

YÜKSEK BASINÇLI MERDANELİ DEĞİRMENLERDE (HPGR) HİDROLİK TAHRİKLİ SİSTEM ÇÖZÜMLERİ

Cüneyt ERKUŞ
Özgür ÖNDER
Tolga AKSU
Fikret DALKIRAN

ÖZET

Maden öğütme işlemlerinde bilyeli, çubuklu, yarı otonom ve yüksek basınçlı merdaneli değirmenler (HPGR) yaygın olarak kullanılan sistemlerdir. HPGR sistemleri çoğunlukla elektro-mekanik tahrik ile çalışmaktadır. Ancak; başta dişli kutusu olmak üzere tahrik sistemi, kırma işlemi sürecinde şok yüklere, titreşim ve salınımlara maruz kalmaktadır. Bu durum dişli kutusunun zarar görmesi, elektrik motoru ve dişli kutusu arasında yer alan koruma kaplininin zarar görmesi, silindirlerin ve merdanelerin aşınması gibi problemlere sebep olmaktadır. Bunun sonucunda da yüksek bakım maliyetleri oluşturmaktadır. Bu çalışmada elektro-mekanik tahrik yerine hidrolik doğrudan tahrik sistemi kullanılarak tasarlanan HPGR sistemi ile bu sorunların azaltılması amaçlanmaktadır. Bu doğrultuda şaft ve dişli kutusu kullanmadan direkt tahrik sisteminin bölümleri ile merdanelerin her birine yalnızca bir hidrolik motor bağlanarak tahrik sistemi oluşturulmuştur. Sistemin doğruluğunu test etmek ve mevcut olan uygulamalar ile karşılaştırmasını yapmak amacıyla farklı ürün kombinasyonlarında örnek tasarımlar yapılmıştır. Elde edilen hesaplama verilerinden yola çıkılarak çok düşük kütleli atalet momenti, şok yüklere karşı emniyetli olma, zaman ve hız sınırlaması olmaksızın maksimum torkta çalışabilme özellikleri mevcuttur. Bunun yanı sıra sınırsız başlama-durdurma işlemlerinin yapılabilmesi, elektro-mekanik tahrikli sistemlerde ilk çalıştırma anında oluşan demeraj akımına maruz kalmadan çalıştırılabilme ve tersine çalıştırılabilme özellikleri de direkt hidrolik tahrikli HPGR sistemlerinin üstün özellikleridir. Bu özellikler sayesinde daha düşük bakım maliyetleri, yüksek üretim verimliliği ve düşük enerji tüketimi elde edilebilmektedir.

Anahtar Kelimeler: Öğütme, Yüksek Basınçlı Merdaneli Değirmen, Tahrik Sistemi, Hidrolik, Enerji Tasarrufu

ABSTRACT

Ball, rod, semi-autonomous, and high-pressure roller mills (HPGR) are widely used systems in mineral grinding operations. HPGR systems mainly operate with an electro-mechanical drive. However, the drive system, especially the gearbox, is exposed to shock loads, vibrations, and oscillations during

crushing. This situation causes problems such as damage to the gearbox, damage to the protective coupling between the electric motor and gearbox, and wear of the rollers and cylinders. This results in high maintenance costs. This study aims to reduce these problems with the HPGR system, which is designed using a hydraulic direct drive system instead of an electro-mechanical drive. In this direction, the drive system was created by connecting only one hydraulic motor to each roller with sections of a single shared drive system, without using a shaft and gearbox. To test the accuracy of the system and to compare it with existing applications, example designs were made using different product combinations. Based on the calculation data obtained, it has the features of a very low moment of inertia, being safe against shock loads, and being able to operate at maximum torque without time and speed limitations. In addition, the ability to perform unlimited start-stop operations, to operate without being exposed to inrush current during initial start-up (as in electro-mechanical drive systems), and to operate in reverse direction are also superior features of direct hydraulic drive HPGR systems. Thanks to these features, lower maintenance costs, high production efficiency, and low energy consumption can be achieved.

Key Words: Grinding, High-Pressure Grinding Rolls, Drive System, Hydraulics, Energy Saving

GİRİŞ

Maden işleme endüstrisinde öğütme işlemleri için çeşitli sistemler kullanılmaktadır. Bu sistemler arasında bilyeli değirmenler, çubuklu değirmenler, yarı otonom değirmenler ve yüksek basınçlı merdaneli değirmenler (HPGR) yaygın olarak tercih edilmektedir. Bilyeli, çubuklu ve yarı otonom değirmenler, konvansiyonel tambur tipi değirmenler olup, dönen silindirik bir tambur içerisinde hareket eden öğütme ortamı aracılığıyla malzemenin boyutunun küçültülmesini sağlar. Öğütme ortamı çelik bilyelerden oluşuyor ise sistem “bilyeli değirmen”, çelik çubuklar kullanılıyorsa “çubuklu değirmen”, iri boyuttaki cevher parçaları ile birlikte belirli oranlarda çelik bilye kullanılması durumunda ise “yarı otonom değirmen” olarak adlandırılmaktadır [1], [2].

HPGR sistemlerinde öğütme işlemi, yüksek basınç altında çalışan iki merdane aracılığıyla gerçekleştirilmektedir [3], [4]. Bu sistemde merdanelerden biri sabit bir yatağa monte edilirken, diğer merdane hidrolik bir mekanizma ile sabit merdaneye doğru itilerek gerekli basınç sağlayan hareketli merdanedir. [3], [4]. Zıt yönlerde dönen bu iki merdane arasından geçen cevher, uygulanan yüksek basınç nedeniyle parçalanmakta ve istenilen tanecik boyutunda bir ürüne dönüşmektedir [3], [4].

HPGR sistemlerinin endüstriyel uygulamaları, 1980’li yılların ortalarından itibaren özellikle çubuklu ve yarı otonom değirmenlerin yerini alarak yaygınlaşmıştır [2] [4]. Bu sistemler, endüstriyel ölçekte başta klinker olmak üzere kireçtaşı, krom, altın, bakır ve demir cevherlerinin öğütülmesinde etkin bir şekilde kullanılmaktadır [2] [4].

Literatürde yer alan çalışmalar, HPGR sistemlerinin klasik bilyeli değirmenlere kıyasla yaklaşık % 40-50 oranında daha az enerji tükettiğini ortaya koymaktadır [1], [2].

Endüstriyel tesislerde öğütme işlemi, enerjinin en yaygın ancak en verimsiz kullanıldığı süreçlerden biri olarak değerlendirilmektedir [4]. Özellikle tane boyutu küçüldükçe, parçacıkların kırılmaya karşı gösterdiği direnç artmakta, bu birim kütle başına harcanan enerji miktarının ciddi şekilde yükselmesine neden olmaktadır [4]. Konvansiyonel tambur tipi değirmenlerde tüketilen enerjinin yalnızca bir kısmı doğrudan boyut küçültme işlemi için kullanılmakta, geri kalan büyük bölümü ise ısı ve ses gibi faydasız formlarda kaybolmaktadır. Bu nedenle, son yıllarda öğütme maliyetlerini azaltmak ve sistem

verimliliğini artırmak amacıyla farklı prensiplere dayalı birçok değirmen tipi geliştirilmiştir [4]. Bu yenilikçi sistemler arasında en dikkat çekenlerden biri de yüksek basınçlı merdaneli değirmenlerdir.

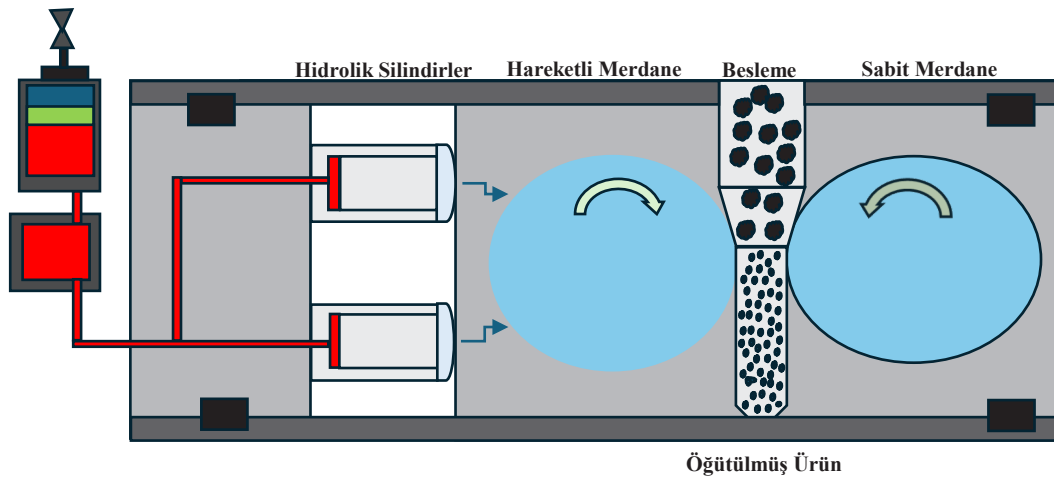
Çeşitli araştırmalar ve endüstriyel uygulamalarla doğrulanan önemli enerji tasarrufları, HPGR sistemlerinin sağladığı başlıca avantajlar arasında yer almaktadır [2], [5], [6].

Bu sistemlerde kullanılan tahrik mekanizması, çoğunlukla değişken hız gerektiren endüstriyel uygulamalarda ilk akla gelen çözüm olan elektromekanik tahrik sistemleridir [3]. Elektromekanik tahrik sistemleri, özellikle düşük güç gerektiren uygulamalarda uygun maliyet avantajı nedeniyle tercih edilmektedir [7]. Ayrıca, yüksek kütleli atalet momenti gerektiren kırıcı sistemleri gibi özel uygulamalarda da yaygın olarak kullanılmaktadır. Bu sistemlerin uzun süredir endüstride kullanılmakta olması ve nispeten kolay bakım gerektirmesi, bakım süreçlerinde ileri düzey teknik donanıma olan ihtiyacı azaltmaktadır. Bununla birlikte, HPGR sistemleri çalışma sırasında önemli mekanik zorlamalara maruz kalmaktadır [3]. Bu tür ani ve düzensiz yüklemeler, sistemin zarar görmesine, sistemin durdurulup dengesiz yükün HPGR'dan boşaltılıp tekrar çalıştırılması, üretim faaliyetlerinin kesintiye uğramasına ve yüksek bakım maliyetlerinin ortaya çıkmasına neden olabilmektedir. Bu durum, başlatma ve durdurma sürelerinin uzamasına yol açmakta, ayrıca sistemin ters yönde çalıştırılabilme ve hızlı manevra kabiliyeti gibi komutlara sınırlı yanıt verebilmesine neden olmaktadır.

Günümüzde, şok yüklerin meydana geldiği ve buna bağlı olarak yüksek bakım gereksinimleri ile arıza oranlarının arttığı uygulamalarda, elektromekanik tahrik sistemlerinin yerine doğrudan hidrolik tahrik sistemleri alternatif olarak değerlendirilebilmektedir. Özellikle madencilik sektöründe öğütme sistemlerinde hidrolik tahrik sistemlerinin kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır [2]. Bu çalışmada, HPGR sistemlerinde mevcut elektromekanik tahrik mekanizmasının doğrudan hidrolik tahrik sistemi ile değiştirilmesi ele alınmakta; bu değişimin şok yüklere karşı dayanımı artırarak sistemin güvenilirliğini ve işletme verimliliğini nasıl iyileştirilebileceği incelenmektedir.

MATERYAL VE YÖNTEMLER

HPGR sistemlerinin çalışma prensibi, Şekil 1'de gösterildiği üzere, sabit ve hareketli merdaneler arasında yer alan besleme bölgesinden malzemenin geçirilmesi esasına dayanmaktadır. Öğütülecek cevher bu iki merdane arasına beslenerek, yüksek basınç altında parçalanarak ince boyutlara indirgenmektedir. Hareketli merdane, akümülatör destekli hidrolik silindirler aracılığıyla sabit merdaneye doğru itilmekte ve bu sayede malzemenin ezilerek öğütülmesi sağlanmaktadır. Öğütme performansının optimize edilebilmesi için, her iki merdanenin dönme hızları sistem gereksinimlerine göre ayarlanabilmektedir.



Şekil 1. HPGR sisteminin şematik gösterimi

HPGR sistemlerinin etkin çalışabilmesi için kritik öneme sahip iki temel parametre bulunmaktadır: çalışma basıncı ve merdanenin çevresel hızı. Günümüzde, ticari ölçekte bir HPGR sisteminin doğru şekilde boyutlandırılması ve seçimi için standartlaştırılmış küçük ölçekli test prosedürleri mevcut değildir. Bu nedenle, belirli bir cevher tipi için enerji tüketimi ve sistem verimliliğinin güvenilir şekilde tahmin edilmesi, yalnızca pilot ölçekli testlerden elde edilen deneysel verilerin kullanılmasıyla mümkün olmaktadır.

HPGR sistemlerinde çalışma basıncı, merdaneler arasına uygulanan hidrolik sıkıştırma kuvvetinin, merdanelerin projeksiyon alanına (çap × genişlik) bölünmesiyle elde edilen spesifik sıkıştırma kuvvetidir. Bu parametre, parçacıklar arasındaki çarpma ve ezilme etkileşiminin şiddetini temsil eder ve sistem performansını belirleyen başlıca kriterlerden biri olarak kabul edilmektedir.

Pilot ölçekli testlerde kullanılan temel parametrelerden biri olan spesifik geçirgenlik sabiti (\dot{m}), çapı 1 metre, uzunluğu 1 metre ve çevresel hızı 1 m/s olan bir HPGR ünitesinin, belirli bir besleme malzemesi için sahip olduğu öğütme kapasitesini ifade etmektedir. Bu parametre denklem 1'de belirtildiği gibi hesaplanıp, merdane boyutlandırmasında temel girdi olarak kullanılmakta olup, farklı boyutlardaki merdanelerin performanslarının karşılaştırılmasına olanak sağlamaktadır.

$$\dot{m} = \frac{M}{D \cdot L \cdot V} \quad (1)$$

HPGR sistemlerinde çalışma aralığı, sistem çalışırken iki merdane arasındaki en küçük mesafeyi ifade etmektedir. Bu mesafe sabit değildir; zira hareketli merdane, proses sırasında dinamik olarak yer değiştirebilmektedir. Çalışma aralığı, besleme tipi, merdane yüzey özellikleri ve diğer işletme parametrelerine bağlı olarak değişiklik göstermektedir.

Spesifik baskı kuvveti (FSP), merdaneye uygulanan toplam kuvvetin, merdanenin projeksiyon alanına denklem 2'de belirtildiği gibi bölünmesiyle hesaplanmaktadır. Bu parametre, farklı boyutlardaki HPGR üniteleri arasında performans karşılaştırması yapılabilmesi için kullanılan temel kriterlerden biridir [8].

$$FSP = \frac{F}{D \cdot L} \quad (N/mm^2) \quad (2)$$

Net spesifik enerji tüketimi (E_{SP}), bir ton ürün elde edebilmek için HPGR sistemine özgü olarak harcanan net enerji miktarını denklem 3'de belirtildiği gibi ifade etmektedir [9], [10]. Bu parametre, sistemin enerji verimliliğinin değerlendirilmesinde temel bir gösterge olup, farklı öğütme sistemlerinin enerji performanslarının karşılaştırılmasında da kullanılmaktadır [11], [12].

$$E_{SP} = \frac{P_t - P_i}{M} \quad (3)$$

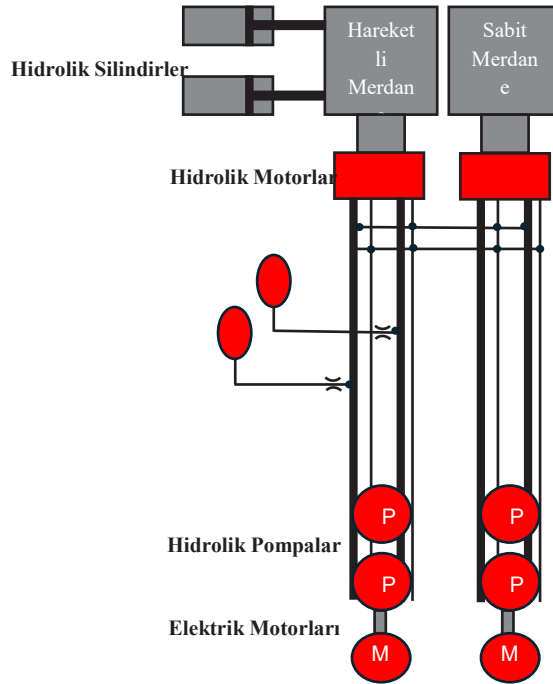
Pilot ölçekli testler, HPGR sistemlerinde kullanılan spesifik geçirgenlik sabiti, spesifik pres kuvveti ve net spesifik enerji tüketimi gibi boyutsal ve performansa dayalı parametrelerin sayısal olarak geliştirilmesine ve doğrulanmasına olanak sağlamaktadır. Bu testler, aynı zamanda istenilen ürün inceliğini elde edilebilmesi için gerekli öğütme kuvvetinin belirlenmesini mümkün kılmaktadır. Bununla birlikte, birim ton ürün başına gereken spesifik enerji girdisinin hesaplanması yoluyla sistemin enerji verimliliği de analiz edilebilmektedir [13].

HPGR sistemlerinin tasarım aşamasında, ihtiyaç duyulan güç, kapasite ve boyutlandırma gereksinimlerine bağlı olarak, üretici firmalar tarafından mühendislik tecrübelerine ve pilot ölçekli test

sonuçlarına dayanarak sunulan modellerin değerlendirilmesi mümkündür. Bu yaklaşım, uygulama açısından hem pratik hem de zaman bakımından verimli bir çözüm sunmaktadır. Ayrıca, müşteri ile ortak paydada buluşularak, talepler doğrultusunda sistemin tasarımı ve devamında üretim aşamasında özelleştirilmiş çalışmaların gerçekleştirilmesi mümkündür.

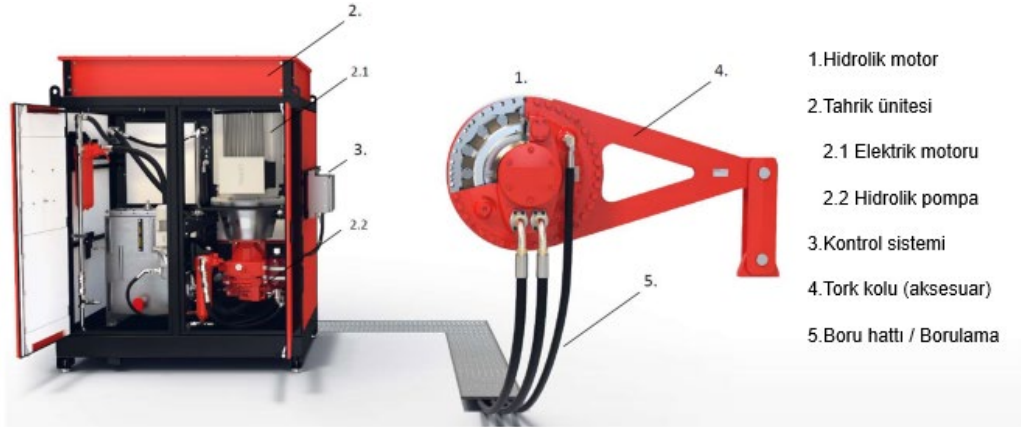
HPGR sistemlerinde, tüm çalışma koşullarında sistem gereksinimleri karşılayabilecek uygun bir tahrik (sürücü) sisteminin seçimi kritik bir öneme sahiptir. Bu sistemlerde karşılaşılan temel zorluklardan biri, HPGR ünitesine eşit olmayan malzeme beslemesi durumlarında dahi kararlı ve verimli bir çalışma performansının sürdürülebilmesidir.

Hidrolik doğrudan tahrik sistemlerinde, ortak bir tahrik ünitesinden beslenen yapı ile, merdanelerin her birine Şekil 2'de gösterildiği üzere, ayrı ayrı birer hidrolik motor ile tahrik edilmektedir.



Şekil 2. HPGR sisteminin kurulumunun şematik gösterimi

Bu motorlar, sabit hızlı elektrik motorları ve oransal kontrol sağlayan hidrolik pompaları içeren şekil 3'de genel görünümü gösterildiği üzere, bağımsız bir güç ünitesinden değişken hidrolik akış almaktadır. Bu yapı sayesinde, farklı çalışma senaryolarında motor hızları, hidrolik yağın debisinin hassas bir şekilde ayarlanması yoluyla kontrol edilebilmektedir. Hidrolik motorların tahrik ünitesine bağlantısı hortum veya boru sistemleri aracılığıyla gerçekleştirilebilmektedir.



Şekil 3. HPGR Hidrolik güç ünitesi gösterimi [14]

Hidrolik doğrudan tahrik (HDT) sisteminde oluşan kütleli atalet momenti, Hidro-mekanik tahrik (HMT) çözümde ve elektro-mekanik tahrik (EMT) çözümde dişli kutusunun kütleli atalet momenti hesaba katılmayarak hesaplamalar denklem 4 kullanılarak yapılmıştır. Ayrıca kütleli atalet momentlerinin karşılaştırılması amacıyla örnek bir tasarım da yapılmıştır.

$$J_{tot} = Jx i^2 \quad (4)$$

HPGR sistemlerinde makine sıkışması durumunda, merdaneler arasına besleme kısmından parçalanamayacak bir parça sıkıştığı an, anında makineyi belli bir açıda durdurabilmek için ne kadar ek tork gerekli olduğu hidrolik doğrudan tahrik çözümünde ve elektro-mekanik çözümde denklem 5 kullanılarak hesaplama yapılmıştır.

$$\Delta\omega = \frac{(2 \times \pi \times n)}{60} \rightarrow T = J \cdot \left(\frac{\Delta\omega}{\Delta t}\right) \quad (5)$$

SONUÇLAR VE TARTIŞMA

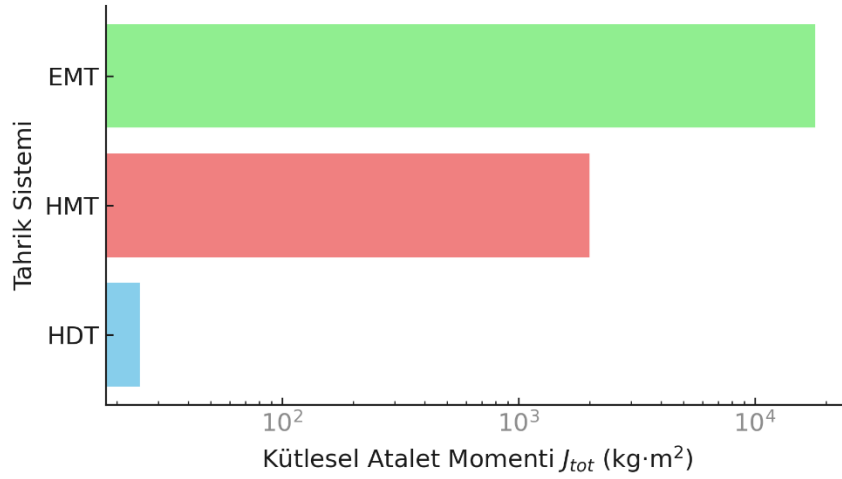
Hidrolik doğrudan tahrik sistemlerinin, kütleli atalet momenti açısından HPGR uygulamaları için daha uygun olduğu görülmektedir. Bu uygunluğun temel nedeni, söz konusu sistemlerde dişli kutusunun bulunmamasıdır. Zira dişli oranı, kütleli atalet momenti üzerinde önemli bir etkiye sahiptir. Özellikle yüksek hızlı bileşenlerde, sistemin toplam atalet momenti, dişli oranının karesi ile çarpılarak hesaplanmaktadır. Bu nedenle, hidrolik doğrudan tahrik sistemleri, düşük kütleli atalet momenti sayesinde HPGR sistemlerinin daha dinamik bir şekilde çalışmasına olanak tanımaktadır. Aynı zamanda, bu durum motorların yumuşak kalkış ve kontrollü duruş yapabildiğini, istenilen hız profiline uygun şekilde çalışma gerçekleştirilmesini mümkün kılmaktadır.

Tablo 1’de örnek bir uygulamaya ait atalet momenti karşılaştırmaları sunulmakta; Şekil 4’de ise hidrolik doğrudan tahrik sisteminin, diğer tahrik alternatiflerine kıyasla daha düşük kütleli atalet momentine sahip olduğu grafiksel olarak gösterilmektedir.

Tablo 1. Kütleli atalet momenti hesaplamalarında kullanılan değerler

Tahrik Sistemi	Kütleli Rotor Ataleti J (kg·m ²)	Dişli oranı
----------------	--	-------------

Hidrolik Doğrudan Tahrik (HDT)	18,3	1
Hydro-Mekanik Tahrik (HMT)	0,27	74,55:1
Elektro-Mekanik Tahrik (EMT)	2,9	74,55:1



Şekil 4. Tahrik sistemlerinin kütleli atalet momentine göre karşılaştırması

Kütleli atalet momentine bağlı olarak meydana gelen şok tork artışları, makine sıkışması, besleme dengesizlikleri ve ani duruşlar, sistemin nominal tork değerinin aşılmasına neden olabilmektedir. Bu durum, özellikle EMT sistemlerinde kullanılan dişli kutularında ciddi yapısal hasarlara yol açabilmektedir. Tablo 2’de diğer bir örnek uygulamada, bu tür durumların tahrik tiplerine göre etkileri ve hesaplamaları sunulmaktadır. HPGR sisteminde, merdaneler arasına sıkışan bir parçayı $\beta = 10^\circ$ dönme açısı ve $t = 0,167$ s duruş süresi esas alınarak hem HDT hem de EMT konfigürasyonları için hesaplamalar gerçekleştirilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre, HDT sistemi düşük kütleli atalet momentini sayesinde yalnızca 3,3 kNm ek tork gereksinimi göstermiştir. Buna karşın, EMT sistemi, nominal torkun yaklaşık 4 katına denk gelen 2000 kNm ek tork üretmek durumunda kalmıştır. Bu sonuç, HDT sistemlerinin dinamik yük koşullarında daha güvenli ve verimli bir performans sunduğunu açıkça ortaya koymaktadır.

Tablo 2. Sürüş tipleri için tork hesaplama parametreleri

Parametre	HDT	EMT
Kütleli Atalet Momenti (J)	262 kg·m ² [15]	32,1 kg·m ² (motor eksenini) [16]

Devir Sayısı (n)	20 rpm	1491 rpm (motor)
Durma Süresi (t)	0,167 s	0,167 s
Gerekli Ek Tork (T)	3,3 kNm	2000 kNm
Ek Tork/ Nominal Tork (500 kNm)	0,66 %	400 %

Elektromekanik tahrik sistemlerinde, elektrik motoru; şebekeden veya frekans konvertörlerinden kaynaklanabilecek harmonik bozulmalara karşı korunmalıdır. Aksi takdirde, sistemde güç kayıplarının artması kaçınılmaz hale gelmektedir. Bu nedenle, EMT sistemlerde harmonik etkilerin azaltılması amacıyla özel filtrelerin kullanılması gerekmektedir. Öte yandan, HDT sistemlerinde elektrik motorunda oluşabilecek harmonik kaynaklı kayıpların hidrolik motor üzerindeki etkisi ihmal edilebilir. Bu nedenle, söz konusu sistemlerde harmonik bozulmalara karşı ek filtre kullanımına ihtiyaç duyulmaktadır.

HDT sistemlerinde devir sayısının düşürülerek nominal tork değerinde artırma yapabilme imkanı da mümkündür. Bu sayede merdaneler arasında sıkışabilecek dengesiz yüklerde sistemi durmadan da beslemenin öğütülmesine HDT sistemleri imkan sağlamaktadır. Devir sayısı düşürülerek aynı zamanda sistemin daha yavaş çalışması sağlanarak öğütülen malzemenin döküldüğü alanın dolması durumunda, döküm alanı boşaltılana kadar daha yavaş hızda bir öğütme yapılarak tesisin devamlı çalışmasına da olanak sağlamaktadır.

SONUÇ

Maden cevherlerinin öğütülmesinde yaygın olarak kullanılan HPGR sistemlerinde endüstride, elektromekanik tahrik (EMT) yerine hidrolik doğrudan tahrik (HDT) kullanılması, çeşitli teknik avantajlar sağlamaktadır. HDT sistemleri; düşük kütleli atalet momenti, şok yüklerle karşı daha yüksek dayanım, zaman ve hız sınırlaması olmaksızın maksimum torkta çalışma kabiliyeti ile sınırsız başlama-durdurma ve tersine çalıştırılabilme olanakları açısından üstünlük göstermektedir. Yapılan hesaplamalar neticesinde, HMT sistemi kullanıldığında, HDT sistemine kıyasla yaklaşık 80 kat; EMT sistemi kullanıldığında ise yaklaşık 855 kat daha yüksek kütleli atalet momenti ortaya çıkmaktadır. Düşük kütleli atalet momentinin, HPGR sistemlerinin dinamik performansına sağladığı olumlu katkılar göz önüne alındığında, HDT sistemlerinin tercih edilmesi daha uygun bir seçenek olarak öne çıkmaktadır. Ayrıca, şok yük kaynaklı ani duruş senaryolarında HDT sistemlerinin ek tork ihtiyacı nominal torkun yalnızca %0,66'sı düzeyindeyken, bu oran EMT sistemlerinde %400'e kadar çıkmaktadır. Bu durum, HDT sistemlerinin ek tork gereksinimini EMT'ye göre yaklaşık %99,8 oranında azalttığını göstermektedir. Elde edilen bu bulgular doğrultusunda, HDT sistemlerinin kullanımı sayesinde daha düşük bakım maliyetleri, daha yüksek üretim verimliliği ve daha düşük enerji tüketimi gibi önemli avantajların sağlanabileceği sonucuna varılmaktadır.

SEMBOL ADLANDIRMALARI

M:Kapasite (ton/saat)

D:Merdane çapı (metre)

L:Merdane uzunluğu (metre)

V :Çevresel hız (metre/saniye)

F :Hidrolik baskı kuvveti (Newton)

D :Merdane çapı (mm)

L :Merdane uzunluğu (mm) (FSP için)

P_t :Toplam ana motor gücü çekişi [kW]

P_i : Rölanti gücü çekişi [kW]

M :Verim

t :Durma süresi

β :Dönme açısı

$n_{anlık}$:Anlık açısal hız ($^{\circ}/s$)

$n_{ortalama}$:Ortalama açısal hız (sabit ivme varsayımıyla)

η :Redüktörün mekanik verimi

KAYNAKÇA

- [1] H. Hacifazlıoğlu, "İnce ve Çok İnce Öğütme için Alternatif Değirmen Tiplerinin Tanıtılması".
- [2] C. Wang, "Comparison of HPGR - ball mill and HPGR - stirred mill circuits to the existing AG/SAG mill - ball mill circuits", University of British Columbia, 2013. doi: 10.14288/1.0073557.
- [3] A. B. Amin ve D. Joy, "Successful retrofit of a HPGR (High pressure grinding rolls) drive at a European cement company by replacing an existing electro-mechanical drive with a gearless direct Hydraulic drive", içinde *2018 IEEE-IAS/PCA Cement Industry Conference (IAS/PCA)*, Nashville, TN: IEEE, May. 2018, ss. 1-11. doi: 10.1109/CITCON.2018.8373112.
- [4] H. Hacifazlıoğlu, "İnce ve Çok İnce Öğütme için Alternatif Değirmen Tiplerinin Tanıtılması", 2019.
- [5] D. Saramak ve K. Leśniak, "Impact of HPGR operational pressing force and material moisture on energy consumption and crushing product fineness in high-pressure grinding processes", *Energy*, c. 302, s. 131908, Eyl. 2024, doi: 10.1016/j.energy.2024.131908.
- [6] N. A. Aydoğan, L. Ergün, ve H. Benzer, "High pressure grinding rolls (HPGR) applications in the cement industry", *Minerals Engineering*, c. 19, sy 2, ss. 130-139, Şub. 2006, doi: 10.1016/j.mineng.2005.08.011.
- [7] K. R. Ekanem, I. I. Ekanem, ve A. E. Ikpe, "A Comprehensive Study of the Principles and Trends in AC Circuits: Essential Component in Electromechanical Systems and Industries", 2024.
- [8] C. Wang, "Development of a Comprehensive HPGR Model Using Large Experimental Data Sets".
- [9] H. V. Michaelis, "How energy efficient is HPGR?".
- [10] P. P. Rosario, "Technical and economic assessment of a non-conventional HPGR circuit", *Minerals Engineering*, c. 103-104, ss. 102-111, Nis. 2017, doi: 10.1016/j.mineng.2016.10.019.
- [11] J. Tuo, F. Liu, P. Liu, H. Zhang, ve W. Cai, "Energy efficiency evaluation for machining systems through virtual part", *Energy*, c. 159, ss. 172-183, Eyl. 2018, doi: 10.1016/j.energy.2018.06.096.
- [12] B. P. Numbi ve X. Xia, "Systems optimization model for energy management of a parallel HPGR crushing process", *Applied Energy*, c. 149, ss. 133-147, Tem. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2015.03.129.

- [13] R. I. B. Klymowsky ve P. Ag, "High Pressure Grinding Rolls for Minerals".
- [14] "Häggglunds drive units", Bosch Rexroth USA. Erişim: 27 Haziran 2025. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.boschrexroth.com/en/us/products/industrial-solutions/hagglunds/hagglunds-drive-units/>
- [15] "Häggglunds motors", Bosch Rexroth Germany. Erişim: 27 Haziran 2025. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: <https://www.boschrexroth.com/en/de/products/industrial-solutions/hagglunds/hagglunds-motors/>
- [16] "Electric Motors | WEG - Products", WEG. Erişim: 27 Haziran 2025. [Çevrimiçi]. Erişim adresi: https://www.weg.net/catalog/weg/TR/en/Electric-Motors/c/EU_MT

ÖZGEÇMİŞ

Cüneyt ERKUŞ

1995 yılında Anadolu Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. 2000 yılında HiPAŞ Hidrolik ve Pnömatik A.Ş.'de Proje ve Satış Mühendisi olarak çalışma hayatına adım atmıştır. Halen aynı firmada Genel Müdür Yardımcısı olarak görevini sürdürmektedir.

Özgür ÖNDER

2023 yılında Recep Tayyip Erdoğan Üniversitesi Elektrik-Elektronik Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. Üniversite eğitimi süresince TÜBİTAK tarafından desteklenen projelerde yer almış ve TEKNOFEST yarışmasına katılarak finale kalmıştır. Şu anda HIPAS Hidrolik ve Pnömatik A.Ş. – Tasarım Merkezi'nde, otomasyon bölümünde Tasarım Mühendisi olarak görevini sürdürmektedir.

Tolga AKSU

2012 yılında Gazi Üniversitesi Endüstriyel Kalıpcılık bölümünden, 2017 yılında ise Beykent Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. HYDAC ve Entek Otomasyon firmalarında Servis ve Teknik Destek Mühendisi olarak görev yapmıştır. 2022 yılından itibaren HiPAŞ Hidrolik ve Pnömatik A.Ş. – Tasarım Merkezi'nde Tasarım Mühendisi olarak görevini sürdürmektedir.

Fikret DALKIRAN

1969 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği bölümünden mezun olmuştur. Türkiye'de hidrolik ve pnömatik alanlarında faaliyet gösteren ilk mühendislerden biridir. İki dönem boyunca İstanbul Sanayi Odası üyesi olarak görev yapmış, ayrıca AKDER Akışkan Gücü Derneği'nin 9. Dönem Yönetim Kurulu Başkanlığı'nı üstlenmiştir. 1992 yılında HIPAS Hidrolik ve Pnömatik A.Ş.'yi kurmuştur. 2017 yılında T.C. Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı onayı ile Türkiye'nin 52. Tasarım Merkezi'ni kurmuştur.