

TRAKTÖR KUYRUK MİLİNDE KULLANILAN ISLAK TİP KAVRAMANIN AŞINMA YOLUYLA ÖMRÜNÜN ARAŞTIRILMASI

Özgür ERDOĞAN*
Erol SOLMAZ**

Alınma: 24.04.2017; kabul: 27.07.2017

Öz: Güç iletim sisteminin en önemli elemanlarından biri olan kavramaların tasarım ve performans artımı üzerine sürekli iyileştirme ve geliştirme çalışmaları yapılmaktadır. Farklı kavrama modelleri arasında gittikçe yaygınlaşan ıslak tip kavramaların kullanım alanları da artmaktadır. Traktörler ise, ıslak tip kavramaların kullanıldığı önemli bir alandır. Traktörlerin iş görme esnasında ihtiyacı olan yüksek torkun iletilmesi, ıslak tip kavramalar ile sağlanabilmektedir. Aynı zamanda kullanım kolaylığı da sağlayan ıslak tip kavramaların performansında en önemli kriterlerden bir tanesi de balata aşınmalarıdır. Bu çalışmada, daha önce teorik ve tezgah ortamında yapılmış aşınma canlandırması, traktör kuyruk mili üzerinde uygulandı. Belirlenen üç farklı zorluktaki test şartlarında kavrama devreye alınarak, iki mil arasındaki açısal hız farkı değeri ölçüldü ve bu değer kullanılarak açığa çıkan enerji hesaplandı. Balatalarda meydana gelen toplam aşınma miktarı ile enerji seviyeleri sentezlenerek, ıslak tip kavramanın üç farklı test koşulu için termal dayanımı incelendi ve ömür hesabı yaklaşımında bulunuldu. Alınan verilerin işlenmesi sonucunda, orta zorluktaki test koşulunda çalışma için, kuyruk milinde kullanılan ıslak tip kavramanın traktör ömrü kadar çalışma hedefinin yakalandığı tespit edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Traktör, Kavrama, Debriyaj, Termal, Aşınma, Ömür

Lifetime Investigation of Tractor PTO Wet Type Clutch by Facing Wear Capacity

Abstract: Couplings are one of the most important component of the powertrain systems. Improvement studies are ongoing day by day regarding to coupling performance and efficiency. There are different types of applications for coupling systems and wet types are becoming more common among other types. Agricultural equipments – especially tractors- are one of the wet coupling usage area. Wet couplings provide the high torque transfer capacity that tractors need during working conditions. Furthermore, wet couplings make tractor handling easier. Facing wear is one of the key figures torque transmissibility point of view. In this study, wear phenomenon were investigated by tractor test for PTO usage which were performed as theoretical and simulation conditions on previous studies. Three different test conditions described with three different difficulty stages. For each stage, coupling forced to engagement meanwhile speed difference between input and output shaft was recorded. Dissipated energy was calculated for each engagement and cumulative. Total facing wear and total dissipated energy were evaluated then life estimation for three different difficulty stages were calculated. As a result, on medium difficulty level, wet coupling lifespan is equal to tractor lifespan as expected.

Keywords: Tractor, Coupling, Clutch, Thermal, Wear, Lifespan

1. GİRİŞ

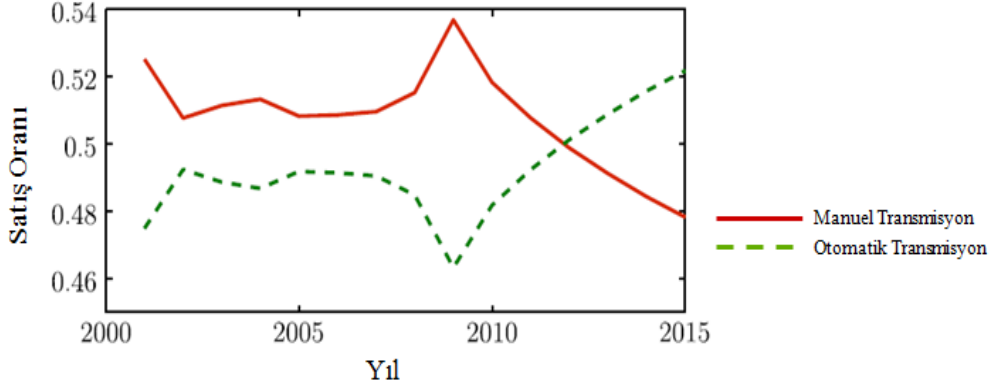
Kavrama, hareket iletiminde önemli rol oynayan bir elemandır. Dönen bir parçanın hareketinin kontrollü bir şekilde iletilmesinde görevlidir. Güç aktarma sisteminin bir parçası

* Valeo Otomotiv Sanayi Ve Ticaret A.Ş Demirtaş Dumlupınar OSB Mah. İstanbul Cad. No:614 Osmangazi/Bursa

** Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Otomotiv Mühendisliği Bölümü, Görükle Kampüsü, 16059 Bursa.

İletişim Yazarı: Erol Solmaz (esolmaz@uludag.edu.tr)

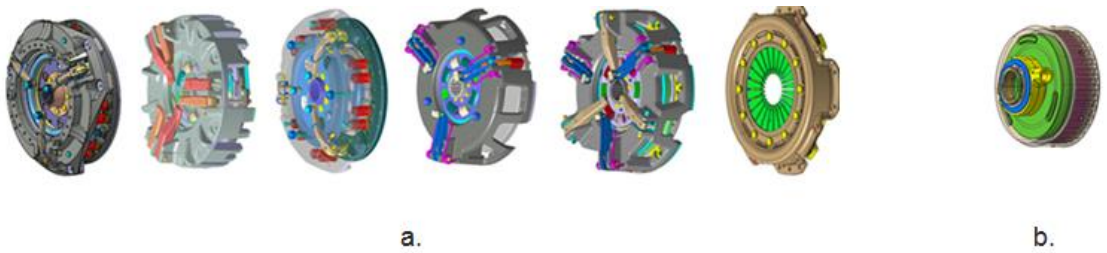
olan kavrama, taşıt performansında doğrudan etkilidir. Kavrama olarak kuru tip ya da hidrolik akışkan içerisinde çalışan ıslak tip kavramalar kullanılabilir. Hidrolik aktivasyonlu kavrama, volan ile kavrama birleşmesinin ve ayrışmasının hidrolik akışkan vasıtasıyla yapılmasını sağlayan bir sistemdir. Diğer kavrama sistemlerinden daha fazla tork taşıma ve hızlı tepki verme özelliğine sahiptir. Bu yüksek kapasite sayesinde maden ve inşaat araçlarından küçük makineler kadar geniş bir kullanım ağı vardır (Güneş ve diğ. 2012). Islak tip kavramaların kullanıldığı otomatik transmisyon sistemlerinin sayısı son yıllarda artış eğilimindedir. Bu eğilim Şekil 1’de görülmektedir:



Şekil 1:

Manuel Ve Otomatik Transmisyon Sistemlerinin Tüm Dünyada Yıllık Olarak Satış Oranları (Ompusunggu ve diğ. 2013)

Geleneksel olarak kullanılan kuru tip kavramalarda sistem elemanları olarak ana komponentler kavrama muhafazası (kapak), baskı plakası, baskı yayı (diyafram yay) ve disklerdir. Islak tip kavramalarda ise komponentler kuru tip ile aynı olmakla birlikte, kavrama hidrolik akışkan içerisinde çalışmakta ve hidrolik akışkan vasıtasıyla tahrik edilmektedir. Farklı tasarımlara sahip ve farklı mekanik prensiplere göre çalışan kuru ve ıslak tip kavrama örnekleri Şekil 2’de verilmiştir.

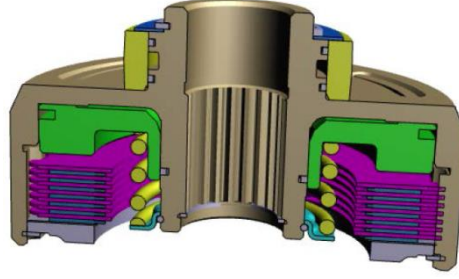


Şekil 2:

Traktör kavrama grupları

a. Kuru tip kavrama b. Islak tip kavrama

Traktörlerin kuyruk mili aktivasyonu için de kullanılan ıslak tip kavramalar, kapalı bir sistem içerisindeki pistonun hidrolik basıncın etkisiyle bir kuvvet uygulanıp, bu kuvvetin etkisiyle paket içerisinde yer alan balata ve metalik disklerin sıkışması sonucunda motordan elde edilen hareketin kuyruk miline iletmesi prensibi ile çalışmaktadır. Çoklu balata sistemi ve hidrolik kuvvetlerden yararlanan bu sistem, bu sayede küçük hacimlerde yağ basıncı ile doğru orantılı olarak yüksek tork iletimini gerçekleştirebilmektedir. Sistem hidrolik kuvvetler temelinde çalıştığı için, konfor açısından kuru tip kavramalara göre daha avantajlıdır. Şekil 3’te ıslak tip kavrama detay görünüşü verilmiştir.



Şekil 3:

Islak Tip Kavrama Detay Görünüşü

Islak tip kavramaların balatalarında meydana gelen aşınmalar, beklenen seviyelerin üzerine çıktığında, tork iletim kapasitesini ve sürüş konforunu olumsuz etkilemektedir. Balatalardaki aşınmalar birçok farklı etkene bağlıdır: Açısal hız, yükleme tipleri, temas koşulları (malzeme, sertlik, yüzey pürüzlülüğü, yağlama, partikül kalıntıları ve çeşitli kirleticiler), malzeme özellikleri (kompozit matrisi, lif yapısı, güçlendiriciler) ve çevresel faktörler (sıcaklık, oksijen ve diğer kimyasallar) (Li ve diğ. 2015). Son dönemde gittikçe pazar hacmini arttıran ıslak tip kavramalarda meydana gelen aşınmalar üzerine yapılan çalışmalar da gün geçtikçe artmaktadır. Islak tip kavramalar söz konusu olduğunda, test ve simülasyon verilerinin doğrudan karşılaştırılması, doğrulama ve validasyon için yeterli değildir. Çünkü test ve simülasyonda, öngörülmesi mümkün olmayan belirsizlikler vardır. Bunun yanında, miktar belirlemek için istatistiksel modeller ve hesaplamalar genellikle daha iyi sonuçlar vermektedir (Roy ve Oberkamp, 2011). Geçmişte yapılan çalışmalardan Ost ve diğ. (2001) ıslak tip kavramalardaki aşınma karakterini belirlemek için 18590, 11140 ve 30455 çevrimden oluşan üç tane test yapmışlardır. Bu üç testten iki tanesi aşırı titreme, bir tanesi de kaza sonucu durdurulmuştur. Balatalarda meydana gelen aşınmaların belirlenmesi için, test öncesinde ve sonrasında balata kalınlıkları ölçülmüştür. Bu test çevrimleri sonucunda en çok aşınma 18590 çevrimde, en az aşınma ise 11140 çevrimde meydana gelmiştir. Bu çalışmalar sonucunda varılan nokta ise, aşınma belli şartlar altında ve başlangıçta daha hızlı olurken, kavrama kararlı duruma geldiğinde aşınma daha az olmaktadır. Lloyd ve diğ. (1988) çalışma koşullarının ıslak kavrama performansı üzerine etkilerini araştırırken aşınma üzerine de incelemelerde bulunmuşlardır. Test, tezgah testi olarak gerçekleştirilmiştir. 100 çevrim ile 500 çevrim sonrasında aşınma miktarı ölçülmüş ve sonuç olarak ataletin, açısal hızın ve enerjinin artmasıyla doğru orantılı olarak aşınmayı arttırdığı gözlemlenmiştir. Lingesten (2012), ıslak tip kavramalarda meydana gelen aşınmaların tribolojik olarak incelenmesi üzerine çeşitli testler yapmış ve oluşan aşınma mekanizması hakkında sonuçlar elde etmiştir. Ompusungnu ve diğ. (2013) ıslak tip debriyajlarda kavrama anının modellenmesi ve simülasyonu hakkında çalışma ortaya koymuşlardır. Li ve diğ. (2016) ise meydana gelen aşınmayı termal ve termomekanik olarak iki aşamada incelemiş, gerçekleşen aşınma ile ortaya çıkan enerji arasında matematiksel bir bağlantı ortaya koymuşlardır.

Bu çalışmada, daha önceki çalışmalardan farklı olarak, bir traktörün alternatörü üzerine yerleştirilen hız sensörü ile motor devri, kuyruk mili çıkışına yerleştirilen devir sensörü ile çıkış mili devri ölçülmüştür. Hidrolik hattına yerleştirilen sensörler vasıtasıyla da sistemdeki oransal valfin sağlamış olduğu basınç ve hidrolik akışkanın sıcaklık bilgisi ölçülmüş ve kaydedilmiştir. Kavramanın iletebileceği tork değeri ile ilgili hesaplamalar yapılmıştır. Giriş mili devri ile iki mil arasındaki devir farklarına göre her bir kaçırma süresi kabaca belirlenmiş daha sonra bu bölgenin grafiği çizdirilerek daha detaylı olarak kaçırma periyodu belirlenmiştir. Ardından iki mil arasındaki hız farkı ve torca bağlı olarak anlık açığa çıkan enerji miktarı hesaplanmıştır. Her bir çevrim için açığa çıkan enerji miktarından yola çıkılarak toplam enerji değeri belirlenmiş ve balatalarda meydana gelen aşınma miktarı ile bağdaştırılarak test edilen koşullar altında balataların toplam aşınma kapasitesine göre kavramanın termal dayanım performansı incelenmiştir.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

2.1. Enerji ve Tork Hesabı

Bir sistemde sürtünmeden ve açısal hız farklarından dolayı açığa çıkan enerjiyi hesaplamak için aşağıdaki denklem kullanılmaktadır:

$$E = \int_0^{t_s} T_c \omega_r(t) dt \quad (1)$$

Burada E, açığa çıkan enerji (kJ) dir. T_c uygulanan tork (Nm), ve ω_r ise iki mil arasındaki açısal hız farkını (dev/dk) ifade etmektedir. Bu denkleme göre hesaplanacak olan açığa çıkan enerji için, motordan gelen milin açısal hızı ve kuyruk milinin açısal hızının ölçülmesi gerekmektedir. Burada dikkat edilmesi gereken nokta ise ıslak tip kavramaya bağlı olan mil ile kuyruk milinin devrinin ölçüldüğü mil arasında dişli sistemi kullanılarak devir ve tork ayarlanması yapıldığıdır. Bu nedenle kuyruk milinde ölçtüğümüz açısal hız değeri, iki mil arasındaki dişli oranı olan 2,947 ile çarpılmıştır.

Islak tip kavramanın tork iletim kapasitesinin hesaplanması için hidrolik basınç vasıtasıyla piston üzerinden uygulanan eksenel kavrama kuvveti hesabı:

$$F_n = P * A \quad (2)$$

Burada F_n eksenel kavrama kuvveti (N) olmak üzere, P hidrolik sistemde geri beslemeli olarak çalışan oransal valf tarafından uygulanan basınç (bar) değeridir. A ise piston yüzey alanı (cm²)'dir. İkinci adım olarak kavrama içerisindeki sinüzoidal yayın ön yükü hesaplanmıştır:

$$F_y = (L_{smaks} - L_{min}) * k \quad (3)$$

Burada F_y yay kuvveti (N) olmak üzere, L_{smaks} yayın serbest konumdaki maksimum boyu (mm), L_{min} yay ön gerilme ile kurulduğundaki minimum boyu (mm), k ise yayın rijitliği (N/mm) ' dir. Son olarak aktarılabilir tork hesabı ise:

$$T = (F_n - F_y) * R_{ort} * \mu * BS \quad (4)$$

Burada T, iletilebilecek tork (Nm) değeri olmak üzere; F_n pistonun uyguladığı eksenel kuvvet (N), F_y pistonun sıkıştırma hareketine ters yönde çalışan yayın ön gerilme kuvveti (N), R_{ort} balataların ortalama sürtünme çapı (mm), μ minimum balata sürtünme katsayısı ve BS toplam balata sayısıdır.

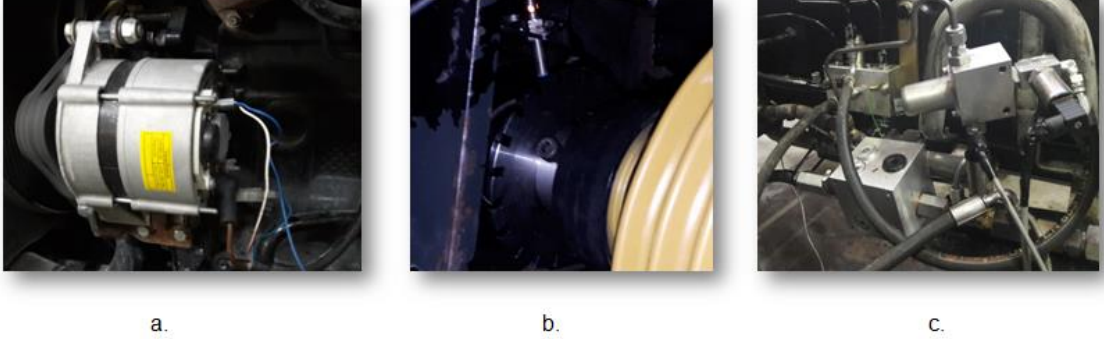
2.2. Test Öncesi Hazırlık ve Ölçümler

Test öncesinde balataların kalınlıkları tek tek ölçülmüş ve kayıt altına alınmıştır (Tablo 1). Daha sonra balatalar numaralandırılmış ve 7 numara pistona yakın olacak şekilde sırayla yerleştirilmiştir. Daha sonra test edilecek ıslak tip kavrama kompleksi montajı yapılmış ve fonksiyonel kontrolleri yapılarak teste hazır halde paketlenmiştir.

Tablo 1. Test Öncesi Balataların Kalınlıkları

Balata No	Min. Kalınlık	Maks. Kalınlık	Ortalama
Balata 1	1,481	1,483	1,482
Balata 2	1,474	1,489	1,481
Balata 3	1,469	1,480	1,474
Balata 4	1,494	1,476	1,485
Balata 5	1,482	1,489	1,485
Balata 6	1,485	1,492	1,488
Balata 7	1,470	1,483	1,476

Test yapılacak traktöre ıslak tip kavramanın montajı yapıldıktan sonra, ölçüm alınacak değerlere ait basınç ve sıcaklık sensörlerinin montajı yapılmış ve test öncesinde Şekil 4'te gözüken her bir sensörün çalışıp çalışmadığı kontrol edilerek, kalibrasyonları yapılmıştır.



Şekil 4:

Test düzeneğinde kullanılan sensörler;

- a. Alternatör üzerindeki motor devir sensörü b. Kuyruk mili devir sensörü
c. Hidrolik sistem üzerindeki basınç ve sıcaklık sensörleri*

2.3. Test Koşulları

Saha koşullarını daha iyi temsil edebilmek adına, yapılan değerlendirmeler neticesinde test üç aşamaya ayrılmıştır:

Birinci durumda, traktör kuyruk miline bağlanan dinamometre ile karşı yük uygulanmayarak kuyruk milinin boşa dönmesi sağlanmıştır. Traktör motor devri 1500 rpm olarak ayarlanmış ve el gazı ile bu değerde sabit tutulmuştur. Bilgisayar ekranından verilerin doğru alındığı teyit edildikten sonra, sensör verilerini anlık olarak takip eden bir kişi ve kuyruk mili kavramasının devreye alınıp çıkartılmasından sorumlu bir kişi iletişim halinde kalarak teste başlanmıştır. Bilgisayar ekranından sensör verilerini takip eden kişi, kuyruk mili devir hızının sıfır olmasına kadar beklemiş ve sıfır değerine ulaştığında işaret vererek ıslak kavramanın devreye alınmasını sağlamıştır. Kuyruk mili devri ile motor devri eşitlendikten sonra 10 saniye beklenmiş ve daha sonra ıslak kavrama devre dışı bırakılmıştır. Bu çevrim, 108 kez tekrarlanmıştır.

İkinci durumda, kuyruk miline bağlı dinamometrede yük değeri 300 Nm olarak ayarlanmıştır. 300 Nm'lik karşıt yük değeri için motor devrinde kavrama anında bir azalma gözlenmediği için 1500 rpm alınmış ve test 110 çevrim daha tekrarlanmıştır.

Üçüncü ve son durumda ise, dinamometredeki yük 600 Nm değerine yükseltilmiştir. Alınan ilk ölçümde, motor devrinde yaklaşık 300 rpm'lik bir düşüş görüldüğü için motor devri 2000 rpm olarak ayarlanmıştır. Bu koşullar altında 100 çevrim daha test tekrarlanması planlanmıştır. Fakat teste başladıktan bir süre sonra sensörden alınan değerlerde sapmalar görülmüştür. Bu sebeple 70'inci çevrimde teste 10 dakikalık bir ara verilmiş ve dinamometrenin soğuması beklenmiştir. Daha sonra kalan 30 çevrim de yapılarak test tamamlanmıştır. Belirlenen test koşullarına ait bilgiler Tablo 2'deki gibidir:

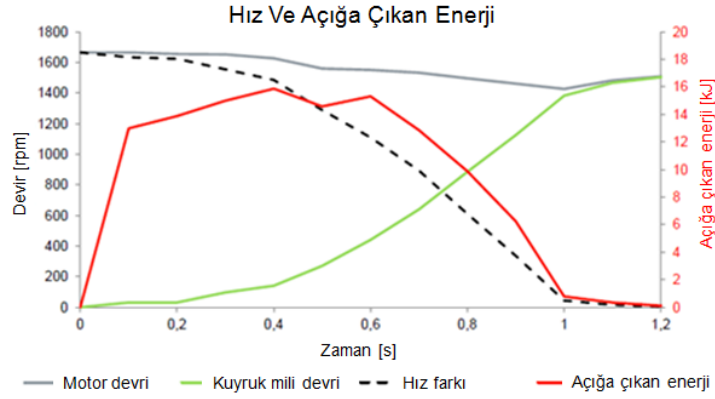
Tablo 2. Uygulanan Test Koşulları

	Motor Devri	Kuyruk Mili Torku	Test Çevrim Sayısı
Durum 1	1500	0	108
Durum 2	1500	300	110
Durum 3	2000	600	100

3. SONUÇLAR

Islak tip debriyajlarda, kavrama anında iki milin açılma hızları eşitleninceye kadar sürtünme meydana gelmektedir. Bu sürtünme sonucunda ısı açığa çıkmaktadır. Mekanik ve termal etkenler sonucunda kavrama balatalarında aşınmalar meydana gelmektedir. Traktör üzerinde yapılan bu çalışmada, üç farklı senaryo değerlendirilmiş ve sonuçta açığa çıkan enerji ve aşınma miktarı arasında ilişki kurularak, kavrama ömrü hesaplanmıştır.

Kavrama anında açığa çıkan enerjinin, motor ve kuyruk mili hızlarının Şekil 5'teki gibi olması beklenmektedir. Kavrama sırasında açığa çıkan toplam enerjiyi hesaplamak için, enerji grafiğinin altındaki toplam alanın hesaplanması gerekmektedir. Bu alanın hesaplanmasında trapez kuralı kullanılmıştır.



Şekil 5:

Kavrama Durumuna Ait Grafik

Hesaplamalarda 0,1 saniye aralıklarla alınan basınç, hız ve sıcaklık değerleri ile bölüm 2.1'de verilen formüller kullanılarak her bir çevrim için kavrama süresi, tork iletim kapasitesi ve açığa çıkan enerji miktarı bulunmuştur. Her durum için hesaplanan değerler Tablo 3'te verilmiştir.

Tablo 3. Her Duruma Ait Test Sonuçları

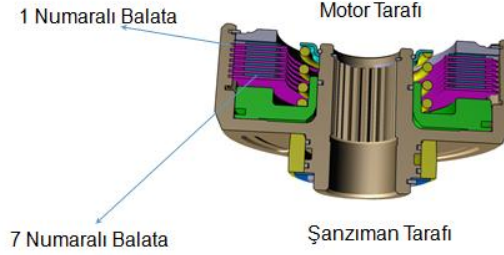
	Test Şartları	Ortalama Kavrama Süresi	Ortalama Açığa Çıkan Enerji Miktarı	Toplam Açığa Çıkan Enerji Miktarı (kJ)
Durum 1	0 Nm 1500 rpm	1,23	0,1	11
Durum 2	300 Nm 1500 rpm	1,5	11,37	1251
Durum 3	600 Nm 2000 rpm	2,58	27,89	2790

Test edilen ıslak tip kavrama sökülerek, yedi adet balatanın kalınlıkları ölçülmüş, her bir balatada meydana gelen aşınma miktarları belirlenmiştir (Tablo 4).

Tablo 4. Test Sonrası Balata Aşınmaları

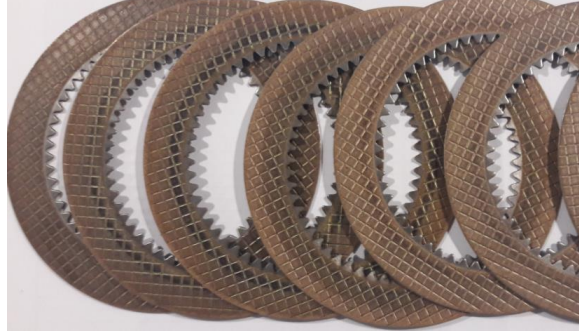
Balata No	Test Öncesi Kalınlık (mm)	Test Sonrası Kalınlık (mm)	Aşınma Miktarı (mm)
Balata 1	1.482	1.471	0.011
Balata 2	1.481	1.472	0.009
Balata 3	1.474	1.452	0.022
Balata 4	1.485	1.465	0.020
Balata 5	1.485	1.471	0.014
Balata 6	1.488	1.465	0.023
Balata 7	1.476	1.453	0.023

Balatalarda meydana gelen aşınmaların takip edilmesi için test öncesinde balatalar numaralandırılmıştır. Balataların kavrama içerisindeki yerleşimi Şekil 6'da görülmektedir.



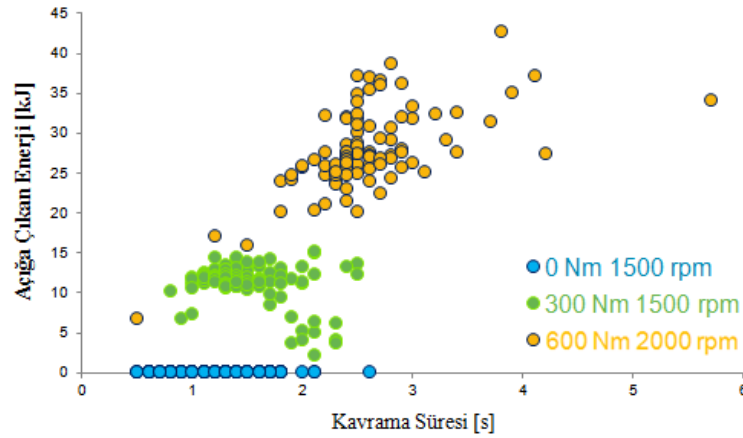
Şekil 6:
Balataların Dizilişi

Her bir balatadaki aşınma miktarları değerlendirildiğinde, hidrolik basınç ile kavramanın başladığı ve basınç kesildiği zaman ayrılmanın en son gerçekleştiği altıncı ve yedinci balatalarda en çok aşınmanın meydana geldiği görülmüştür. Test sonrası balatalara ait fotoğraf Şekil 7'de verilmiştir.



Şekil 7:
Test Sonrası Balatalar

Şekil 8'de tüm durumlarda açığa çıkan enerji ve kavrama için geçen sürenin dağılımı görülmektedir. Bu grafikten de anlaşılacağı gibi yük arttıkça, kavrama süresi ve açığa çıkan enerji artmaktadır. Yüksüz durumda, kuyruk miline direnç gösterecek herhangi bir karşı etki olmadığından, ikinci durumda açığa çıkan minimum enerji seviyesinden daha düşük seviyede bir değer kabul edilmiştir.



Şekil 8:
Enerji – Kavrama Süresi Dağılımı

Test süresince, hidrolik sistem üzerine yerleştirilen sıcaklık sensöründen alınan veriler Tablo 5’te verilmiştir. Hidrolik akışkan sıcaklığı beklendiği gibi kavrama sayısı arttıkça artış göstermiştir. Kavrama esnasında açığa çıkan enerjinin bir kısmının da kullanılan hidrolik akışkan tarafından absorbe edildiğinin dikkate alınması gerekmektedir.

Tablo 5. Test Süresince Hidrolik Akışkan Sıcaklığı

Hidrolik Sıvı Sıcaklığı	Başlangıç (°C)	Bitiş (°C)
Durum 1	13,06	38,56
Durum 2	33,56	49,56
Durum 3 (70 çevrim)	38,06	59,25
Durum 3(30 çevrim)	52,56	61,37

Yapılan test sonucunda, her durum için elde edilen enerji seviyeleri ile toplam balataların aşınma kapasitesi verilerinden sonra, yedi balata için toplam aşınma kapasitesi olan 3,5 mm (7 balata x 0,5 mm) değeri için her bir test koşuluna bağlı olarak kavramanın kaç kere devreye alınabileceği hesaplanmış ve bulunan öngörü ömür değerleri Tablo 6’da verilmiştir. Bu tabloya göre, test öncesinde beklediği gibi test koşulları zorlaştıkça açığa çıkan enerji miktarı artmakta ve ters orantılı olarak kavramanın kullanım ömrü azalmaktadır.

Tablo 6. Islak Tip Kavrama Öngörülen Ömür Sayısı

Çalışma Koşulu	Ortalama Açığa Çıkan Enerji (kJ)	Yaklaşık Kavrama Devreye Alma Sayısı
0 Nm 1500 rpm	0,1	$1,125 \times 10^6$
300 Nm 1500 rpm	11,37	9900
600 Nm 2000 rpm	27,89	4036

Bursa’nın Karacabey ilçesindeki dört farklı köyde devam eden traktör debriyajı kullanım profili belirlenmesi çalışmasında, traktör debriyaj pedalına ve kuyruk mili koluna yerleştirilen mekanik sayaçlar ile, kaç saatte ne kadar kullanıldığının takibi devam etmektedir. Güncel durumda 2017 yılının Nisan ayına kadar olan dönemde elde edilen sonuçlar Tablo 7’de verilmiştir.

Tablo 7. Traktör Debriyajı Kullanım Sıklığı

Traktör	Çalışma Saati	Sürüş Debriyajı Kullanım Adedi	Kuyruk Mili Kullanım Adedi
E1.1	200	18059	432
E2.1	383	4710	37
T1.1	245	11381	151
T2.1	192	8775	185

4. TARTIŞMA

Teknolojide yaşanan gelişmelere paralel olarak, tarımda en çok kullanılan zirai ekipman olan traktörler de modernize olmaktadır. Kullanıcıların artan konfor taleplerine yanıt olarak, traktör güç iletim sistemlerinde de ıslak tip kavramaların kullanımı yaygınlaşmaktadır. Bu çalışmada, bir traktör kuyruk mili aktivasyon sisteminde kullanılan ıslak tip debriyajın termal ömrü, yapılan test sonuçlarına göre öngörülmüştür. Belirlenen üç test koşulunda yaklaşık 100’er kez traktör kuyruk mili devreye alınmıştır. Test sonrasında alınan verilerden, her bir kavrama anında açığa çıkan enerji miktarı hesaplanmıştır. Test öncesi ve sonrası balata kalınlıkları ölçülerek balatalarda meydana gelen toplam aşınma miktarı hesaplanmıştır. Toplam enerji miktarı ile balatalarda meydana gelen aşınma oranlanarak üç durum için de ömür öngörüsünde bulunulmuştur. Uluslararası standartlarda, traktörün kullanım ömrü 10000 - 12000 saat olarak

kabul edilmektedir (Tarmakbir, 2017). Elde edilen değerler ile sahada devam etmekte olan kullanım sıklığı çalışmasının sonuçları birlikte değerlendirildiği zaman, ıslak tip kavrama tasarımında kabul edilen traktör ömrüne eşit olma hedefi, orta zorluktaki test şartları olan 300 Nm 1500 rpm için sağlanmıştır. Daha sonraki çalışmalarda, ölçüm alma frekansının artırılması, hesaplanan enerji değerindeki hata payını minimize edecektir.

KAYNAKLAR

1. Güneş, H.G., Bağcı, T., Balaban, M., Başlamışlı, S.Ç.,(2012) Traktörlerde yeni bir hidrolik aktivasyonlu ileri – geri sistemi: 1. Kısım – konstrüksiyon ve prototip testleri, *Otekon*
2. <http://www.tarmakbir.org/haberler/tyrapor2.pdf> Erişim Tarihi: 10.04.17, Konu: *Traktör Yenileme Programı*.
3. Li, M., Khonsari, M.M., McCarthy, D.M.C., Lundin, J.,(2015) On the wear prediction of the paper –based friction material in a wet clutch. *Wear*, 334-335, 56-66. doi: 10.1016/j.wear.2015.04.005
4. Li, M., Khonsari, M.M., Lingesten, N., Marklund, P., McCarthy, D.M.C., Lundin, J. (2016) Model validation and uncertainty analysis in the wear prediction of wet clutch. *Wear*, 364-365, 112 – 121. doi:10.1016/j.wear.2016.07.007
5. Lingesten, N., (2012). Wear behavior of wet clutches, *Licentiate Thesis*, Luleå University of Technology, Luleå.
6. Lloyd, F.A., Anderson, J.N., Bowles, L.S.,(1988) Effects of operating conditions on performance of wet friction materials – a guide to material selection. *SAE Technical Papers*, 881280, doi: 10.4271/881280
7. Ompusunggu, A.P., Sas, P., Brussel, H.V. (2013) Modeling and simulation of the engagement dynamics of a wet friction clutch system subjected to degradation: An application to condition monitoring and prognostics. *Mechatronics*, 700 – 712. doi:10.5402/2013/607279
8. Ost, W., Baets, P.De, Degrieck, J.,(2001) The tribological behaviour of paper friction plates for wet clutch application investigated on SAE#2 and pin-on disc test rig. *Wear*, 249 , 361 – 371.doi: 10.1016/S0043-1648(01)00540-3
9. Roy, C.J., Oberkampf, W.L., (2011) A comprehensive framework for verification, validation and uncertainty quantification in scientific computing. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering* 200, 2131 – 2144. doi:10.1016/j.cma.2011.03.016

