ayrıca dahili titreşimleri inceleyen çalışmalarda olduğu gibi harici titreşimler üzerine yapılan çalışmalarda da piston-biyel-krank mekanizmasının dinamik davranışlarının doğru belirlenmesinin önem arz ettiği vurgulanmaktadır [4, 17, 19, 20].

Motor titreşimleri üzerine yapılan çalışmaların bir kısmı sürtünme kuvvetlerinin etkilerini de içermektedir [21-23]. Guzzomi ve ark. tarafından yapılan bir çalışmada iç sürtünmelerin harici titreşimler üzerindeki etkileri incelenmiş ve pistonun yan yüzeyinin yarattığı sürtünmelerin harici titreşimler üzerinde etkili olduğu vurgulanmıştır [21].

Taşıt şasesi yüksek frekanslı küçük genlikli motor titreşimlerinin yanı sıra düşük frekanslı büyük genlikli yol titreşimlerine de maruz kalır. Yol şartlarından kaynaklanan taşıt titreşimlerini ele alan çalışmalarda karmaşıklığın azaltılabilmesi için motor titreşimlerinin şase üzerine etkileri göz ardı edilmektedir [24]. Motor, amortisör ve şaseyi ele alan çok serbestlik dereceli modellerde ise, modellerin

karmaşıklığının giderilmesi ve çözüm zorluklarının aşılabilmesi için motor ve yol tarafından taşıt şasesine aktarılan zorlama kuvvetlerinin harmonik frekanslı olduğu kabul edilmiştir [25-27]. Motor takoz tasarımının ele alındığı bazı çalışmalarda ise tek takozdan oluşan bir sistemin farklı zorlayıcı frekanslara karşı sergilediği davranışlar incelenmiştir [28-31].

Hoffmann tarafından [32] yapılan harici titreşimlerin incelenmesine yönelik bir çalışmada piston hareket mekanizmasının hareketlerinin doğru belirlenmesine ağırlık verilmiş ve mekanizma ile blok arasında tam bağımlı, yedi serbestlik dereceli bir model oluşturulmuştur. Hoffmann'ın çalışmasında sürtünme kuvvetlerinin etkileri göz ardı edilmiş, yerçekimi etkisi dikkate alınmıştır. Ancak yerçekiminin de krank mili açılal hızında yarattığı değişimlerin önemsiz olduğu belirtilmiştir.

Mevcut çalışmada dört serbestlik derecesine sahip bağımlı bir model oluşturularak, lastik takozlarla esnemez bir zemine bağlanmış tek silindirli, dört zamanlı bir dizel motorunun blok ve piston-biyel-krank mili mekanizmasının hareketleri incelenmiştir. Hareket denklemlerinin türetilmesinde; piston ile silindir arasındaki sürtünme kuvveti, biyel ile muylusu ve ana yataklar ile muyluları arasındaki sürtünme momentleri hesaba katılmıştır. Sürtünme kuvvetlerinin ve kütle atalet kuvvetlerinin farklı yük koşullarında, titreşimlere etkileri incelenmiştir. Hareketli parçaların kütle eylemsizlik değerleri ile takozun yay ve sönümlenme sabitlerinin en uygun değerleri belirlenmiştir.

2. FİZİKSEL MEKANİZMA, KABULLER VE MATEMATİKSEL MODELLEME (PHYSICAL MECHANISM, ASSUMPTIONS AND MATHEMATICAL MODELING)

Şekil 1'de krank mili, biyel kolu, piston ve motor bloğundan oluşan dinamik sistem, koordinatlar ve kullanılan semboller görülmektedir. Bloğun silindir eksenine göre simetrik olarak yerleştirilmiş dört takoz tarafından desteklendiği kabul edilmiştir. Bloğun hareket denklemlerinin türetilmesinde kullanılan koordinat sisteminin orijini olarak, krank mili ekseninin durağan şartlardaki yeri seçilmiştir. Bloğun yatay ve düşey doğrultularda yaptığı doğrusal öteleme hareketleri sırası ile X_b ve Y_b sembolleri ile, krank mili eksenini etrafındaki açılal ötelemeleri ϕ sembolü ile gösterilmektedir. Krank milinin kol muylusunun silindir eksenini ile yaptığı ters saat yönü açısı krankın pozisyonunu göstermekte olup, θ ile gösterilmektedir. Hareket denklemleri Newton yasasına göre türetilmiş ve zaman bağımsız değişken olarak kabul edilmiştir. Yerçekimi etkisi dikkate alınmamıştır. Biyelin kütlesi iki kısma ayrılarak piston ve krank miline dağıtılmıştır [33, 34].

şeklinde türetilmiştir. Eş. 3’de bulunan M_f ile krank mili ana yataklarında oluşan toplam sürtünme momenti, M_v ile biyel kol muylusunda oluşan sürtünme momentlerinin krank eksenini etrafında oluşturduğu moment gösterilmektedir. M_s sembolü ise ilk hareket esnasında uygulanan marş motoru momentini ifade etmektedir.

Krank milinin hareket denklemi,

$$\ddot{\theta} = \frac{F_{bl}}{I_{cr}} r \cos\left(\frac{\pi}{2} - \beta - \theta\right) - \frac{F_l}{I_{cr}} r \cos(\beta + \theta) - \frac{M_L}{I_{cr}} + \frac{M_s}{I_{cr}} - \frac{M_f}{I_{cr}} - \frac{M_v}{I_{cr}} - \ddot{\phi} \quad (4)$$

şeklinde türetilmiştir. Biyelin piston pimi eksenini etrafında dönme hareketinden kaynaklanan atalet kuvvetinin krank muylusu üzerindeki bileşeni F_l sembolü ile gösterilmiştir. M_L , harici yük momentini ifade etmekte olup sabit bir değer olarak kabul edilmiştir. Eş. 1, 2, 3 ve 4’te kullanılan zorlayıcı kuvvet ve momentler Tablo 1’de verilmekte olup ayrıntılı bilgi için [2] ve [35] numaralı kaynaklara başvurulabilir.

Matematik modeli oluşturan 1, 2, 3 ve 4 numaralı hareket denklemleri lineer olmayan eşitliklerdir.

$$\text{Denklemlerin çözümü için } X_b = 0, \frac{dX_b}{dt} = 0, Y_b = 0, \frac{dY_b}{dt} = 0, \varphi = 0, \frac{d\varphi}{dt} = 0, \theta = 0, \frac{d\theta}{dt} = 0$$

başlangıç şartları kullanılabilir. Eşitlik 1, 2, 3 ve 4’ten oluşan matematik modelin verilen başlangıç şartları ile çözümü için Taylor serisine dayalı bir yaklaşma-düzeltilme (prediction-correction) metodu kullanılmıştır [2, 34, 35].

Dinamik modelin hareket kaynağı Eşitlik 3 ve 4’te bulunan marş momenti M_s tir. Hareketin devamı silindir içi gaz basınç kuvveti (F_g) tarafından sağlanmaktadır. Silindir içi gaz basınç kuvveti olarak Antor marka 6LD400 model dizel motorunun verileri kullanılmaktadır. Veriler $0,36^\circ$ krank açısı aralıkları ile elde edilmiş olup, Fourier serisi ile cebirsel ilişkiye dönüştürülmüştür [2, 35].

3. BULGULAR VE TARTIŞMALAR (RESULTS AND DISCUSSIONS)

Modellenen tek silindirli motora ait boyut, kütle, eylemsizlik ve takoz parametreleri Tablo 2’de görülmektedir. Bu parametreler kullanılarak elde edilen sonuçlar bu bölümde tartışılmıştır. Şekil 2’de

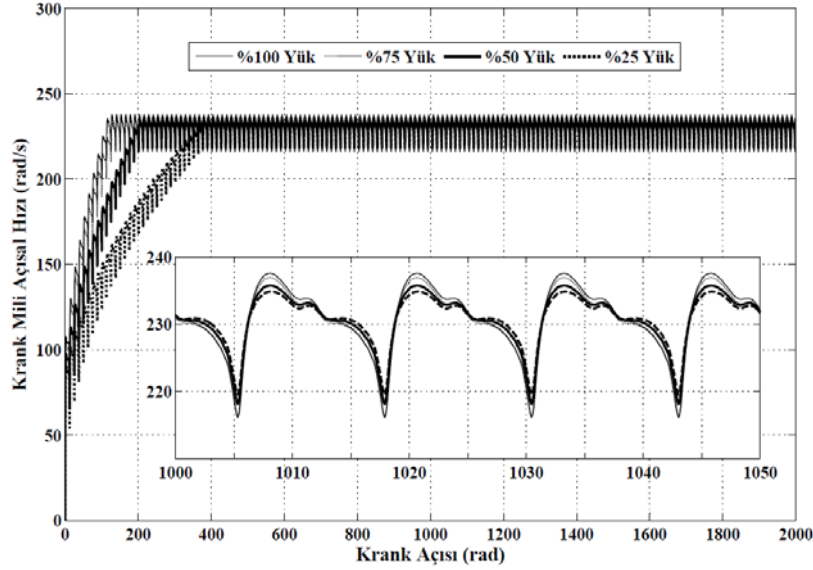
dört farklı yük altında elde edilen krank mili açılal hızının değişimleri görülmektedir.

Tablo 2. Simülasyonda kullanılan tek silindirli motorun özel parametreleri (The specifics parameters of the single cylinder engine used in simulation)

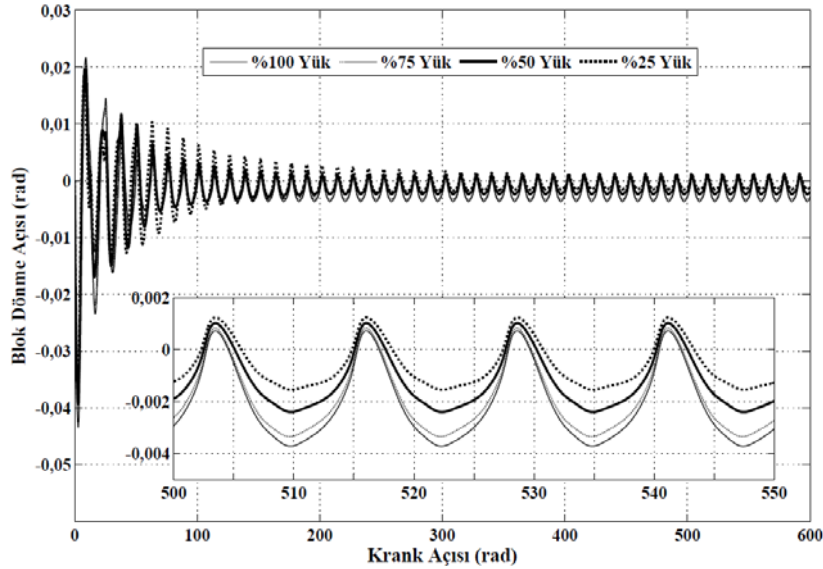
Krank yarıçapı (m)	0,034
Biyel uzunluğu (m)	0,118
Piston çapı (m)	0,086
Dengeleme ağırlığı kütle merkezi ile krank mili eksenini arası mesafe (m)	0,034
Takoz eksenleri ile krank mili eksenini arası mesafe (m)	0,012
Motor blok kütlesi (kg)	75
Piston ve biyelin piston pimine bağlı kısmının kütlelerinin toplamı (kg)	0,7
Dengeleme ağırlığı kütlesi (kg)	0-0,8
Motor bloğunun krank eksenini etrafındaki kütle eylemsizlik momenti (m^2kg)	2,41
Krank mili ve volanın toplam kütle eylemsizlik momenti (m^2kg)	0,06-0,32
Biyelin piston pimi etrafındaki kütle eylemsizlik momenti (m^2kg)	0,002
Takozun yay sabitinin dikey doğrultudaki bileşeni (kN/m)	50-150
Takozun sönüm sabitini dikey doğrultudaki bileşeni (Ns/m)	500-1500

Ortalama 230 rad/s motor hızında dört farklı yük durumu için deneysel olarak elde edilen ortalama indike basınçlar sırasıyla; 0,294, 0,478, 0,655 ve 0,837 Mpa’dır. Simülasyonda krank milinin harekete geçirilmesi için ilk 1 rad’lık krank açısı esnasında 50 Nm’lik marş momenti uygulanmış, daha sonra gaz basınç kuvvetinin etkisi altında ivmelenmeye bırakılmıştır. Motor hızı deneysel ölçümlerin alındığı çevrimlik ortalama hıza ulaştığında harici yük uygulanmıştır. Ortalama indike basınç arttıkça maksimum hıza ulaşma sürecinin kısaldığı fakat çevrimlik hız dalgalanmalarının arttığı görülmektedir. Şekil 2’de verilen büyütülmüş kesitte de görüldüğü üzere, aynı ortalama motor hızında farklı yüklerde krank mili açılal hız değişimlerinin motor yüküne bağlı olarak arttığı görülmektedir. Bu değerlerin ortalama motor hızına oranları sırasıyla; %6,1, %7,5, %8,6 ve %9,2 olarak belirlenmiştir.

Farklı yüklerin motor bloğunun açılal titreşimlerine etkisi Şekil 3’te görülmektedir. İlk hareket esnasında, motor hızının düşük, dolayısıyla da silindir içi gaz basınç kuvvetinin etkime süresinin daha uzun olması nedeniyle motor bloğunun açılal titreşimlerinin genlikleri yüksek değerlere ulaşmaktadır. İvmelenme esnasında (0-400 rad), ilk 40 rad’lık krank açısı aralığı için yüksek yüklerde, sonraki krank açısı aralığında ise düşük yüklerde oluşan blok açılal titreşim genliklerinin diğer yük şartlarına göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum artan motor yüküne bağlı olarak motorun daha kısa sürede doğal frekans aralığından uzaklaşmasından kaynaklanmaktadır. Yük altındaki 230 rad/s ortalama hıza ulaştığında, bloğun açılal titreşim genliklerinin artan motor yükü ile



Şekil 2. Krank mili açısal hızının krank açısı ve motor yüküne göre değişimi (Variation of the crankshaft speed with crankshaft angular position and engine load)

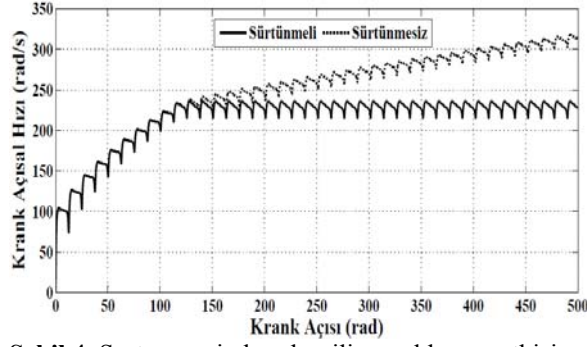


Şekil 3. Farklı yükler altında motor bloğu dönme açısının değişimi (The variations of engine block roll angel under different loads)

arttığı, ayrıca bloğun motor dönüş yönünün tersine doğru 0,0012 rad civarında yaslandığı görülmüştür. Aynı ortalama krank mili açısal hızı için, ortalama indike basınç farklılıklarının bloğun doğrusal hareketlerinde büyük bir etkiye yol açmadığı görülmüştür. Bu durum blok öteleme titreşimlerinin balanssız kütlelerin eylemsizliğinden kaynaklandığını göstermektedir.

Sürtünme kuvvetlerinin krank mili açısal hızına etkisi Şekil 4'te görülmektedir. Tam yükte motorun 230 rad/s hıza ulaşması sağlandıktan sonra sürtünme etkileri tamamen ihmal edilerek elde edilen hız profili ile sürtünmeli şartlarda elde edilen hız profili kıyaslanmıştır. Çevrimlik ortalama hızın sürtünmesiz şartlarda sürekli olarak arttığı görülmektedir. Bu durum sürtünme kuvvetlerinin oluşturduğu sürtünme kayıplarının göz ardı edilmesinden

kaynaklanmaktadır. Sürtünme kuvvet ve momentlerinin belirlenmesinde kullanılan kuru sürtünme ve yağlama yağının hidrodinamik sürtünme katsayıları Tablo 3'de verilmiştir. Tablo 4'te ise sürtünmeli ve sürtünmesiz modellerden elde edilen harici yük momenti değerleri deneysel elde edilen değerlerle karşılaştırmalı olarak sunulmuştur. Bu değerlerin her biri aynı ortalama motor devri için elde edilmiştir. Sürtünmeli modelde kullanılan değerlerin özellikle kısmi yüklerde uygun sonuçlar verdiği görülmektedir. Tam yük koşulları altında sürtünmeli model ile deneysel veriler arasında sadece %4,3'lük bir fark mevcut iken sürtünmesiz modelde bu fark %18'e ulaşmaktadır. Sürtünmenin ihmal edilmesi durumunda modelde kullanılan harici motor yükü değerinin deneysel olarak elde edilen değer ile uyuşmayacağı görülmektedir.



Şekil 4. Sürtünmenin krank mili açısal hızına etkisi
(The effects of friction on crankshaft angular speed)

Tablo 3. Sürtünme katsayıları (Friction coefficients)

Segman sürtünme kuvveti, F_{seg} (N)	55
Piston ile silindir arasındaki hidrodinamik sürtünme katsayısı, μ_p ($Ns\ m^{-3}$)	107,75
Piston ile silindir arasındaki kuru sürtünme katsayısı, c_0	0,05
Krank ana muylularındaki sürtünme katsayısı, μ_k ($Ns\ m^{-1}/rad$)	1
Biyel kol yatağındaki sürtünme katsayısı, μ_m ($Ns\ m^{-1}/rad$)	1

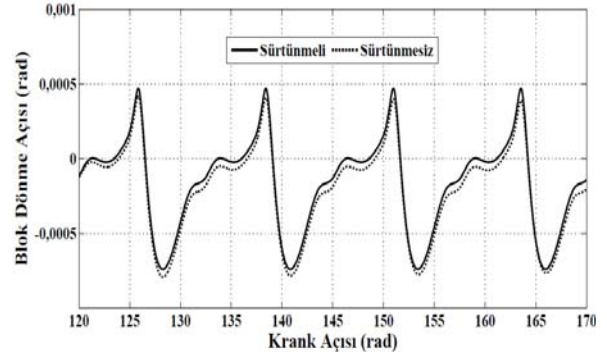
Tablo 4. Efektif momentlerin karşılaştırılması (The comparison of effective moments)

Yük	Efektif Moment (Nm)		
	Deneysel	Sürtümlü	Sürtümsüz
%100	15,30	14,65	18,05
%75	12,18	11,87	14,80
%50	8,12	8,14	10,56
%25	4,06	4,05	6,48

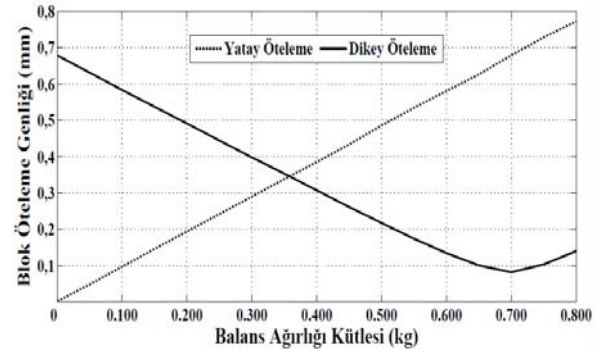
Gaz basınç kuvvetine ters istikamette oluşan piston ile silindir arasındaki sürtünme kuvvetinin silindir yan yüzey kuvvetini düşürdüğü ve dolayısıyla bloğun açısal titreşiminin genliğinin bir miktar azaldığı görülmektedir (Şekil 5). Ayrıca piston sürtünme kuvvetinin bloğun geri yaslanmasını da bir miktar azaltmaktadır. Krank mili açısal hız artışından kaynaklanacak kütle eylemsizlik etkilerinin sonuçlara aksetmemesi için inceleme sürtünmenin ihmal edildiği ilk 50 rad'lık krank mili açısında (120-170 rad aralığı) yapılmıştır.

Şekil 6'da balans ağırlığı kütesinin yatay ve dikey doğrultularda blok öteleme genliklerine etkileri görülmektedir. Piston kütlesi ile aynı değere sahip bir balans ağırlığının seçimi bloğun dikey doğrultudaki titreşim genliğini 0,1 mm'nin altında minimum bir değere düşürmektedir. Ancak bu durumda balans ağırlığının kütlesi ile lineer olarak artış gösteren bloğun yatay doğrultudaki titreşim genliği hemen hemen dikey titreşiminin balansız şartlardaki genliğine (0,67mm) ulaşmaktadır. Bu nedenle balans ağırlığı piston kütlesinin altında bir değerde olmalıdır. Dikey ve yatay öteleme genliklerinin eşit olduğu durumda

ise balans ağırlığının piston kütlesinin yarısına yakın bir değere (0,358kg) sahip olduğu görülmüştür.



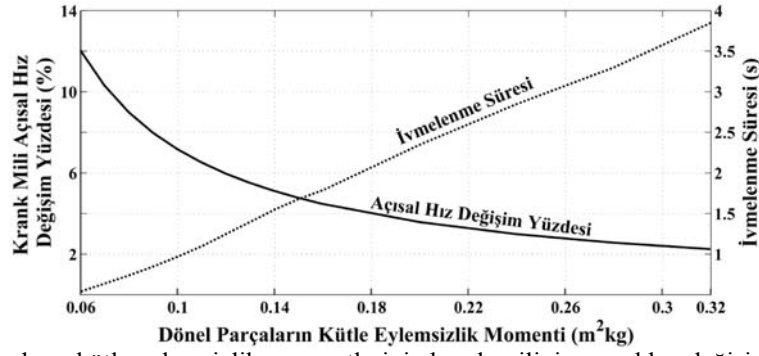
Şekil 5. Sürtünmenin blok dönme açısına etkisi (The effects of friction on block roll angle)



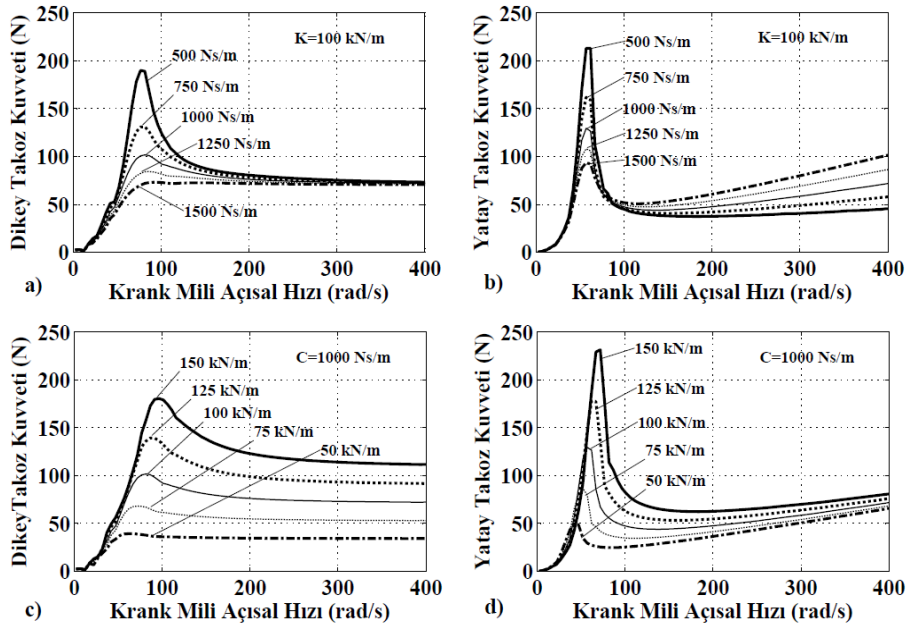
Şekil 6. Balans ağırlığı kütesinin blok öteleme titreşimlerinin genliklerine etkisi (Effects of the counterweight mass on the amplitude of block translational vibrations)

Şekil 7'de volan ve krank milinden oluşan dönel parçaların kütle eylemsizlik momentinin etkileri görülmektedir. Kütle eylemsizlik momenti arttıkça krank mili açısal hız değişim yüzdesi azalmakta ancak ivmelenme süresi ise yükselmektedir. Krank mili açısal hız değişim yüzdesinin azalması istenilen bir durumdur. Fakat ilk çalışma esnasında veya ani ivmelenme gereksinimlerinde ivmelenme süresinin de olabildiğince kısa tutulması gereklidir. İvmelenme süresi kütle eylemsizlik momenti ile lineere yakın bir artış gösterirken açısal hız değişim yüzdesindeki düşüş lineer olmayıp bu düşüş miktarındaki değişim kütle eylemsizlik momenti artarken azalmaktadır. Bu durum kütle eylemsizliğinin belirli bir değerinden sonra krank mili açısal hız değişim yüzdesi sabit kalacağını göstermektedir. Kütle eylemsizlik değeri dört kat artırıldığında krank mili açısal hız değişimi %6,75 oranında iyileşme göstermekteyken ivmelenme zamanı yaklaşık beş kat artmaktadır. Elde edilen sonuçlara göre, krank mili açısal hız değişim yüzdesinin %10'un altında, tam yük şartlarında 230 rad/s motor hızına ulaşma süresi 0,74 s olup, dönel parçaların eylemsizlik momentinin 0,08 m^2kg olarak seçimi optimum değer olarak kabul edilebilir.

Takozların yay ve sönüm katsayılarının farklı değerleri için tek bir takoz üzerinde oluşan yatay ve



Şekil 7. Dönel parçaların kütle eylemsizlik momentlerinin krank milinin açısal hız değişimlerine ve ivmelenme süresine etkisi (Effects of the inertia moment of the rotational components on the crankshaft speed and acceleration period)



Şekil 8. Takoz parametrelerinin takoz kuvvetlerine etkileri (Effects of the mount parameters on mount forces)

dikey takoz kuvvetleri Şekil 8'de görülmektedir. Değerler yüksüz şartlar altında ve sadece marş motorunun döndürme momenti kullanılarak elde edilmiştir. Şekil 8. a) ve b) incelendiğinde, doğal frekans bölgesinde sönüm değerindeki artışın yatay ve dikey takoz kuvvetlerini azalttığı, ancak yüksek frekanslarda aşırı sönümlemenin yatay takoz kuvvetlerini artırdığı görülebilir. Dolayısıyla yüksek sönümleme değeri doğal frekans bölgesinde avantajlı iken frekans arttıkça dezavantajlı olabilmektedir. Şekil 8. c) ve d)'de ise aynı sönüm değerine göre elde edilen sonuçlar verilmiştir. Yay sabitinin değerindeki artış doğal frekans bölgesini motorun çalışma aralığına kaydırmakla birlikte yatay ve dikey takoz kuvvetlerini artırmaktadır. Her bir yay sabiti için dikey doğrultuda hesaplanan sönümsüz doğal frekanslar artış sırasına göre 51,6, 63,2, 73,0, 81,6 ve 89,4 rad/s olup bu değerler modelden elde edilen sonuçlarla benzerlik göstermektedir. Elde edilen sonuçlara göre yay ve sönüm sabitlerinin sırasıyla; 100 kN/m ve 1000 Ns/m'ye yakın değerlerde seçilmesinin uygun olacağı görülmüştür.

4. SONUÇLAR (CONCLUSIONS)

Tek silindirli dört zamanlı bir dizel motoru için yapılan bu çalışma sonucunda; gaz basınç kuvvetlerinin bloğun krank eksenini etrafındaki dönme hareketinde, kütle eylemsizliklerinin ise öteleme hareketlerinde etkin olduğu görülmüştür. Sürtünme kuvvetinin bloğun öteleme hareketlerinde bir etkisinin olmadığı, dönme hareketinde ise genliğini bir miktar düşürdüğü ve yaslama azalttığı belirlenmiştir. Optimum blok öteleme değerleri için balans ağırlığının kütesinin doğrusal hareketli parçaların kütesinin yarısına yakın bir değerde seçilmesi gerekmektedir. Dönel hareketli parçaların kütle eylemsizlik momentleri krank milinin açısal hız değişimleri ile motorun ivmelenme süresi açısından önem arz etmektedir. Takoz kuvvetlerinin azaltılabilmesi için takozun yay ve sönüm sabitleri birlikte optimize edilmelidir. Bu çalışmada optimize edilen değerlere göre motorun rölanti hızının 100 rad/s'nin üzerinde olması gerektiği belirlenmiştir.

5. SEMBOLLER (NOTATIONS)

Sembol Açıklama

c	Takoz sönüm sabiti (Ns/m)
I_B	Bloğun krank ekseninde oluşturduğu kütle eylemsizlik momenti (m^2kg)
I_{bl}	Biyelin piston pimi ekseninde oluşturduğu kütle eylemsizlik momenti (m^2kg)
I_{cr}	Krank mili kütle eylemsizlik momenti (m^2kg)
k	Takoz yay sabiti (N/m)
ℓ	Biyel uzunluğu (m)
m_b	Blok kütlesi (kg)
m_p	Piston kütlesi (kg)
r	Krank yarıçapı (m)
X_b	Bloğun yatay düzlem yer değiştirmesi (m)
X_p	Pistonun yatay düzlem yer değiştirmesi (m)
Y_b	Bloğun dikey düzlem yer değiştirmesi (m)
Y_p	Pistonun dikey düzlem yer değiştirmesi (m)
φ	Blok dönme açısı (rad)
θ	Krank mili açısal pozisyonu (rad)

KAYNAKLAR (REFERENCES)

- Siefert, A., Pankoke, S., ve Wölfel, H.P., "Virtual Optimisation of Car Passenger Seats: Simulation of Static and Dynamic Effects on Drivers' Seating Comfort", **International Journal of Industrial Ergonomics**, 38, 410-424, 2008.
- Karabulut, H., Öztürk, E., Çınar, C., "Dynamic Modeling and Investigation of Vibrations of a Single Cylinder Four-Stroke Diesel Engine", **J. Fac. Eng. Arch. Gazi Univ.**, Cilt 26, No 1, 173-183, 2011.
- Taylor, C.F., **The Internal Combustion Engine in Theory and Practice Vol. II: Combustion, Fuels, Materials, Design 2nd ed.**, The M.I.T. Pres, 1985.
- Boysal, A. ve Rahnejat, H., "A Torsional Vibration Analysis of a Multi-Body Single Cylinder Internal Combustion Engine Model", **Applied Mathematical Modelling**, Cilt 21, 481-493, 1997.
- Brusa, E., Delprete, C. ve Genta, G., "Torsional Vibration of Crankshafts: Effects of Non-constant Moments of Inertia", **Journal of Sound and Vibration**, 205(2), 135-150, 1997.
- Drew, S.J., Hesterman, D.C. ve Stone, B.J., "The Torsional Excitation of Variable Inertia Effects in A Reciprocating Engine", **Mechanical Systems and Signal Processing**, Cilt 13, No 1, 125-144, 1999.
- Metallidis P. ve Natiavas S., "Linear and Nonlinear Dynamics of Reciprocating Engines", **International Journal of Non-Linear Mechanics**, Cilt 38, 723-738, 2003.
- Pasricha, M.S. ve Hashim, F.M., "Effect of the Reciprocating Mass of Slider Crank Mechanism on Torsional Vibrations of Diesel Engine Systems", **Asean Journal on Science and Technology for Development**, Cilt 23, No 1, 71-81, 2006.
- Goudas, I. ve Natsiavas, S., "Non-linear Dynamics of Engine Mechanism with a Flexible Connecting Rod", **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics**, Cilt 218, 67-80, 2004.
- Wauer, J. ve Bührle, P., "Dynamics of a Flexible Slider-crank Mechanism Driven by a Non-ideal Source of Energy", **Nonlinear Dynamics**, Cilt 13, 221-242, 1997.
- Suh, C.H. ve Smith, C.G., "Dynamics Simulation of Engine Mount Systems", **Society of Automotive Engineers Inc.**, SAE-971940, 561-572, 1997.
- Wang, R., **A Study of Vibration Isolation of Engine Mount System**, MsD Thesis, Concordia University, The Department of Mechanical and Industrial Engineering, 2005.
- Tao, J.S., Liui, G.R. ve Lam, K.Y., "Design Optimization of Marine Engine Mount System", **Journal of Sound and Vibration**, Cilt 235, No 3, 477-494, 2000.
- Kim, J.H. ve Lee, J.M., "Elastic Foundation Effects on The Dynamic Response of Engine Mount Systems", **Proc. Instn. Mech. Engrs Part D: J Automobile Engineering**, Vol. 214, 45-53, 2000.
- Hoffman, D.M.W. ve Dowling, D.R., "Modeling Fully Coupled Rigid Engine Dynamics and Vibrations," **1999 SAE Noise and Vibrations Conference**, Vol. 2, Traverse City, MI, Warrendale, PA, 747-755 1999.
- Hadi, R., **The Identification of The Inertial Characteristics of An ICE Through Steady State Vibration Measurement**, PhD. Thesis, Wayne State University, Mechanical Engineering, 2002.
- Hoffmann, D.M.W. ve Dowling, D.R., "Fully Coupled Rigid Internal Combustion Engine Dynamics and Vibration: Part I Model Development", **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, Cilt 123, 677-684, 2001.
- Rideout, D.G., Stein, J.L. ve Louca, L.S., "Systematic Assessment of Rigid Internal Combustion Engine Dynamic Coupling",

- Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, Cilt 130, 1-12, 2008.
19. Hesterman, D.C. ve Stone, B.J., “A Systems Approach to the Torsional Vibration of Multi Cylinder Reciprocating Engines and Pumps”, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, Cilt 208, 395-408, 1994.
 20. Zweiri, Y.H., Whildborne, J.F. ve Seneviratne, L.D., “Detailed Analytical Model of A Single-Cylinder Diesel Engine in The Crank Angle Domain”, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering**, Cilt 215, 1197-1216, 2001.
 21. Guzzomi, A.L., Hesterman, D.C. ve Stone, B.J., ‘The Effect of Piston Friction on Engine Block Dynamics’, **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi Body Dynamics**, Cilt 221, 277-289, 2007.
 22. Rezek, S.F., **A Mathematical Model of Reciprocating Combustion Engine Dynamics for The Diagnosis of Deficient Energy Conversion**, PhD. Thesis, Wayne State University, Mechanical Engineering, 1984.
 23. Patil, A.B. ve Ranade, N.S., “Computer Simulation of an I.C. Engine During Cranking by a Starter Motor”, **SAE International: International Congress and Exposition**, Michigan, SAE-930626, 89-95, 1993.
 24. Karaçay, T., Eroğlu, M., Aktürk, N., “An Investigation Into Ride Characteristics of Two Degree of Freedom System Quarter Car Moving on a Rough Surface”, **J. Fac. Eng, Arch. Gazi Univ.**, Cilt 18, No 4, 1-13, 2003.
 25. Choi, S.B. ve Song, H.J., “Vibration Control of a Passenger Vehicle Utilizing a Semi-active ER Engine Mount”, **Vehicle System Dynamics**, 37(3), 193-216 (2002).
 26. Foumani, M.S., Khajepour, A. ve Durali, M., “Optimization of Engine Mount Characteristics Using Experimental/Numerical Analysis”, **Journal of Vibration and Control**, 9, 1121-1139, 2003.
 27. Hillis, A., J., Harrison, A.J.L. ve Stoten, D.P., “A Comparison of Two Adaptive Algorithms for The Control of Active Engine Mounts”, **Journal of Sound and Vibration**, Cilt 286, 37-54, 2005.
 28. Jazar, G.N., Houim, R., Narimani, A. ve Golnaraghi, M.F., “Frequency Response and Jump Avoidance in A Nonlinear Passive Engine Mount”, **Journal of Vibration and Control**, Cilt 12, No 11, 1205-1237, 2006.
 29. Golnaraghi, M.F. ve Jazar, G.N., “Development and Analysis of a Simplified Nonlinear Model of Hydraulic Engine Mount”, **Journal of Vibration and Control**, 7, 495-526 2001.
 30. Christopherson, J. ve Jazar, G.N., “Dynamics Behaviour Comparison of Passive Hydraulic engine Mounts, Part 1: Mathematical Analysis”, **Journal of Sound and Vibration**, Cilt 290, 1040-1070, 2006.
 31. Lee, Y.W. ve Lee, C.W., “Dynamic Analysis and Control of an Active Engine Mount System”, **Proc. Instn. Mech. Engrs. Part D: J Automobile Engineering**, Vol. 216, 921-931, 2002.
 32. Hoffmann, D.M.W., **In-line internal combustion engine dynamics and vibration**, Ph. D. Thesis, The University of Michigan, 1999.
 33. Palavan, S., **Pistonlu Makinalar Dinamiği**, İ.T.Ü. Makine Fakültesi Ofset Atölyesi, 36-45, 1975.
 34. Karabulut, H., “Dynamic model of a two-cylinder four-stroke internal combustion engine and vibration treatment”, **Int. J of Engine Research**, 2012. doi:10.1177/1468087412442618.
 35. Öztürk, E., **İçten yanmalı motorlarda titreşimlerin incelenmesi**, Doktora Tezi, Gazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, 2011.

