



HİDROLİK ARAÇ YÜRÜYÜŞ SİSTEMLERİNDE VERİMLİLİK

THE EFFICIENCY OF THE HYDRAULIC TRANSMISSION SYSTEMS

I. Onur Çelik

ÖZET

Verimlilikteki çok küçük iyileşmelerin bile hayati önem kazandığı günümüzde araç yürüyüş sistemleri ile ilgili farklı yaklaşımlar, iyileştirmeler ve optimizasyon çalışmaları artan ivme ile devam etmektedir. Her araç yaptığı işe , ağırlığına, yol ve ortam koşullarına bağlı olarak farklı özellikler taşır. Yürüyüş sistemlerinin bu özelliklerin yarattığı gereksinimlere cevap verebilmesi önemlidir. Bu bildiride, yol dışı araç yürüyüş sisteminde hidrolik komponentlerin yoğun olarak kullanıldığı sürekli değişken güç aktarma organları ve verimlilikleri (CVT – Transmission) incelenecektir.

Anahtar Kelimeler: Hidrostatik, Hidrolik, Hidromekanik, Yol dışı araç yürüyüş sistemleri , Power-split, Planet dişli, Verimlilik

ABSTRACT

Improvements and optimizations are continued with increasing momentum to contribute to the standards of the vehicle transmission systems. Different approaches play a significant role for maximizing the performances of the self-propelled machines even with small improvements in efficiency. We should not neglect the fact that each vehicle has different features coming from its weight, driving mode, work functions, road and environmental conditions. And it is important that the transmission systems meet the requirements and even do far better today in order to perform the tasks in the most efficient way. Throughout this article, continuously variable power transmission systems (CVT - Transmission) with hydraulic components will be examined with this perspective.

Key Words: Hydrostatic, Hydraulic, Hydromechanic, off-highway vehicle transmission systems, Power-split, Planetary gear system, efficiency

1. GİRİŞ

Günümüzde kullanılan yol dışı araç yürüyüş sistemlerin çoğu (hidrolik, mekanik vs.) temel yapıları itibarıyla yıllardır kullanılmakta olan ancak sürekli geliştirilmekte ve iyileştirilmekte olan sistemlerdir. Her yıl sistem performansına en ufak katkıyı sağlayacak olan özellikler gözden geçirilerek bir dizi test sonucunda uygulamaya koyulur veya proje olarak rafa kaldırılır. Hidrolik ve mekanik sistemlerin yanında nispeten daha yeni sayılabilecek elektrikli yürüyüş sistemleri (yol dışı araçlar için e-drive) de günümüzde teknolojisi geliştikçe gittikçe daha fazla kullanım alanı bulmaya başlamıştır. Çevreci özelliği , gürültüsüz çalışması ve yüksek verimliliği elektrikli yürüyüş sistemlerinin öne çıkan özelliklerindedir. Ancak bu makalede bu sistemlere değinilmeyecek hidrostatik, hidrodinamik ve hidromekanik sistemlerinin birbiriyle karşılaştırılması örnek ve testlerle gerçekleştirilecektir.

2. YOL DIŞI ARAÇLARDA BAŐLİCA KULLANILAN SİSTEMLER

2.1 Hidrodinamik sistemler

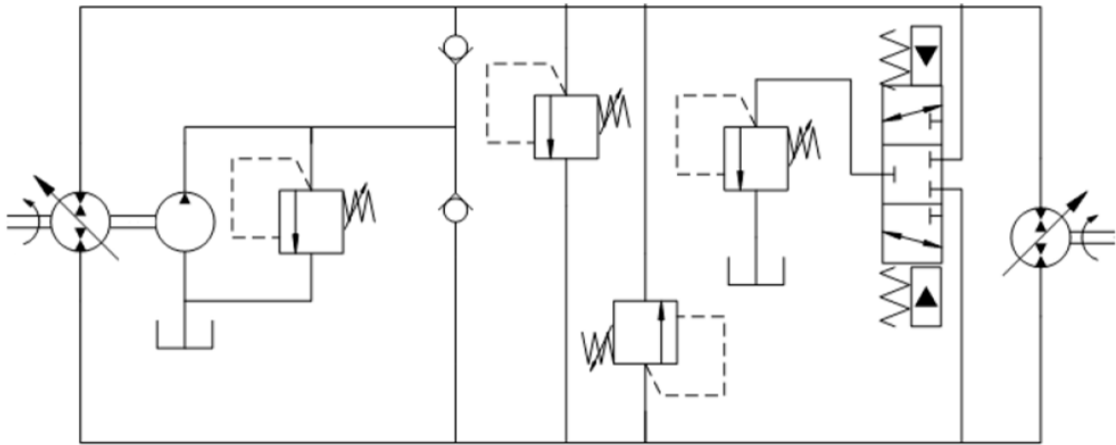
Günümüzde hala bir çok uygulamada kullanılan Tork konverterleri bu sınıfa girmektedir. Tork konverterlerinin oran kontrolleri genellikle otomatik olarak yüke göre belirlenir. Özellikle hafif-ticari araçlarda ve inŐaat makinelerinde kullanılmaktadır. En önemli dezavantajı yağın türbinler arasındaki akışına ve hıza bağımlı olması nedeniyle düşük verimliliğe sahip olmasıdır. Özellikle mekanik aktarma organlarının kullanılmasının elzem olduğu yerlerde kullanılır.



Görsel 1. Tork Konverter iç Yapısı

2.2 Hidrostatik sistemler

Hidrostatik sistemler kapalı devre hidrolik pompa ve motordan oluşur. Pompa ve motor deplasmanları ve değişkenlikleri ile farklı tork ve hız oranları elde edilebilir. Pompa ve motorun çeşitli kontrol özellikleri (Elektronik , mekaink , hidrolik) bulunur ve uygulamaya göre en uygun kontrol yöntemi seçilir. Hidrostatik sistemlerin, motorun optimum değerde çalışmasına imkan sağlaması ve hidrolik frenleme gibi avanajları vardır. Ancak bunun yanında veriminin yüksek olmaması , fazla ısı üretebilmesi ve yağ kaçaqları gibi göz önünde bulundurulması gereken dezavantajları bulunmaktadır.



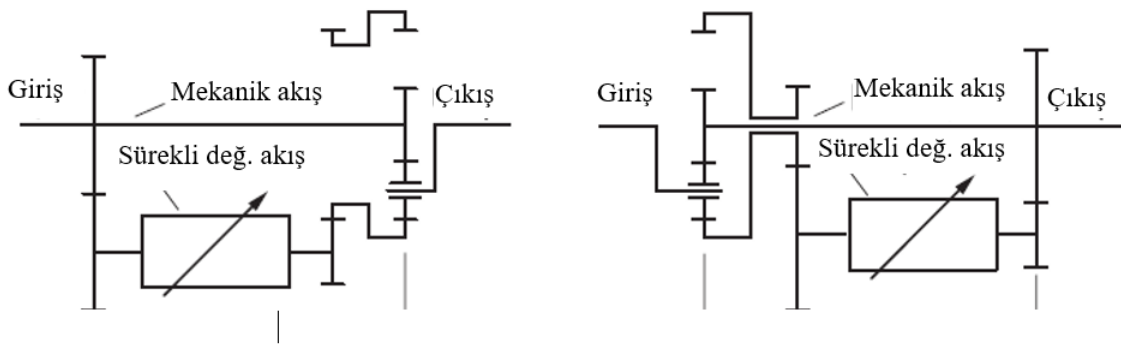
Resim 1. Hidrostatik sistem temel elemanları

2.3 Hidromekanik sistemler (Power-Split)

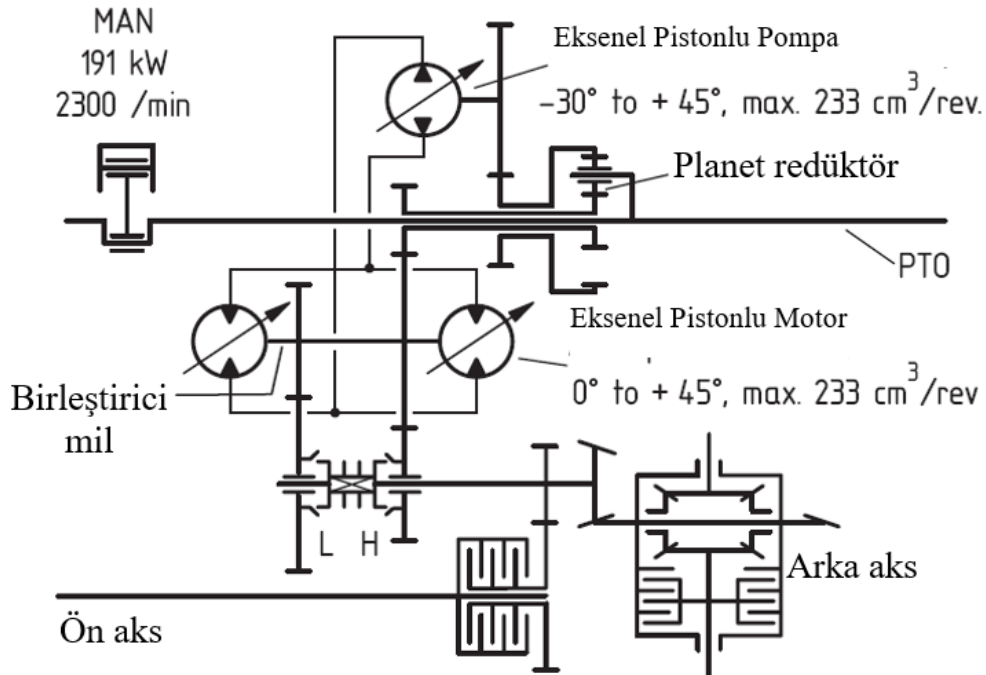
Hidromekanik (Power-Split) sistemler hidrolik ve mekanik sistemlerin birbirine entegre bir şekilde kullanılmasından meydana gelir. Hidrolikte yine kapalı çevrim hidrolik pompa ve motor kullanılırken bunlara entegre planet dişli sisteminden faydalanılır. En önemli özelliği hidrolik ve mekanik avantajlarından birlikte yararlanmasıdır. Böylece diğer sistemlere göre daha verimli ve düşük yakıt sarfiyatı sağlayan bir yapı sunar. Dezavantajı ise tasarım ve üretim aşamasının, başka bir deyişle yatırım maliyetinin diğer sistemlere göre biraz daha fazla olmasıdır.

Hidromekanik sürekli değişken güç aktarma sistemleri iletim yoluna göre başlıca iki sınıfa ayrılır.

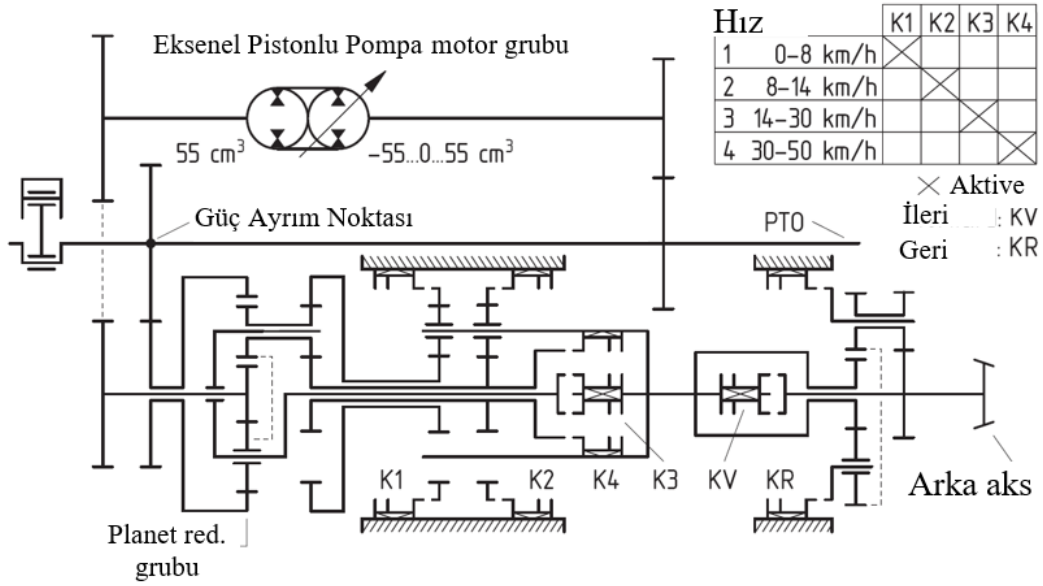
1. Girişte planet dişliye akuple
2. Çıkışta planet dişliye akuple



Resim 2. Girişte ve Çıkışta akuple tran. sistemleri



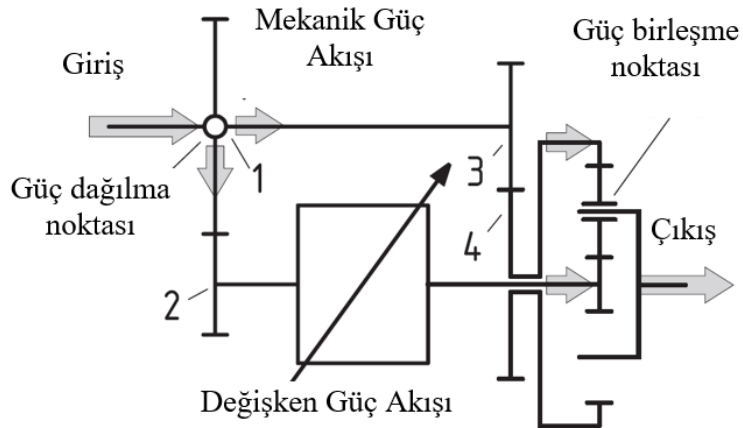
Resim 3. Fendt Vario çıkışta akuple sistem



Resim 4. Steyr girişte akuple sistem

3. VERİMLİLİK REDÜKSİYON İLİŞKİSİ

Transmisyon sistemlerinde verimliliği artırma yollarından biri hız oranının düşmesi olmakla birlikte fazla oranda redüksiyon aralığı da sistemin verimsiz olmasına yol açabilmektedir. Tipik bir hız/redüksiyon modellemesini göstermek adına aşağıdaki sistemin redüksiyon oranını analiz edebiliriz.



Resim 5 Girişte akuple sistem (basitleştirilmiş)

Güneş ve çember dişli arasındaki hız oranını hesaplamak için aşağıdaki denklemden yararlanılır.

$$w_{güneş} = \frac{w_{giriş}}{i_{12}}$$



Burada ;

$w_{giriş}$: Giriş şaft açısız hızı

$$i_{12} = \frac{\text{Şaft 1 açısız hızı}}{\text{Şaft 2 açısız hızı}} \quad ; \quad i_{değ} = \frac{\text{Şaft 2 açısız hızı}}{\text{güneş dişli açısız hızı}}$$

Çember dişlinin açısız hızı aşağıdaki şekilde ifade edilebilir :

$$w_{çember} = \frac{w_{giriş}}{i_{34}}$$

Yine burada ;

$$i_{34} = \frac{\text{Şaft 3 açısız hızı}}{\text{Şaft 4 açısız hızı}}$$

Planet dişli setindeki şaft hızları Willis denkleminde aşağıdaki şekilde ifade edilebilir :

$$w_{güneş} - w_{çember} \cdot i_0 = w_{taşıyıcı} \cdot (1 - i_0)$$

Burada;

$w_{çember}$ = Çember dişli açısız hızı

$w_{taşıyıcı}$ = Taşıyıcı açısız hızı

$$i_0 = - \frac{\text{çember dişlideki diş sayısı}}{\text{güneş dişlideki diş sayısı}} \\ i_0 = -3$$

Bu denklemler sonucunda giriş ve çıkış millerinin hız oranları aşağıdaki şekilde bulunabilir.

$$i_{toplam} = \frac{w_{giriş}}{w_{taşıyıcı}} = \frac{\text{Giriş şaft hızı}}{\text{Çıkış şaft hızı}}$$

$$= \frac{(i_0 - 1) \cdot i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{değ}}{i_0 \cdot i_{12} \cdot i_{değ} - i_{34}}$$

Hız değıştirici (Variator – Hidrolik) redüksiyon aralığı ise aşağıdaki şekilde ifade edilir :

$$S_{değ} = \frac{i_{değ,max}}{i_{değ,min}}$$

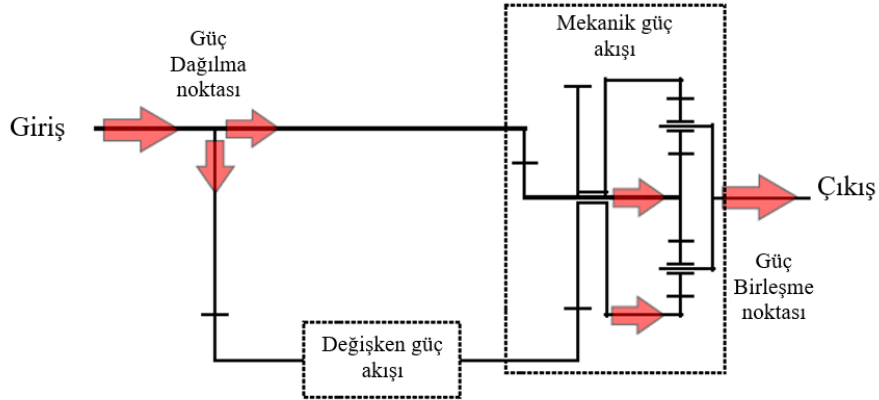
Bu örnekte $S_{değ}$, 4 olarak alınmış ve $i_{değ}$ de paralel olarak 1 olarak belirlenmiş ve bu durumda $i_{değ,max} = 2$; $i_{değ,min} = 0,5$ olarak elde edilmiştir.

Eğer $i_{12} = i_{34} = -1$ olarak alırsak tüm transmisyon sisteminin hız oran aralığı aşağıdaki gibi olacaktır.

$$S_{toplam} = \frac{\max(|i_{toplam}|)}{\min(|i_{toplam}|)} = \frac{1,14}{0,08} = 1,429$$

Bu sonuçtan toplam transmisyon oran aralığını 1,429 olarak elde eder ve hidrolik hız değıştirici hız oran aralığının sadece %35'ine eşit olduğunu görmüş oluruz.

4. GİRİŞTE AKUPLE SİSTEM GÜÇ AKIŞI



Resim 6. Girişte akuple sistem güç iletimi

Aşağıda girişte akuple sistemin güç akışını görmekteyiz. Girişte akuple sistemler iş çevrimi boyunca temelde 4 evreden geçer. Bunlar sırasıyla ;

- Pozitif sürekli dolaşım
- Negatif sürekli dolaşım
- Sadece mekanik iletim
- Birlikte iletim

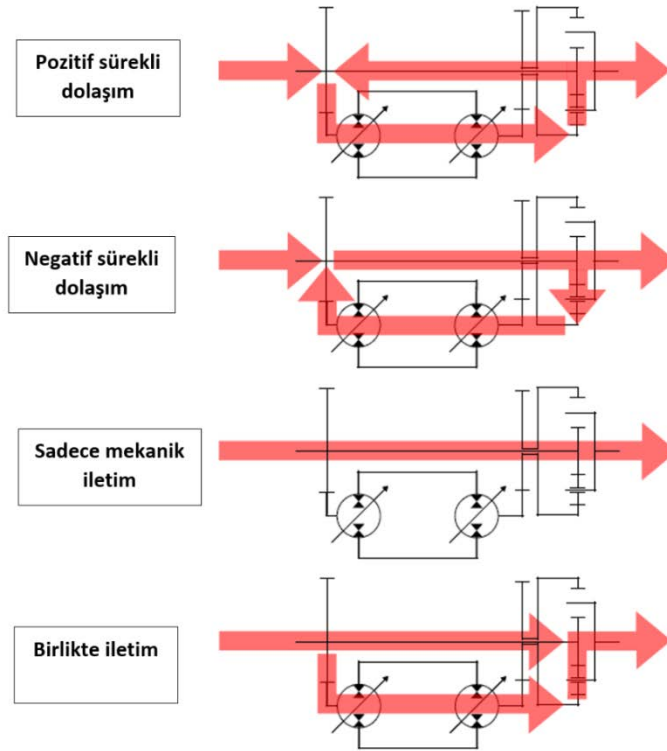
Olarak adlandırılır.

Bu evrelerdeki planet redüktörün güneş, planet ve çember dişli yön ve hız gösterimi yine aşağıda gösterilmiştir. Birlikte iletim evresinde giriş gücü hidrolik ve mekanik iletimine paylaşılır ve çıkışta tekrar birleşir. Sadece mekanik iletim evresinde hidrolik sistemden hiç bir güç iletilmez. Pozitif ve negatif sürekli dolaşımda ise hidrostatik üniteler pompa ve motor fonksiyonlarını değiştirerek çalışırlar. Hidrostatik ünitelerin en önemli özelliği hem pompa hem de motor gibi çalışabilmeleridir. (Negaif ve pozitif deplasman). Şekillerden görüleceği üzere çıkış mili taşıyıcı planet dişliye, giriş mili güneş dişliye sabit hızlı olarak ve çember dişli hidrolik üniteye bağlıdır. Hidrolik ünitelerin deplasman oranları değiştirilerek çember dişlinin açılma hızı değiştirilir ve bu da taşıyıcı dişlinin hızında değişim yaratarak araç hızında değişiklik yaratır.

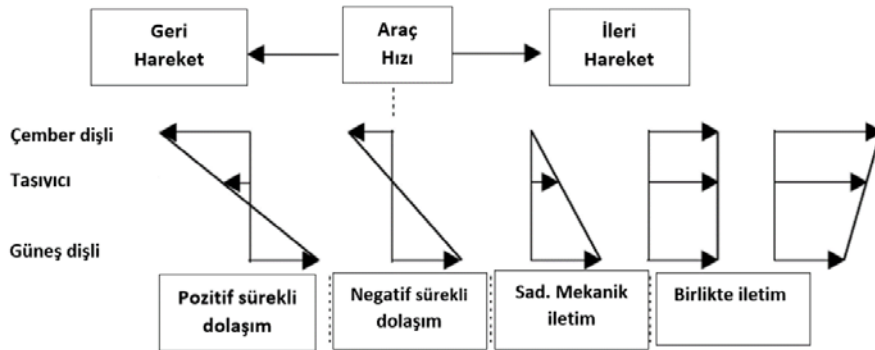
Geri harekette ise pozitif sürekli dolaşımdan faydalanılır. İleri hareket başladığında negatif sürekli dolaşım evresine geçer. Hız arttığında tamamen mekanik güç iletimine geçer ve hidrolik üniteye deplasman oranı sıfırdır. Daha fazla hız istendiğinde bu durumda hidrolik ve mekanik birlikte iletim evresine geçer. Verimde düşme olabilese de hız bu şekilde daha da artırılır.

Çıkışta akuple sistemlerin örneğini yıllardır başarıyla kullanılan üretici firmalardan Traktör firmaları (Fendt Vario vs.) özellikle öne çıkmaktadır. Genek olarak power-split sistemlerde değişken kısmın (bizim örneklerimizde hidrostatik sistemin) payının mümkün mertebe düşük olması verimlilik açısından olumlu etki yapar. Girişte akuple sistemlerde sistemin tüm gereksinimlerine cevap verecek şekilde hidrostatik sistemin tasarlanması uygun görülmüştür. Bu nedenle yüksek deplasmanlı ve daha çok bu uygulamaya özel olarak üretilen hidrolik pompa ve motorlar kullanılır. (233 cc vs.)

Girişte akuple sistemlerde ise düşük deplasmanlı pompalar kullanılmaktadır. Ancak tüm çalışma evresine cevap verebilmek ve istenilen hız ve tork değerlerini sağlamak için ek olarak çıkışta akuple sistemine göre daha fazla dişli oranı kullanılır. (Örneğin çıkışta akuple sistemlerinde çift hız varken girişte akuple sistemlerinde bu sayı dörde kadar çıkabilmekte ve powershift şanzımanlar kullanılabilir.)

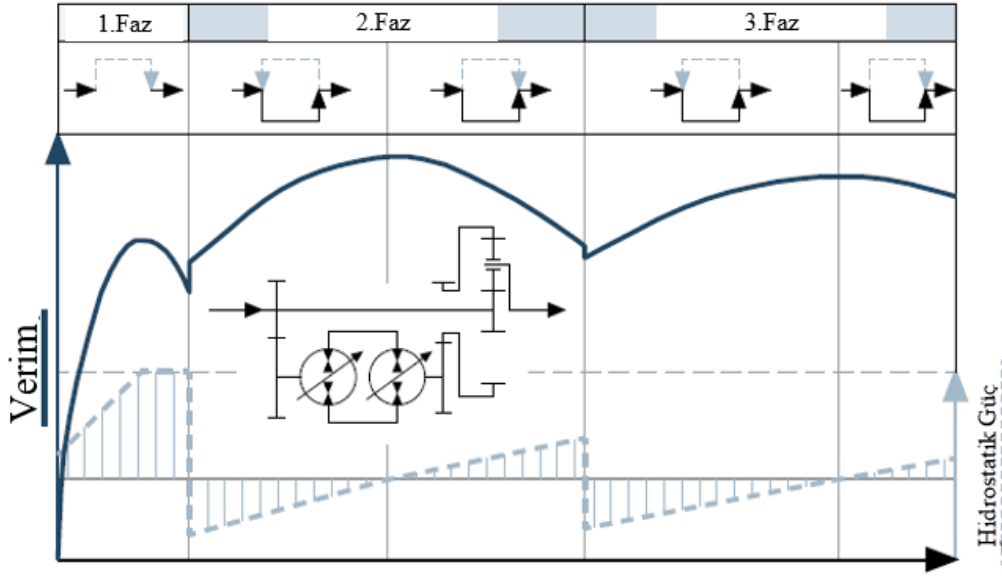


Resim 7. Güç iletim konfigürasyonları



Resim 8. Konfigürasyonlara göre planet dişli hareketleri

Aşağıda ise Dana firmasının geliştirmiş olduğu sistemi görmekteyiz. Anlaşılacağı üzere burada da girişte akuple bir hidromekanik sisteme ek olarak üç hızlı bir "powershift" şanzıman kullanılmaktadır. Bu durum girişte akuple sistemlerin düşük hızlarda düşük verimlilikte çalışmasından kaynaklanmaktadır. "Powershift" şanzıman düşük hızlardaki düşük verimliliği çevrim oranını değiştirerek artırır. Görüleceği üzere 1. Faz oranında salt hidrolik sistem 2. ve 3. Faz oranlarının ortasında ise kilitleme noktası (Sıfır hid. motor deplasmanı) bulunmaktadır. Böylelikle özellikle yüksek hızlarda hidroliğin performansa katkısı mümkün mertebe düşürülmüştür. Bu sayede çıkışta akuple sistemlere göre çok daha düşük pompa ve motor deplasmanları ile çalışma olanağı sağlanmış olur. Bu şekilde düşük hızlarda dizel motorun harcadığı güçte %30'a kadar azalma tespit edilmiş ve tork konverterli sistemlere göre daha iyi performanslar elde edilmiştir.



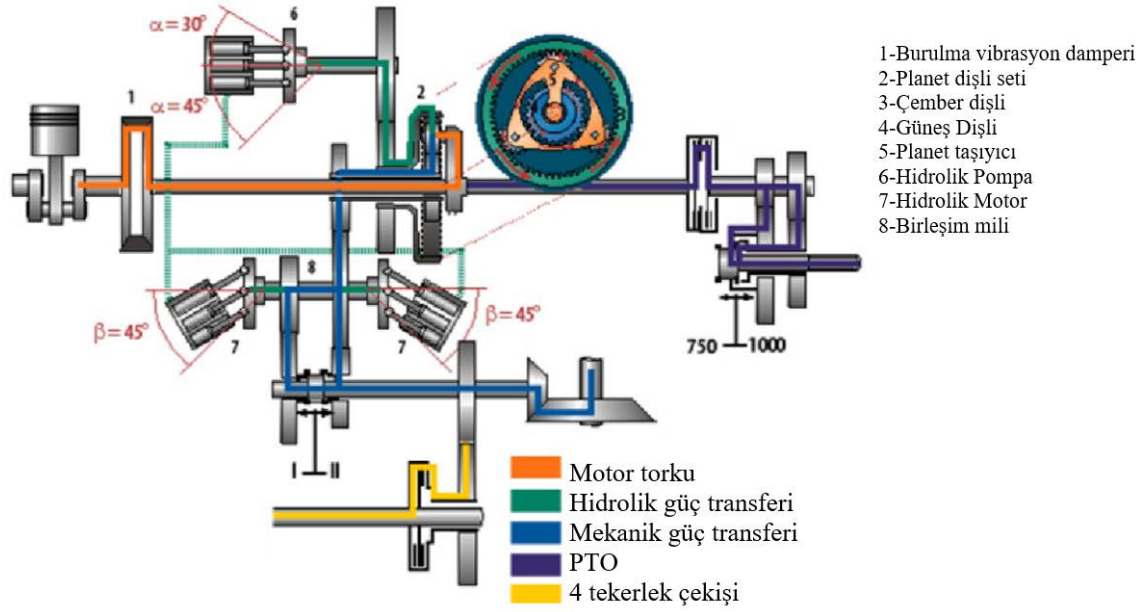
Resim 9. Dana girişte akuple sistemi ve verimlilik grafiği

5. ÇIKIŞTA AKUPLE SİSTEM GÜÇ AKIŞI

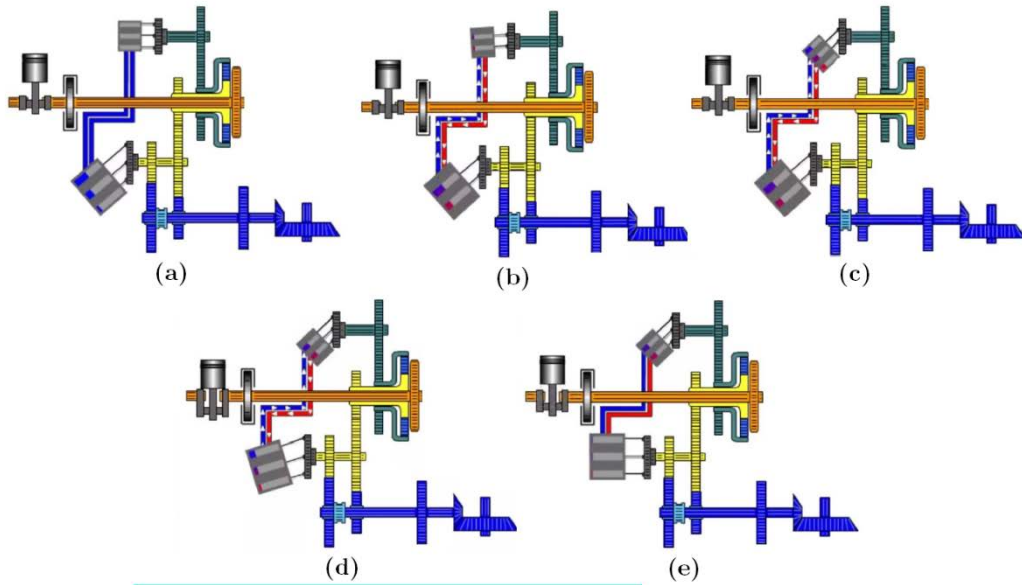
Sürekli değişken transmisyonlarda çıkışta akuple sisteme örnek olarak aşağıda tarım sektöründe yaygın olarak kullanılan Fendt Vario hidromekanik sistemini gösterebiliriz. Görüldüğü üzere güç iletimi hidrolik ve mekanik olmak üzere iki yoldan sağlanmaktadır. Hidrolik güç iletimi yeşil, mekanik iletim mavi ve dizel motor ise turuncu renkte gösterilmiştir. Bunların dışında 4 tekerlekli çekiş sistemi ve PTO (ek fonksiyon şaftı) iletimini sırasıyla sarı ve mor renkle görebilmekteyiz.

Araç ilk harekete başlarken hidrolik motor maksimum deplasmanda, pompa ise kaçakları karşılayacak şekilde minimum deplasmanda çalışmaktadır. Bu durumda hareket yoktur. Pompa deplasmanının artırılması ile birlikte ilk hareket verilir. Bu durumda tüm güç iletimi salt hidrolik ile sağlanır. Araç belli bir hıza ulaştıktan sonra hidrolik motor deplasmanı kısılarak hız artırılır (ve tork tepkisi azalır) Burada motorun deplasmanının kısılması aynı zamanda planet sistemin çember dişlisinde direnç yaratır ve hızı yavaşlar. Uydu dişlide ise hız artar ve bu da aracı daha da hızlandırır. Hidrolik motor tamamen "0" deplasmana ulaştığında çember dişli tamamen durur. Bu durumda (kilitlenme noktası) iletim tamamen mekaniğe çevrilmiştir.

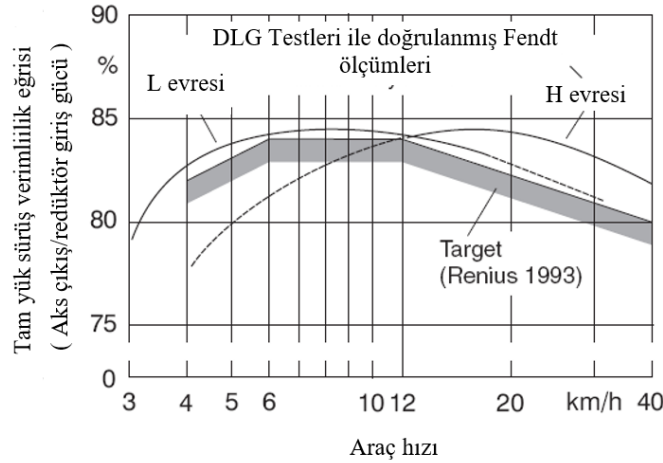
Bunlara ek olarak çalıştırılan çift hızlı mekaink şanzıman 0-30 km/h ve 30-50 km/h lik iki hız aralığı için tasarlanmıştır. Bu sistem ilk zamanlarda özellikle düşük hızlarda çok fazla hidrostatik güçlere ihtiyaç duyulması nedeniyle yüksek deplasmanlı hidrolik sistemlerle üretilmiş ve düşük verimlerle çalıştırılmıştır. Ancak günümüzde sadece bu uygulamaya özel olarak 45 derecelik pompa ve motor tasarımıyla çalışma evresine bağlı olarak %95'e varabilen verimlilik elde edilmiştir.



Resim 10. Çıkışta akuple Fendt Vario sistemi



Resim 11. Çıkışta akuple sistem çalışma evreleri

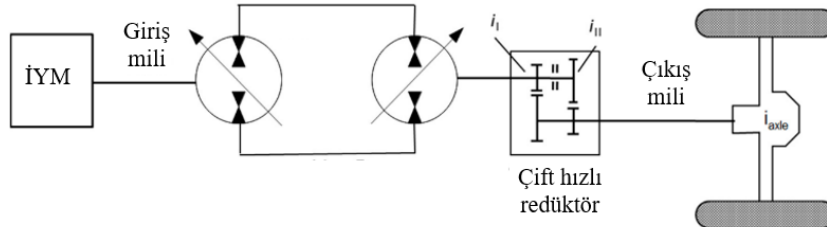


Resim 12. Örnek çıkışta akuple sistem verimliliği

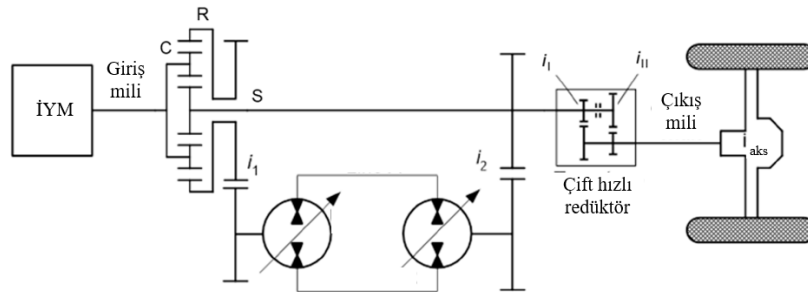
6. HİDROSTATİK VE HİDROMEKANİK SİSTEM PERFORMANSININ BİLGİSAYAR ORTAMINDA KARŞILAŞTIRILMASI

Aşağıdaki örnekte Purdue Üniversitesi'nden Gabriel Wilfong ile Shaoping Xiong'un 2019 yılında yayınladığı çalışmanın detayları gösterilmiştir. Bu çalışmada bilgisayar ortamında Matlab yazılımından faydalanılarak yapılan çalışmada tekerlekli yükleyicinin hidrostatik ve hidromekanik sistem simülasyonu gerçekleştirilmiştir.

Hidromekanik sistemde Fendt Vario'dakine benzer şekilde çıkışta akuple sistem kullanılmıştır. Her iki sistemde de hidromekanik sisteme ek olarak çift hızlı şanzıman kullanılmaktadır.



Şekil 1. Hidrostatik sistem gösterimi



Şekil 2. Hidromekanik sistem gösterimi (Çıkışta akuple)

Aracın spesifikasyonları aşağıda belirtilmiştir :

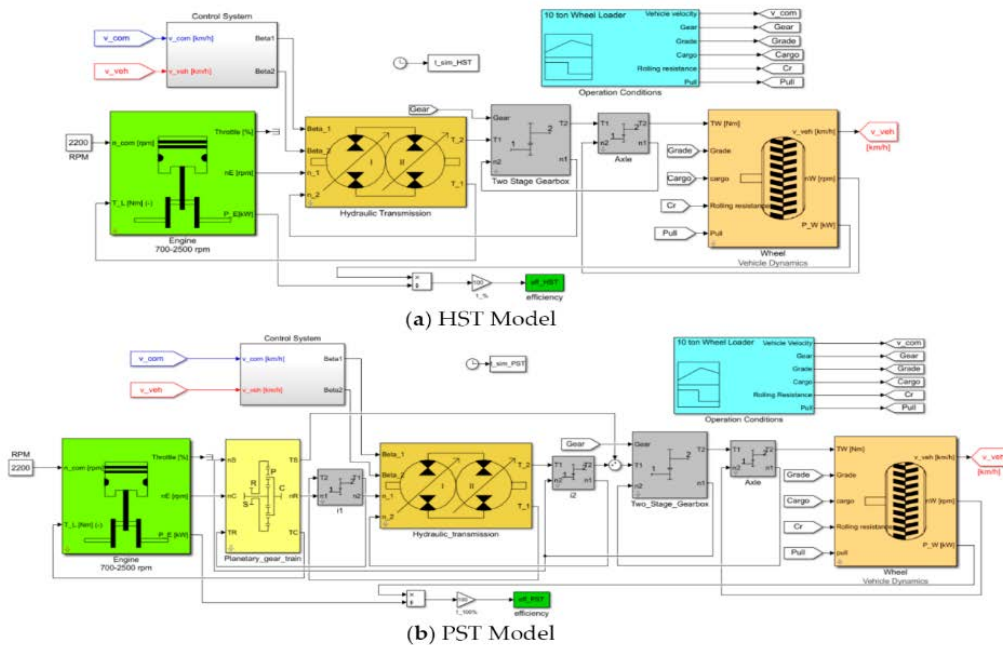
- Maksimum çekme kuvveti : 25kN
- Aks çevrim oranı : 4,25
- Dizel motor Gücü : 90 kW.
- Tekerlekli Yükleyici ağırlığı : 10,000 kg
- Maksimum ek yük : 3,000 kg
- Dizel motor nominal hızı: 22000 devir/dak
- Max. Sistem basınç farkı : 380 bar.
- Dinamik yuvarlanma yarıçapı: 0,617 m
- Yuvarlanma katsayısı : Toprak - 0,08; Asfalt-0,015
- Maksimum tekerlekli yükleyici hızız : 40 km/s.
- Çift hız şanzıman değişim hızı: 10 km/s.
- Maksimum eğim : %30

Alınan verim değerleri ise yine aşağıda belirtilmiştirÇ

- Hidrolik1(Unit1) Tork verim değeri : 0,90
- Hidrolik1(Unit1) Volumetrik verim değeri : 0,95
- Hidrolik2(Unit2) Tork verim değeri : 0,90
- Hidrolik2(Unit2) Volumetrik verim değeri : 0,95
- Çift hız şanzıman verim değeri : 0,98
- Aks dişlileri verim değeri : 0,98
- Planet dişli verim değeri : 0,98
- Hidromekanik dişliler verim değeri: 0,98

Hidrostatik sistemde iki adet 75 cc deplasmanlı eksenel pistonlu hidrolik pompa/motor kullanılmıştır ve çift hızlı şanzımdaki oranlar $\frac{1}{4}$ ve $\frac{1}{20}$ olarak seçilmiştir. Hidromekanik sistemde ise 42 cc ve 75 cc'lik eksenel pistonlu hidrolik komponentler kullanılmış olup çift hızlı şanzıman oranları aynı tutulmuştur. Planet redüktör oranı $i0 : 0,66$ ve hidromekanik dişli oranları 1,4 ve 1,0 olarak seçilmiştir.

Aşağıda iki sistemin Matlab/Simulink yazılımında oluşturulmuş diagramlarını görebilirsiniz.

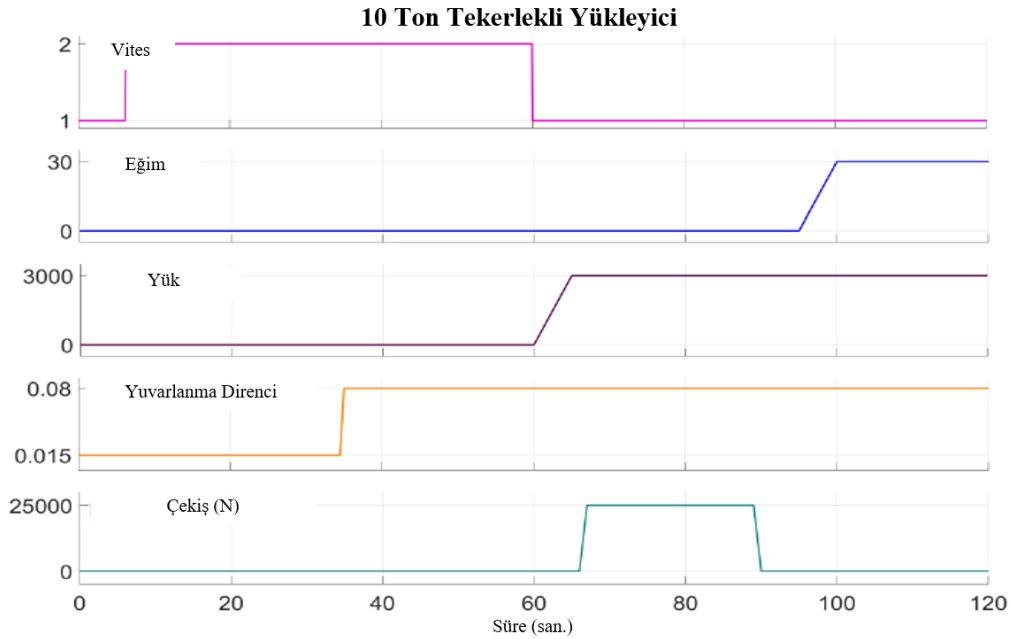


Şekil 3. Testin Matlab Simulink Gösterimi

Aracın iş çevrim oranı ile ilgili veriler yine aşağıda gösterilmiştir. Her iki sistemde de 2 dakikalık ve iki fazdan oluşan bir iş çevrimine araçlar tabi tutulmuşlardır. İlk fazda araç yüksüz çalışır. İlk durumda bir hız sinyali aracı 25 saniyede 40 km/s hızında ulaştırır. Burada hız değeri 10 km/s değerini aştığında çift hızlı şanzımanda vites değişimi gerçekleştirilir. Tekerlekli yükleyici 10 saniye boyunca asfalt yolda 40 km/s hızla ilerlemeye devam eder. Daha sonraki 25 saniye boyunca kontrollü bir şekilde yavaşlar ve topraklı yola girer. 5 saniyelik yük alma işmei için durmadan sonra tekrar 1. Vitese geçilerek çevrimin maksimum yükteki ikinci fazı başlamış olur. 10 saniyede 25kN luk çekme kuvveti ile 5 km/h hıza ulaşılır. Daha sonra 25 kN çekme kuvveti olmaksızın %30 eğime tırmanır ve 120 saniyede çevrimi tamamlayacak şekilde durma noktasına gelir.

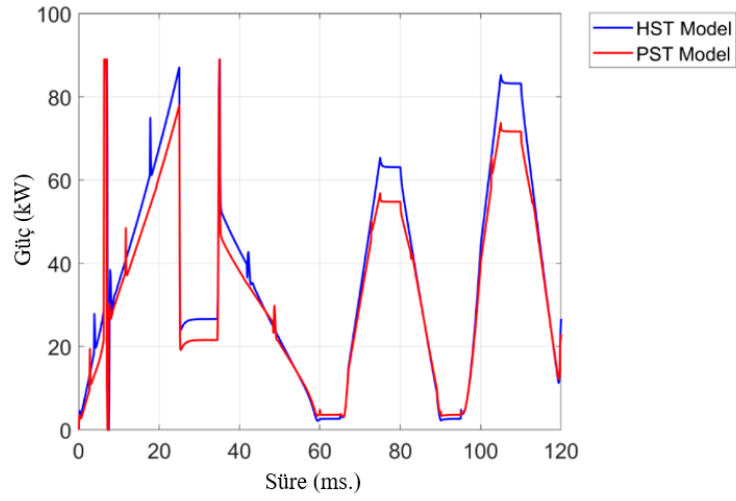
Hidrolik komponentlerin hareketlerine baktığımızda ise Hidrolik1 (Unit1) ilk başta "0" deplasmanla başlar ve gittikçe deplasmanını artırır. Hidrolik2 (Unit2) ise stroğunu azaltır ve aracı gittikçe hızlandırır. Hız 10 km/s geçtiğinde çift hızlı şanzıman vites değiştirir. İşte tam bu noktada Hidrolik2 tekrar maksimum deplasmana geçer ve Hidrolik1 deplasmanını istenen değer sağlanıncaya kadar azaltır. 35. Saniyeden sonra araç yavaşlamaya başlar ve Hidrolik2 motor deplasmanını %16 dan %100 'e çıkarır. Ve sonrasında Hidrolik1 tamamen stroğunu kapatır ve araç durur. İkinci fazda ise Hidrolik1 yine maksimum deplasmanla açılır. Hidrolik2 ise motor olarak çalışarak %66lık deplasman oranı ile çalışır. Araç hızı 5 km/s olduğunda %30 eğimli evreye girilir ve bu evrede Hidrolik1 stroğu dizel motorun bayılmasını önleyecek şekilde sürekli artar. 5 km/s hızı sabit tutmak amacıyla Hidrolik2 %6 strokla çalışırken Hidrolik1 full strokla çalışır.

Hidrostatik modelde Hidrolik2 deplasmanı Hidromekanik modele göre daha büyüktür ve hidromekanik modele göre daha erken bir evrede deplasmanını kısar. İkinci fazda ise hidromekanik sistemde Hidrolik2 %67 oranında deplasmanını kullanırken hidrostatik sistemde %100 ünü kullanmak durumundadır. Hidromekanik sistemlerde hidrolik sisteme düşen yük oranı daha az olduğundan Hidrolik2 daha küçük deplasmanlarla çalışabilir.

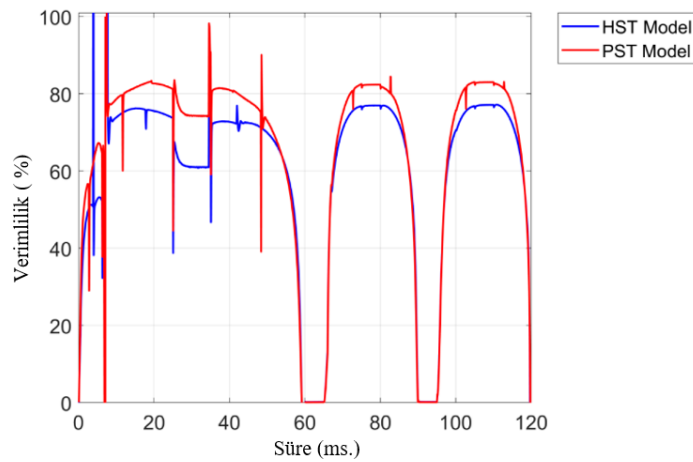


Şekil 4. Test Çalışma evreleri

Aşağıda güç ve verim eğrilerini gösteren simülasyon sonuçları verilmiştir.



Şekil 5. Simulasyon sonucu Güç Eğrisi



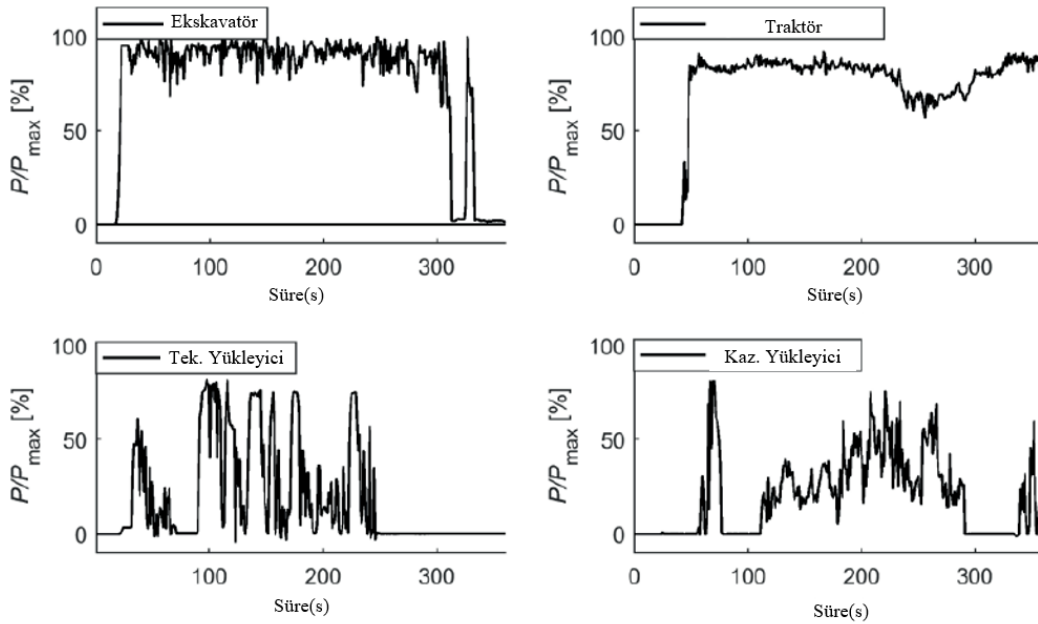
Şekil 6. Simulasyon sonucu verimlilik eğrisi

Görülebileceği üzere hidromekanik sistemde hidrostatik sisteme göre %8-9 oranında daha yüksek verim alınabilmektedir. Dizel motora düşen yük de bununla ilgili olarak azalacağından daha sistemin daha uzun ömürlü olmasını ve arıza ve yıpranmalarla daha az karşılaşılmasına imkan verebilmektedir.

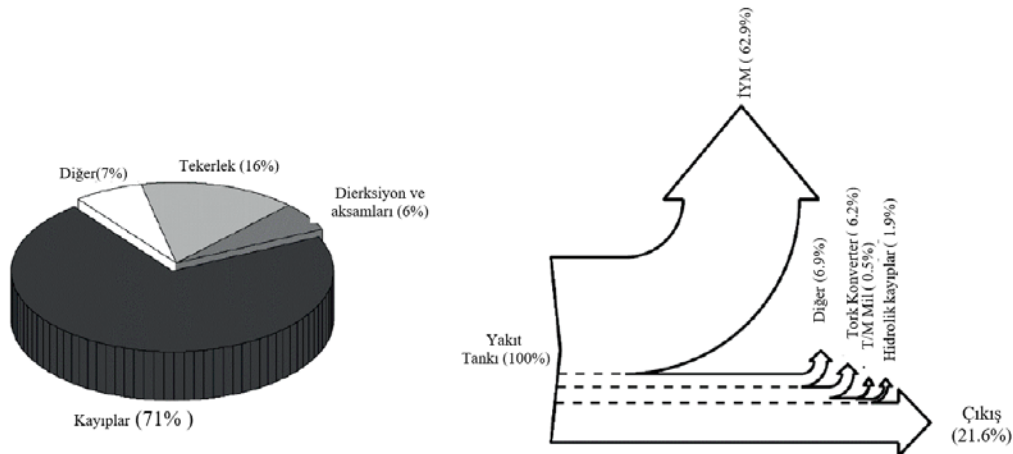
7. YOL DIŞI ARAÇ YÜRÜYÜŞ SİSTEMLERİNDE İÇTEN YANMALI MOTOR KONTROLÜNÜN VERİME ETKİSİ

Yürüyüş sistemlerinde verim düşürülmek istenirken gözden kaçan en önemli unsur da içten yanmalı motorun çalışma eğrisidir. Güç kayıplarının en fazla olarak gerçekleştiği yer olan içten yanmalı motorlar yürüyüş sistemleri tasarlanırken göz ardı edilebilmektedir. Halbuki en az kendisinden sonra gelen yürüyüş sistemi bileşenleri kadar güç kaybı, yakıt tasarrufu yani kısaca araç verim hesabında öneme sahiptir.

Aşağıda Miika Ahopelto'nun Tampere Üniversitesi'ndeki 2019 yılında yayınladığı "Towards Automation and Improved Fuel Economy with System Architecture Design of a Non-Road Working Machine" adlı çalışmada değindiği ekskavatör, traktör, tekerlekli ve kazıcı yükleyicilerin tipik çalışma evresi gösterilmiştir. Anlaşılabacağı üzere her aracın kendi iş çevrimine göre farklı süre ve pik noktaları bulunmaktadır. Burada dikkat edilecek bir diğer husus ise boşta çalışma evrelerinin sıklığıdır. Bu evrelerde enerji kaybı çok fazla olabilir ve bu da yakıt maliyeti olarak araç sahibine ve/veya sürücüsüne geri dönecektir.



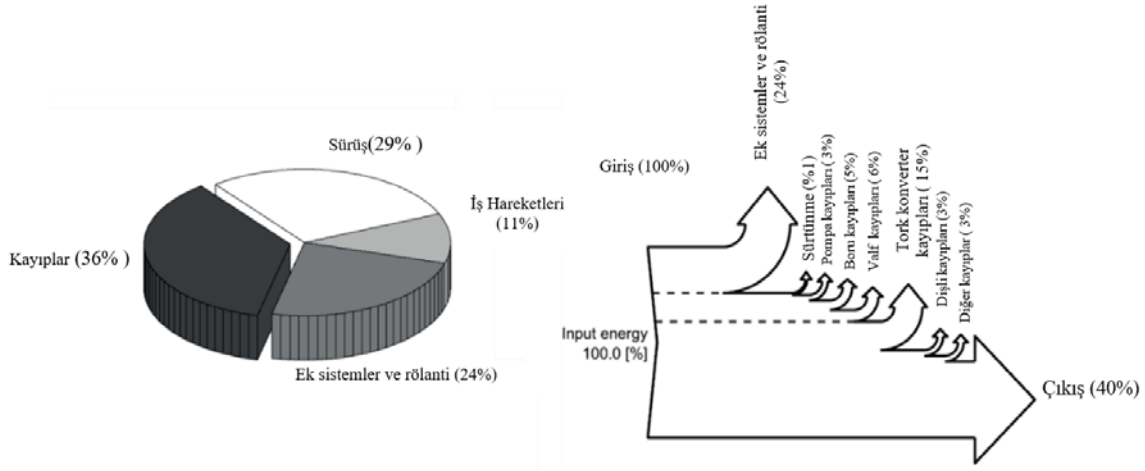
Şekil 7. İş makineleri çalışma evrelerine göre genel güç grafiği



Şekil 8. İş Makinaları genel grafiği (Enerjinin sadece %22'si faydalı iş olarak kullanılıyor)

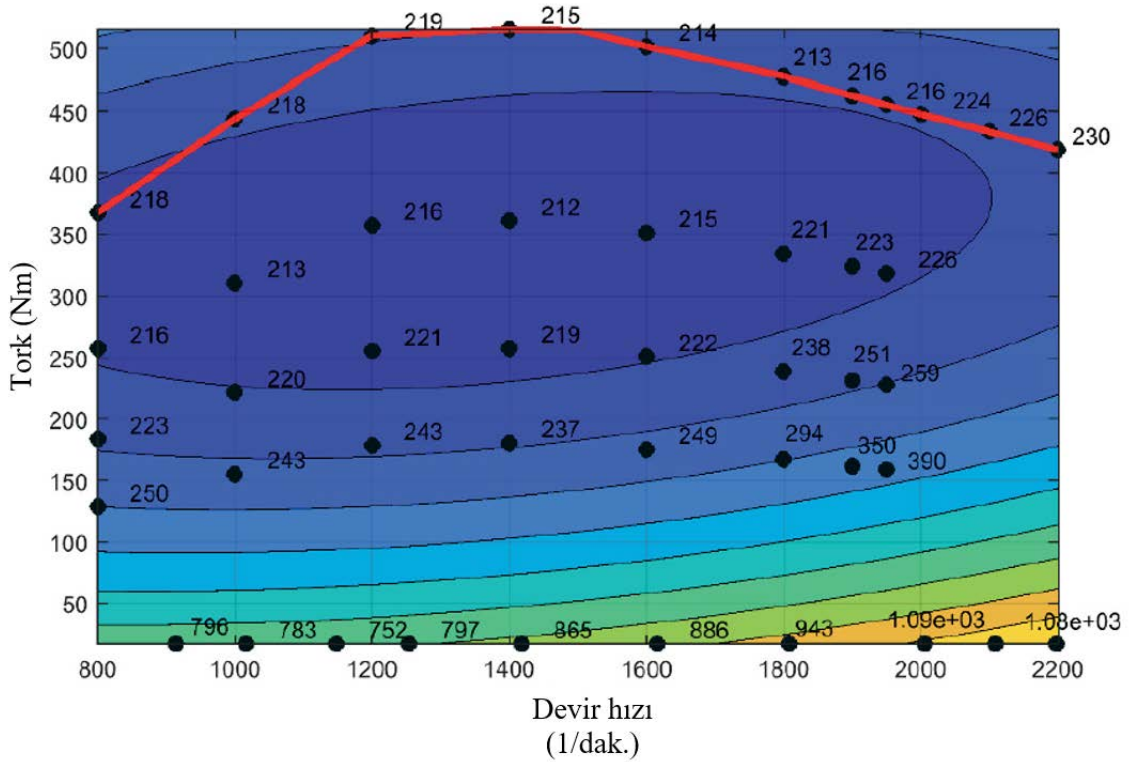
İçten yanmalı motorun düşük verimlerde çalışmasından dolayı genel olarak iş makinelerinde faydalanılan güç oranı %22 mertebelerine kadar düşebilmektedir. Bu da %78 gibi çok yüksek oranlarda enerji kaybı olarak ortaya çıkmaktadır. Aşağıda %5 oranında boşta çalıştırılması durumunda iş makinelerinin ortalama kayıpları gösterilmiştir. Yine %36 gibi yüksek bir kayıp oranı karşımıza çıkmaktadır.

Günümüzde iş makinelerinde kullanılan içten yanmalı motorların ortalama verimliliği %40 dolayındadır. Gemi, tren, jeneratör gibi sistemlerde bu oran daha da düşmektedir. (%22). Bunun sebebi içten yanmalı motorlarda düşük yüklerde düşük verimlilik sağlanmasıdır. Bu sebeple optimum seviyede çalışmanın araç verimliliğine çok büyük katkı sunacağı açıktır.

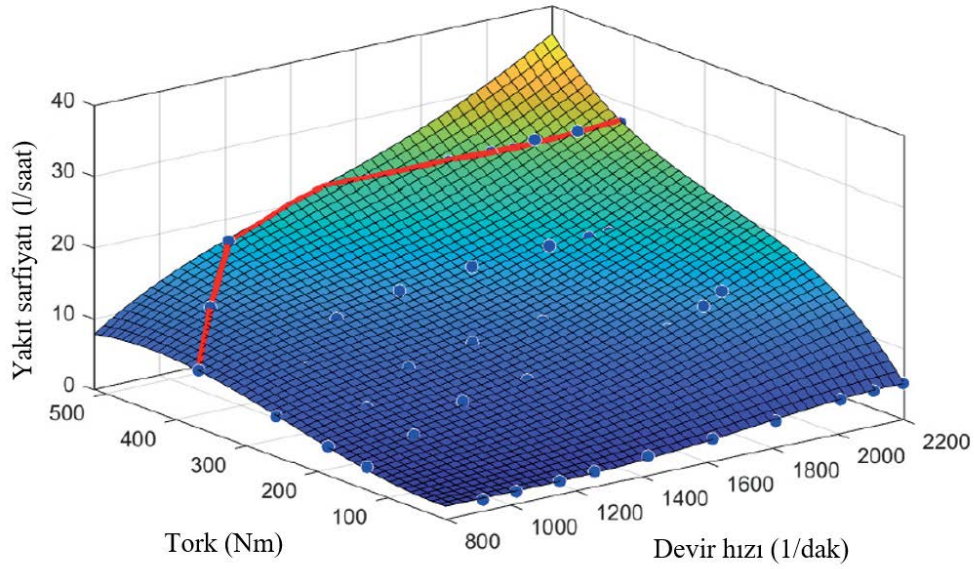


Şekil 9 %5 durma/duraklama hesaba katılarak gözlemlenen iş makinelerinin genel enerji dağılımı

Aşağıdaki grafiklerden de anlaşılacağı üzere özellikle düşük torklarda belirli hız aralığında içten yanmalı motor çalıştırılmadığı durumlarda yakıt sarfiyatı ciddi oranda artmaktadır.



Şekil 10. İçten yanmalı motor (CAT C4.4) devir tork ve yakıt sarfiyatı grafiği-1



Şekil 11. İçten yanmalı motor (CAT C4.4) yakıt sarfiyat grafiği-2

7.1. İçten yanmalı motor hız kontrolü ile günümüzde kullanılan hidrostatik sistemlerin karşılaştırılması

Günümüzde hidrostatik hidrodinamik ve hidromekanik olmak üzere hidrolik komponentlerin kullanıldığı bir çok sistem bulunmaktadır. Ancak bu sistemlerin genel olarak ortak özelliği içten yanmalı motor hızına müdahale etmemesidir. Günümüzde otomotiv kontrol olarak bilinen hidrostatik sistemlerde dahi içten yanmalı motor hızına müdahale edilmemekte sadece motorun hızına göre hidrostatik sistemin adapte olması sağlanmaktadır.

Bu bölümde içten yanmalı motor hızına müdahale edildiğinde elde edilecek kazançlar ile ilgili gerçekleştirilmiş olan bilgisayarlı simülasyonlardan örnek verilecek ve akabinde makinelerle fiziki olarak gerçekleştirilmiş testin sonuçlarına yer verilecektir.

Günümüzde sıklıkla kullanılan hidrostatik kontrol yöntemleri :

a) Direkt kontrol

Yürüyüş Hidrostatik pompa kontrolü : Pedal vasıtasıyla

Joyistik : Valf kontrolü vasıtasıyla yürüyüş dışı fonksiyonların kontrolü

El gazı : İ.Y. motor kontrolü

b) Otomotiv kontrol

Pedal : İ.Y. motor kontrolü (Hidrostatik pompa İ.Y. motora göre adapte olur)

Joyistik : Valf kontrolü vasıtasıyla yürüyüş dışı fonksiyonların kontrolü

c) Optimum nokta (elektronik) kontrolü:

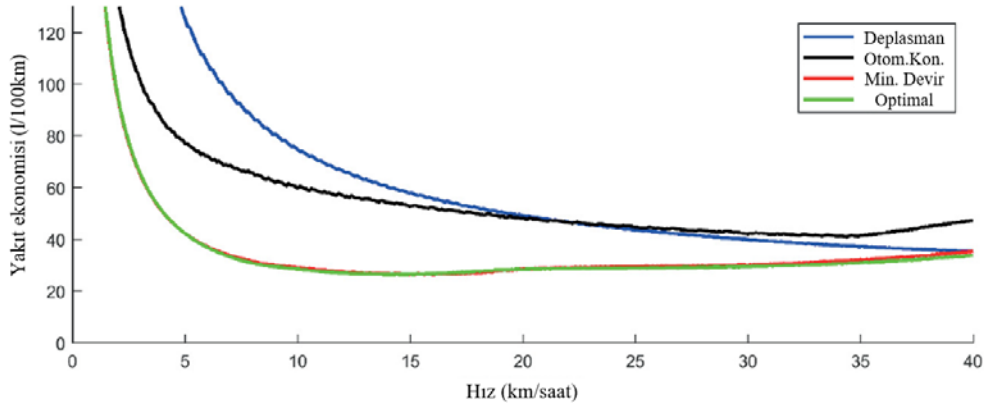
İçten yanmalı motor , hidrolik pompa (ve dolaylı olarak yürüyüş dışı fonksiyonlar) kontrolü :

Yazılımla müdahale edilen Pedal vasıtasıyla

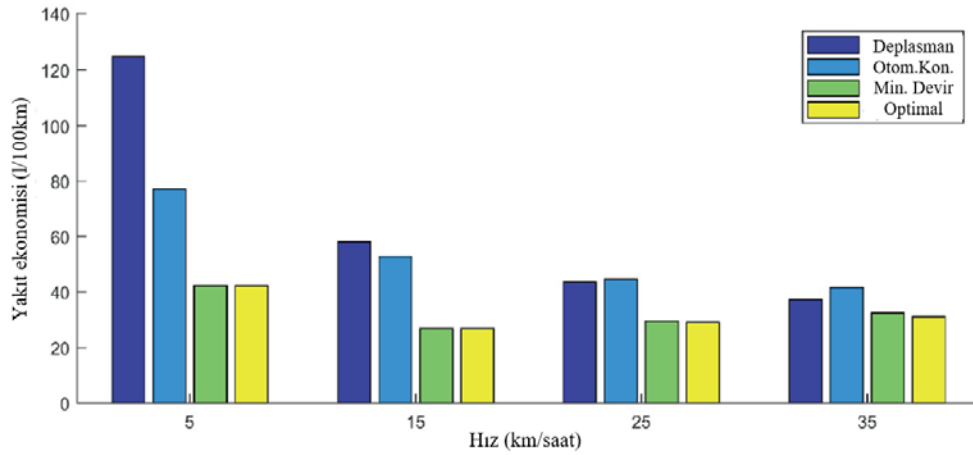
Yürüyüş dışı fonksiyonlar kontrolü : Yazılımla müdahale edilen joyistik vasıtasıyla

7.2. Otomotiv kontrol ve optimum nokta kontrolünün simülasyon ortamında sonuçlarının karşılaştırılması

Miika Ahopeto'nun FinalIndiya'da yaptığı bu çalışmada sonuçların karşılaştırılması için aynı şartlar altında aynı parametreler ve ortam koşullarında iki ayrı aracın simülasyonu gerçekleştirilmiştir. Aşağıda gösterilen simülasyon sonuçlarından da anlaşılacağı üzere elektronik optimum kontrolün otomotiv kontrole göre üstünlük sağladığı açıktır. Özellikle düşük hızlarda %50 oranında daha az yakıt sarfiyatı sağlamaktadır.



Şekil 14. Otomotiv kontrol ve Optimum nokta kontrolünün simüle edilmiş yakıt sarfiyatı eğrisi



Şekil 15. 5,15,25 ve 35 km/s hızlarında tespit edilmiş olan yakıt sarfiyat değerleri

7.3 Otomotiv kontrol ve optimum nokta kontrolünün gerçek (fiziki) ortamda sonuçlarının karşılaştırılması

Farklı araçlarda fiziki olarak yapılan testler sonucunda tüm çalışma evresi ortalaması olarak %17 ila 20 arasında yakıt tasarrufu sağlanabilmektedir. Bilindiği üzere içten yanmalı motorların dönüş hızları belli bir güçte azaltıldığında yakıt tasarrufu sağlamaktadır. Buna ek olarak sürekli aynı torku sağlayan sistemler özellikle yüksek motor dönme hızlarında daha fazla güç harcamaktadırlar. Örneğin hidrostatik pompaların içinde bulunan şarj pompası sürekli birbirine yakın tork değerlerinde çalışmaktadır. Bu sebeple içten yanmalı motorun hızının artması durumunda otomatik olarak yakıt sarfiyatı da artacaktır.



Fiziki testlerin sonucunda bir diğer önemli bulgu da araç hızlarının iki sistemde de neredeyse aynı olmasına rağmen dizel motor hızlarında %18-20 arasında fark bulunmasıdır. Optimum nokta kontrolünde genelde dizel motor hızı 1600-1700 dev/dak olarak seyrederken otomatik kontrolde ise 2100 dev/dak hızlarda çalışmaktadır. Anlaşılacağı üzere enerji ve yakıt sarfiyatını sağlayan ana unsur da burada karşımıza çıkmaktadır.

SONUÇ

Gelişen teknoloji ve bilgisayar destekli yazılımların günümüzde geldiği nokta, birçok sektörde olduğu gib araç yürüyüş sisemlerinde de alışlagelmiş kalıpların dışına çıkmamıza imkan veriyor. Dünyayla rekabet edebilmek ve özgün makineler üretmek için yenilikçilik ve deneyselliği hayatımızın merkezine almak günümüzde artık ihtiyacın ötesinde zorunluluk haline gelmiştir. Özellikle maliyet ve işlevselliğin daha da fazla ön plana çıkacağı 2020'li yıllarda ülkemizde yapılacak tüm çalışmalarda bu noktaya daha da fazla önem verilerek ülke sanayi pratiğine yayılmalı ve vizyonununun parçası olmalıdır.

KAYNAKLAR

- [1] RENIUS Karl Th., RESCH R. "Continuously Variable Tractor Transmissions" Agricultural Equipment Technology Conference, 2005.
- [2] AHOPLETO M. "Towards Automation and Improved Fuel Economy with System Architecture Design of a Non-Road Working Machine" Tampere University, 2019.
- [3] Mercati S. "Power split Hydro-mechanical Variable Transmission for off-highway application" Mobile Hydraulics, Sayfa 69-80, Dresden 2016.
- [4] VANHEE S. "Concept Study of an Electrical Variable Transmission for off-Highway Applications", Master's dissertation, Ghent University, 2014.
- [5] XİONG S. , GABRIEL W. , "Components Sizing and Performance Analysis of Hydro-Mechanical Power Split Transmission Applied to a Wheel Loader" Department of Mechanical Design & Manufacturing, China Agricultural University-East Campus, 2019.
- [6] Fendt Vario Transmission System www.fendt.co.uk 2018.
- [7] CAT Technical Datasheets. www.cat.com 2019.
- [8] DANA off- Highway Transmission systems Datasheets www.dana.com 2020.

ÖZGEÇMİŞ

I. Onur Çelik

1984 İstanbul doğumludur. Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Mezunu olup Yüksek Lisansını Maltepe Üniversitesi'nde tamamlamıştır. Proje ve Teknik Satış görevlerinde yurt içinde ve dışında hidrolik sistemlerle ilgili görev ve projeler üstlenmiş olan I.Onur Çelik aynı zamanda MMO Hidrolik Pnömatik Komisyon üyesidir. Hidrolik ve transmisyon sistemleri üzerine birçok uluslararası firmanın Türkiye'deki organizasyonunda görev almış olarak 2018 yılından itibaren çok uluslu bir güç aktarım firmasının Türkiye faaliyetlerini yönetmektedir.