



LASTİKLİ YÜKLEYİCİLERDE OTOMATİK GÜÇ KONTROLÜ SİSTEMİNİN KURGUSU VE TASARIMI

DESIGN AND CONCEPTION OF THE AUTOMATIC POWER CONTROL SYSTEM IN WHEEL LOADERS

Mustafa Karahan

ÖZET

Bu çalışmada hidrolik pompalarda güç ve torkun otomatik olarak kontrol edilmesi ve ayarlanması anlatılmaktadır. Birçok hidrolik iş ve inşaat makinelerinde güç ve tork kontrolü farklı yöntemlerle uygulanmaktadır. Operatörler çalışma koşullarına göre güç kontrolünü ve tork limitini manuel olarak bir anahtar veya şalter ile yapabilmekte, farklı çalışma modları seçebilmektedir. Bu çalışmada, güç ve tork kontrolün operatör inisiyatifi ve kabiliyetinden bağımsız, otomatik olarak yüksek verimlilikte yapılması anlatılmaktadır. Lastikli yükleyici, kazıcı yükleyici vb. makinelerin tipik çalışma koşullarında, güç aktarım paketi ve hidrolik sistem eş zamanlı olarak yüksek güce ihtiyaç duyduğu birçok çalışma modu mevcuttur. Hidrolik sistemin ve güç aktarım paketinin ihtiyaç duyduğu toplam gücü sağlayacak içten yanmalı motorun makineye paket büyüklüğü olarak sığmaması ve maliyetinin yüksek olması gibi sonuçlar güç regülasyonu ihtiyacını ortaya çıkarmaktadır. Bu çalışma kapsamında kurgulanmış bir güç kontrol algoritması ve yazılımı, sensörler, motor CAN bağlantısından alınan anlık veriler sayesinde yüksek verimlilikte çalışan, çok yönlü bir otomatik hidrolik güç kontrol yönetimi anlatılmaktadır. Lastikli yükleyici makinelerde güç kontrolü ve regülasyonu sayesinde içten yanmalı motoru bayılmaktan (devir kaybından) kurtararak motorun daha verimli çalışması sağlanıyor, yakıt tüketimi düşüyor, aracın üretkenliği ve verimliliği artıyor, güç aktarım organlarına ayrılan güç payı arttığı için hafriyata penetrasyon ve yükleme kabiliyeti iyileşiyor. Güç regülasyonu yapılırken maksimum koparma kuvvetinden kayıp olmuyor ve makinenin performansında düşme olmuyor.

Anahtar Kelimeler: Hidrolik pompalarda güç ve tork kontrolü, Otomatik tork limiti ve kontrolü, Pompa güç regülasyonu.

ABSTRACT

In this study, the automatic control and arrangement of power and torque in hydraulic pumps are described. In many construction machines, power and torque control are implemented in different methods. Operators can manage the power, limit the torque and select operating modes by means of a manual switch. It is described the automatic high efficiency of power and torque control independent of operator initiative and ability. In the typical operating modes of wheel loaders, backhoe loaders and etc., there are several operating modes where the power train package and hydraulic system need high power requirement simultaneously. The result of that the internal combustion engine providing the total power which is required for the power train package and hydraulic system does not fit in machines as the package size and its high cost reveals the requirement of the power regulator. In the scope of this study, by means of the algorithm and software developed, sensors, immediate data received from engine CAN connection a sophisticated hydraulic power management method running very efficiently is described. In wheel loader machines, by means of the power control and regulation, the internal combustion engine runs more efficiently by saving itself from the stall (engine speed drop), the fuel consumption reduces, the efficiency and productivity of the vehicle increases, the ability of the loading and penetrating into pile improves since the margin of power train package increases. During the power regulation, the maximum breakout force is not compromised and there is no decrease in the machine performance.

Key Words: Torque and power control of hydraulic pumps, Automatic torque limit and control, Power regulations of pumps.

1. Lastikli Yükleyici Genel Çalışma Prensipleri ve Şartları

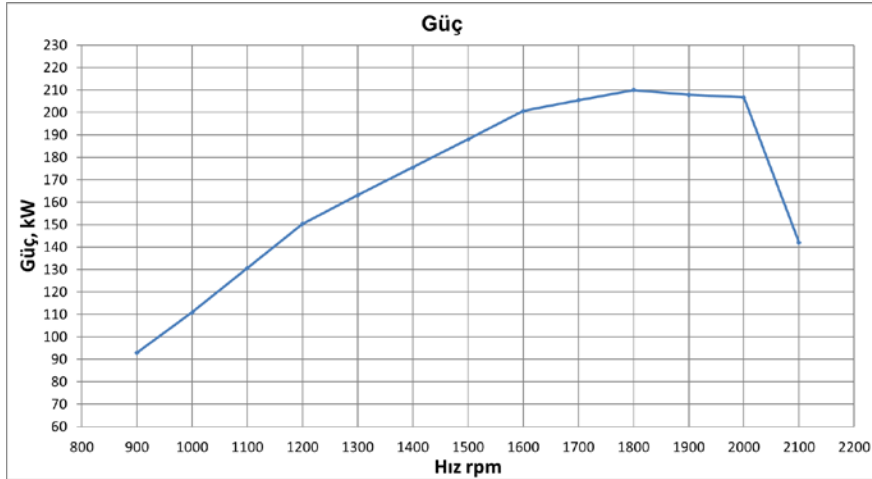
Lastikli yükleyicilerde, dizel motor güç aktarım paketine ve hidrolik sisteme tahrik sağlamaktadır. Çalışma şart ve tork gereksinimine göre şanzıman vites sistemi yürüyüş için farklı tork ve çekiş kuvvetleri sağlamaktadır. Şanzıman ile dizel motor çalışma şartları gereği direkt mekanik bir bağlantı veya kavrama ile tork aktarımına uygun değildir. Arada hidrodinamik kavrama olan tork çevirici bulunmaktadır. Hidrolik sistem elektronik veya hidrolik pilot uyarılı şekilde kumanda kolu ile oransal kontrol edilebilmektedir. En yaygın çalışma şekilleri; V / Y çevrim, yığın yükleme, tesviye, yükle ve taşıdır. V / Y çevrimde makine kova hafriyatı yükler, başka alana veya araca boşaltır. Hareket V ve Y harflerine benzediği için bu ismi almıştır.



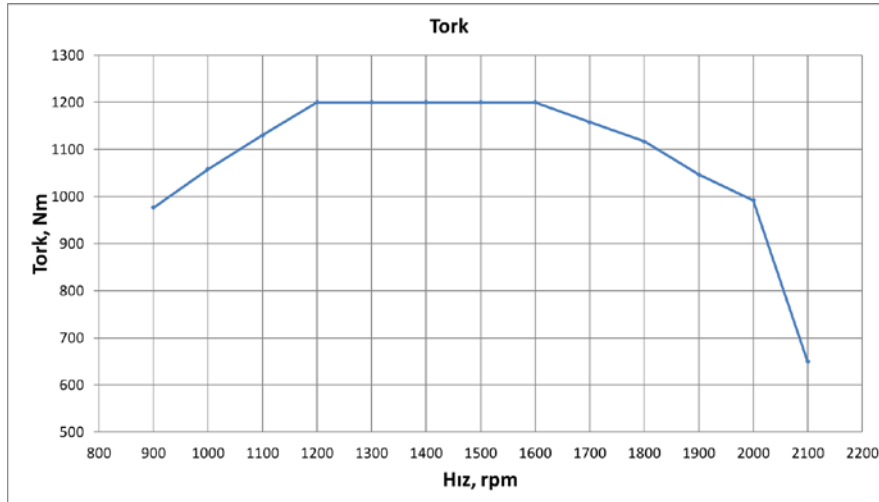
Şekil-1. Lastikli yükleyici makine genel görünümü

2. Güç ve Tork Gereksinim Analizi

Makinenin genel çalışma şartlarında eş zamanlı olarak güç aktarım paketi ve hidrolik sistem motordan güç çekmektedir. Makine yükleme için kepçe ile hafriyata nüfuz ettiği an ve rampa yukarı tırmanması anında yüklü kepçenin kaldırılması esnasında hem güç aktarım paketi hem de hidrolik sistem motordan eş zamanlı olarak yüksek güç talebinde bulunur. Motordan talep edilen toplam güç ve tork motorun verebileceğinden daha yüksek olabilmektedir. Bu ve buna benzer şartlar sistemde güç regülasyon ihtiyacını ortaya çıkarmaktadır. Bu çalışmada, boş ağırlığı 21.000 kg ve yüklü maksimum ağırlığı 28.000 kg olan bir araç incelenmiştir. [1] ve [4] kaynaklarda tork kontrolü ile ilgili benzer yöntemlerden bahsedilmektedir.



Grafik-1. Motor gücünün hızı göre değişim eğrisi



Grafik-2. Motor torkunun hızı göre değişim eğrisi

3. Güç Aktarım Paketi Güç ve Tork Gereksinim Hesabı

Lastikli yükleyici makinelerde maksimum çekiş kuvvetine yükleme esnasında kovanın hafriyata penetrasyonu esnasında ihtiyaç duyulmaktadır. Yapılan araştırma ve testlere göre, araç ağırlığının %90 ile 95 arası tekabül eden rakam, maksimum çekiş kuvveti olarak lastikli yükleyiciler için ideal olarak kabul edilmektedir. [2] kaynakta çekiş kuvveti hesabından bahsedilmektedir.

$$F_{Tmax} = W_T \times g \times 0,9 \sim 0,95 \quad [N] \quad (1)$$

$$P_{PT} = \frac{F_{Tmax} \times V}{1000 \times \eta_T \times \eta_A \times \eta_S} \quad [kW] \quad (2)$$

$$T_{PT} = \frac{P_E \times 9548,8}{n} \quad [Nm] \quad (3)$$



F_{Tmax} : Maksimum çekiş kuvveti [N]
 W_E : Makine boş ağırlığı
 η_T : Şanzıman verimliliği
 η_A : Aks verimliliği
 η_S : Şaft verimliliği
 P_{PT} : Güç aktarım paketi güç gereksinimi [kW]
 T_{PT} : Güç aktarım paketi tork gereksinimi [Nm]
 n : Devir hızı [rpm]
 V : Aracın hızı [m/sn]

$W_E = 21.000$ kg boş araç ağırlığı için, (1) eşitliğinden $F_{Tmax} = 185.409$ N ile 195.709 N arasında ideal maksimum çekiş kuvveti olarak kabul edilmektedir. Aracın hafriyata nüfuz ederken belli bir hıza sahip olması ilerleyebilmesi için gerekmektedir. Bu hesaplamada aracın hafriyata doğru ilerleme hızı $V = 0,5$ m/s, maksimum çekiş kuvveti olarak 190.000 N ideal rakamlar olarak alınmıştır. (2) eşitliğinden güç aktarım paketi güç gereksinimi $P_{PT} = 142,16$ kW olarak hesaplanmıştır. (3) eşitliğinden güç aktarım paketi tork gereksinimi $T_{PT} = 798,5$ Nm olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalar tork konvertörlü şanzımanın maksimum çekiş kuvveti sağladığı $n = 1700$ rpm motor hızına göre hesap yapılmıştır. Şanzıman verimliliği $\eta_T = 0,75$, aks verimliliği $\eta_A = 0,90$, şaft verimliliği $\eta_S = 0,99$ olarak kabul edilmiştir.

4. Hidrolik Sistem Güç ve Tork Gereksinim Hesabı

Hidrolik sistem için gereksinimin belirlenmesi için makinede kullanılan pompalar için tork ve güç hesabı yapmak gerekmektedir. Bu çalışmadaki araçta, iki ayrı pompa bulunmaktadır. Pompalardan birisi uygulama ve direksiyon hidroliği, diğeri fan soğutma sistemi için kullanılmaktadır. Her iki pompa için elde edilen güç ve tork değerleri toplanarak toplam hidrolik güç ve tork gereksinimi elde edilir.

$$P_P = \frac{Q \times \Delta P}{600 \times \eta_{PT}} \quad [\text{kW}] \quad (4)$$

$$P_P = \frac{V \times n \times \eta_V \times \Delta P}{1000 \times 600 \times \eta_{PT}} \quad [\text{kW}] \quad (5)$$

$$T_P = \frac{V \times \Delta P}{20 \times \pi \times \eta_{HM}} \quad [\text{Nm}] \quad (6)$$

P_P : Pompa gücü [kW]
 ΔP : Basınç farkı [bar]
 Q_F : Pompa debisi [lt/dk]
 V : Pompa deplasmanı [cm^3]
 T_P : Pompa Torku [Nm]
 η_{HM} : Hidro-mekanik verimlilik
 η_{PT} : Pompa toplam verimliliği
 η_V : Pompa volümetrik verimliliği

Uygulama pompası deplasmanı $V = 140 \text{ cm}^3$, basınç farkı $\Delta P = 270$ bar, pompa volümetrik verimliliği $\eta_V = 0,97$, pompa toplam verimliliği $\eta_{PT} = 0,92$, hidro-mekanik verimlilik $\eta_{HM} = 0,95$ olarak alınmıştır. (5) eşitliğinden uygulama pompası gücü $P_p = 112,92$ kW, (6) eşitliğinden Pompa Torku $T_p = 633,3$ Nm olarak hesaplanmıştır. Pompa çalışma devir hızı $n = 1700$ rpm alınmıştır.

Fan pompası deplasmanı $V = 28 \text{ cm}^3$, basınç farkı $\Delta P = 230$ bar, pompa volümetrik verimliliği $\eta_V = 0,97$, pompa toplam verimliliği $\eta_{PT} = 0,92$, hidro-mekanik verimlilik $\eta_{HM} = 0,95$ olarak alınmıştır. (5) eşitliğinden uygulama pompası gücü $P_p = 19,23$ kW, (6) eşitliğinden pompa Torku $T_p = 107,89$ Nm olarak hesaplanmıştır. Pompa çalışma devir hızı $n = 1700$ rpm alınmıştır.

Hidrolik sistem toplam pompa gücü (5) eşitliğinden elde edilen güçlerin toplamı $112,92 \text{ kW} + 19,23 \text{ kW} = 132,15 \text{ kW}$ olarak elde edilmiştir.

$$P_T = P_{PT} + P_P \text{ [kW]} \quad (6)$$

$$T_T = T_{PT} + T_P \text{ [Nm]} \quad (7)$$

P_T = Güç aktarım ve hidrolik sistem toplam güç gereksinimi

T_T = Güç aktarım ve hidrolik sistem toplam tork gereksinimi

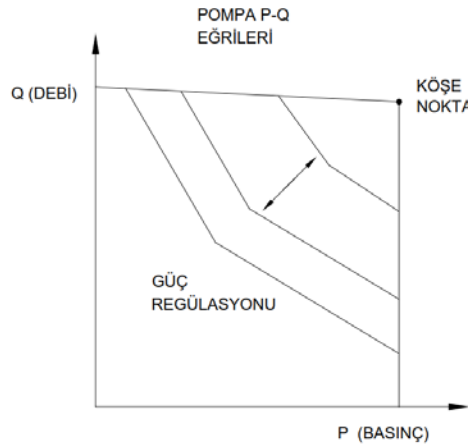
Güç aktarım paketi ve hidrolik sistem eş zamanlı tam yükte çalıştığı esnada (5) eşitliğinden $142,16 \text{ kW} + 112,92 \text{ kW} + 19,23 \text{ kW} = 274 \text{ kW}$ yaklaşık toplam motor gücüne ihtiyaç duyulmaktadır. 21.000 kg ağırlığa sahip bir lastikli yükleyiciye 276 kW güce sahip dizel bir motor entegre etmek ekonomik ve fiziki bakımdan oldukça zorlayıcı bir seçenek olacaktır. Benzer şekilde aracın rampa yukarı tırmanması esnasında yükün bom ile yükseltilmesi anında da yüksek güce ihtiyaç duyulmaktadır. Sektörde benzer çalışma ağırlığına sahip lastikli yükleyici makinelerde yaklaşık $200-220 \text{ kW}$ civarında güce sahip motorlar kullanılmaktadır. Dizel motorlar maksimum sağlayabildiği güçten daha fazla gücü yükledikleri zaman, devir kaybeder, verimsiz bir şekilde çalışır, nihayetinde araç hem yüksek yakıt tüketir hem de kullanıcıya düşük performans hissiyatı verir ve araç üretkenliği düşer.

Makinenin bu tür operasyon koşullarında kullanıcıya düşük performanslı algısı oluşturmaması için maksimum çekiş gücünden ve koparma kuvvetinden taviz vermeksizin güç regülasyonu yapması gerekmektedir. Değişken deplasmanlı güç regülatörlü pompalarda pompa deplasmanı çalışma koşullarına bağlı olarak sınırlandırılarak güç dengesi sağlanabilmektedir. Pompa maksimum çalışma basıncında bir sınırlandırma olmadığı için maksimum koparma kuvveti düşmeyecektir.

Uygulama pompası deplasmanın 55 cc olarak sınırlandırılması hidrolik sistem güç gereksinimi (5) eşitliğinden $132,85 \text{ kW}$ 'dan $48,39 \text{ kW}$ 'a düşürmektedir. Böylece makinenin toplam güç gereksinimi (6) eşitliğinden $142,16 \text{ kW} + 48,42 \text{ kW} + 19,23 \text{ kW} = 209,81 \text{ kW}$ olarak bu tonajda yaygın olarak kullanılan motor güç sınırları içerisinde tutacaktır. Ayrıca hesapların yapıldığı 1700 rpm motor hızına karşılık tork hesabı ve kontrolü yapılması gerekmektedir. Toplam tork gereksinimi (7) eşitliğinden $789,51 \text{ Nm} + 248,78 \text{ Nm} + 107,89 \text{ Nm} = 1146,18 \text{ Nm}$ olarak hesaplanmıştır.

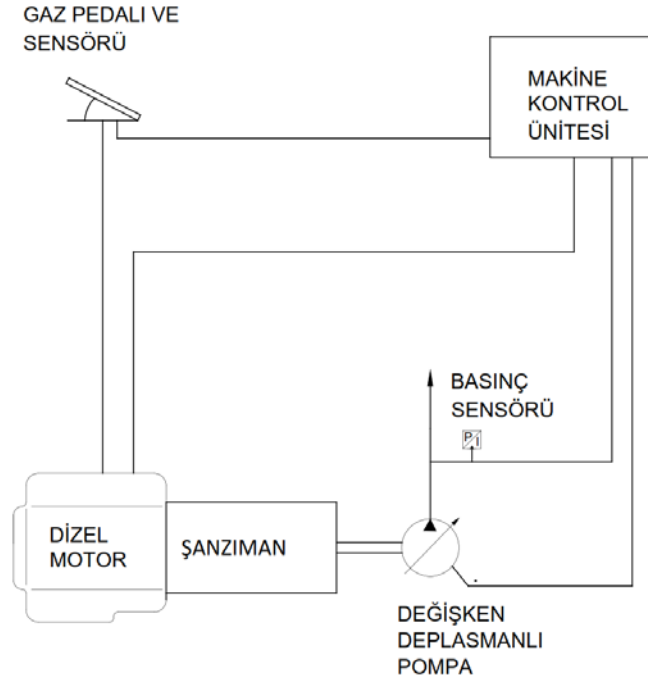
5. Güç Kontrol Sisteminin Algoritması

Güç kontrol algoritması Şekil-2' de görüldüğü üzere gaz pedal sensöründen ve motor CAN hattından verilerle toplayarak çalışmaktadır. Pedalin konumuna göre motor hedef hızını ve gerçek hızını mukayese etmektedir. Eğer gaz pedalının konumuna göre motor hedef hızı ve gerçek hız arasında farklılık varsa motorun sağlayabildiğinden daha yüksek güçlerde yüklendiğinin habercisi olabilir. Veriler makine kontrol ünitesinde toplanır ve burada değerlendirilerek pompa güç regülasyonu ihtiyacı olup olmadığına karar verilir. Regülasyon işlemi pompa güç kontrol regülatörüne sinyal gönderilerek yapılır. Pompa regülatörü pompa deplasmanı kontrol etmektedir.



Grafik-2. Pompa P-Q eğrileri

Pedaldan alınan verilere göre yalın olarak motor hedef ve gerçek hız mukayesesi güç regülasyonunu tam ve hassas şekilde yapmaya yeterli olmayabilmektedir. Bu sebeple ikincil mukayese mekanizması; motorun verebildiği tork ve anlık tork değerleri karşılaştırılır, üçüncül bir mukayese olarak anlık yakıt tüketim karşılaştırması yapılır. Yeni teknoloji motorlarda bu tür verilerin CAN hattından alınması mümkündür. Bu algoritmaya göre güç regülasyonun gerekmediği, motorun sağladığı torkun yeterli olduğu şartlarda pompanın maksimum debi ve basınçta (Grafik-2 köşe noktada) çalışmasına olanak tanınmaktadır. Sabit eğrili bir tork limiti olsaydı, maksimum debi ve basınçta çalışma mümkün olmayacaktı.

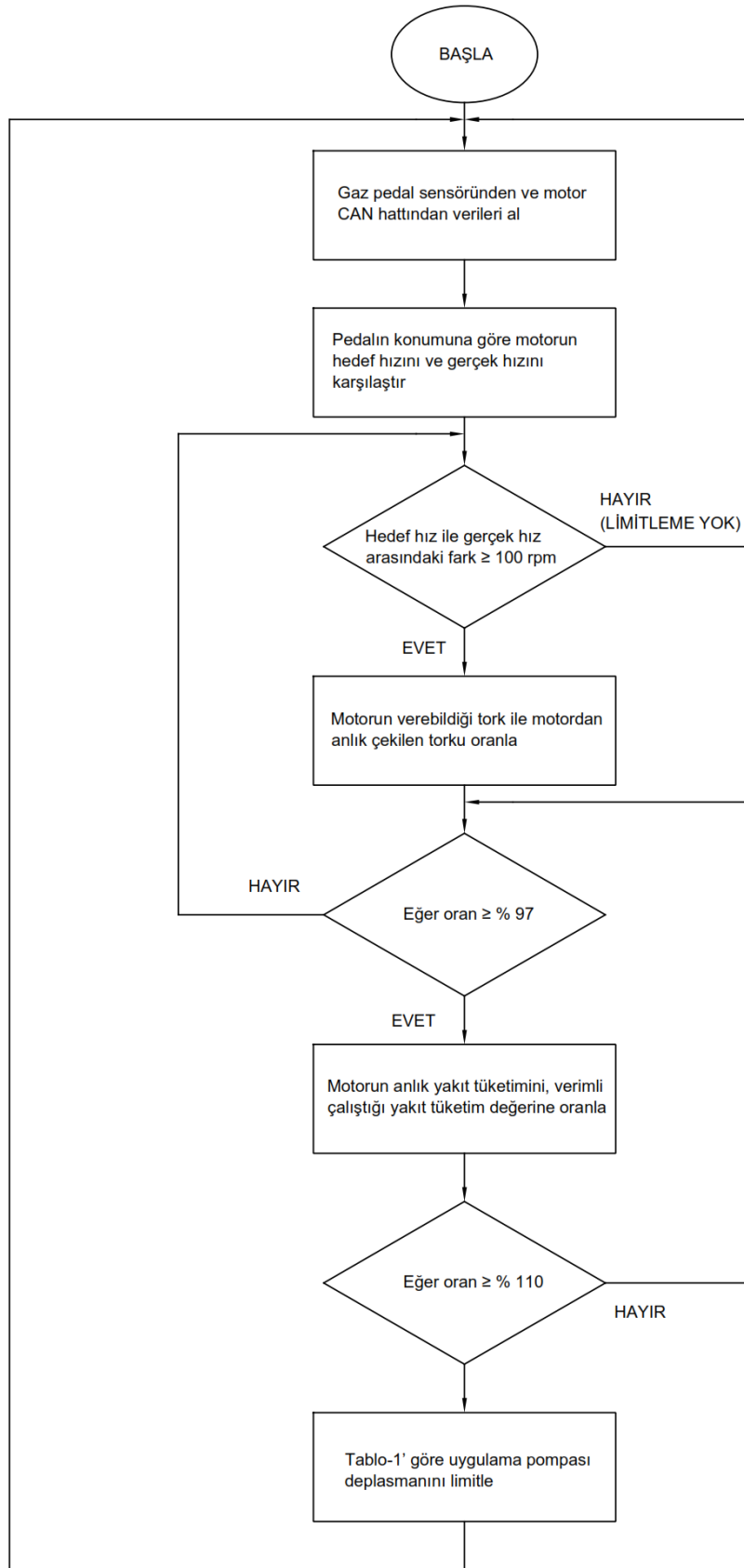


Şekil 1. Sistemin şematik gösterimi

Tablo 1. Hız farkı pompa deplasman oranı

Hedef Motor Hızı - Gerçek Motor Hızı Farkı (rpm)	Pompa Deplasmanı (%)
0-100	100
100	100
300	42
300 üzeri	42

Tablo-1'de hedef hız ve gerçek hız farkına göre pompa deplasmanının kısılacağı nihai deplasman yüzdesi görünmektedir. Aradaki değerler lineer enterpolasyon yapılarak hesaplanmaktadır. Hedef hız ile gerçek hız arasındaki farklılık 100 rpm altında ise, pompaya sinyal gönderilmemekte ve güç regülasyonu yapılmamaktadır. Sistem makine kontrol ünitesindeki bir yazılım sayesinde otomatik olarak yapılmaktadır. Operatörün inisiyatifine veya kontrolüne ihtiyaç duymamaktadır.



Şekil 2. Pompa Güç Kontrol Algoritması



SONUÇ

Güç aktarım paketi ve hidrolik sistem gereksinim hesaplamaları yapılmıştır. Hidrolik sistemde güç regülasyonun gerekliliği değerlendirilmiş ve analiz edilmiştir. Hidrolik sistem güç kontrol algoritması oluşturulmuştur. Motorun verebildiğinden fazla yüklenmesinin önüne geçilerek motorun devir kaybı engellenmiş, makinenin daha verimli ve performanslı çalışması sağlanmıştır. Böylece yakıt tüketimi düşürülmüştür. Basınçta azalma olmadığı için maksimum kepçe koparma kuvvetinde azalma olmamıştır.

KAYNAKLAR

- [1] Ishii S, Fukushima A, US Patent US 8,126,621 B2, 28.02.2012
- [2] Kumaş, H., Gencer, Maraş, C., *Ağır araçlar için yol eğimi ve viraj yarıçapı dikkate alınarak en hızlı güzergâhın belirlenmesi*, Journal of the Faculty of Engineering and Architecture of Gazi University, Vol 27, No 2, 385-395, 2012
- [3] Rexroth Axial piston variable pump A10VO series 32, RE 92705/2021-08-25
- [4] Hitachi Construction Machinery Co. US 7,512.471 B2, 31.03.2009

ÖZGEÇMİŞ

Mustafa Karahan

1983 Erzurum doğumludur. 2004 yılında Atatürk Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun oldu. 2007 yılında aynı üniversitenin Makine Mühendisliği Mekanik Anabilim Dalından yüksek lisansını tamamladı. Yapısal, hidrolik sistem ve güç aktarım paketi tasarım ve projelendirme alanlarında çalışmalar yapmıştır. 2016 yılından beridir Hidromek Ar-Ge Merkezi, Lastikli Yükleyici Mühendislik departmanında çalışmaktadır.