



# EKSKAVATÖRLERİN HİDROLİK TASARIMLARINA ESAS OLACAK TEMEL PARAMETRELERİN BELİRLENMESİ VE TEKNİK VE EKONOMİK YÖNDEN OPTİMUM HİDROLİK ELEMANLARIN SEÇİMİ

Hacı SARI  
Yücel ERCAN

## ÖZET

Ekskavatör değişik seviyelerdeki zemini sınırlı miktarda kazmak, gevşek malzemeyi ya da kazılmış toprağı bir yere yığmak ya da yüklemek için kullanılan iş makinası olarak tanımlanabilir. Ekskavatör, yürüyüş şasesi ve kuleden oluşur. Ekskavatör, kazma, koparma ve taşıma işlemlerini hidrolik silindirleri ve motorları vasıtası ile yapar. Yürüyüş ve kule dönüş işlemlerini hidrolik motorla; bom, kol ve kepçe hareketleri ise hidrolik silindirle sağlanır. Ekskavatörlerde kullanılan hidrolik elemanların optimum seçimi ve kullanımı kullanıcı ve sektör için maliyet açısından çok önemlidir. Ekskavatörlerin hidrolik sistem tasarımına esas olacak temel parametreleri belirlemek, teknik ve ekonomik yönden optimum sistem seçimini yapmak bu çalışmanın temel amacıdır. Temel parametre olarak kepçe silindirinin sağladığı maksimum kazma kuvveti, kol silindirinin sağladığı maksimum koparma kuvveti, kaldırma kapasitesi, düz yolda ilerleme hızı, ekskavatörün çıkabileceği maksimum eğim, kule dönüş hızı, çalışılabilecek maksimum eğim açısı sayılabilir. Bu çalışmada girdi olarak verilen bu parametreleri karşılayabilen hidrolik sistemlerin teknik ve ekonomik yönden seçimine olanak veren bir yöntem geliştirilmiştir. Belirlenen bu yöntemle göre sistem seçimi yapıldıktan sonra hidrolik hesaplar yeniden tekrarlanmış ve tasarım parametrelerinin nasıl değiştiği gözlemlenmiştir. Örnek bir ekskavatör için yapılan hesaplar sonucunda, maksimum pompa debisinin kepçe silindiri hızı tarafından; maksimum gücün ise bomun kaldırma hareketi tarafından belirlendiği görülmüştür. Ayrıca valf bloğunun sistemdeki ısı kayıplarına etkisini görebilmek için seçilen valf bloğundan bir boy daha büyük valf bloğu kullanıldığında da ısı kayıpları hesaplanmış ve diğer valf bloğuyla karşılaştırılmıştır.

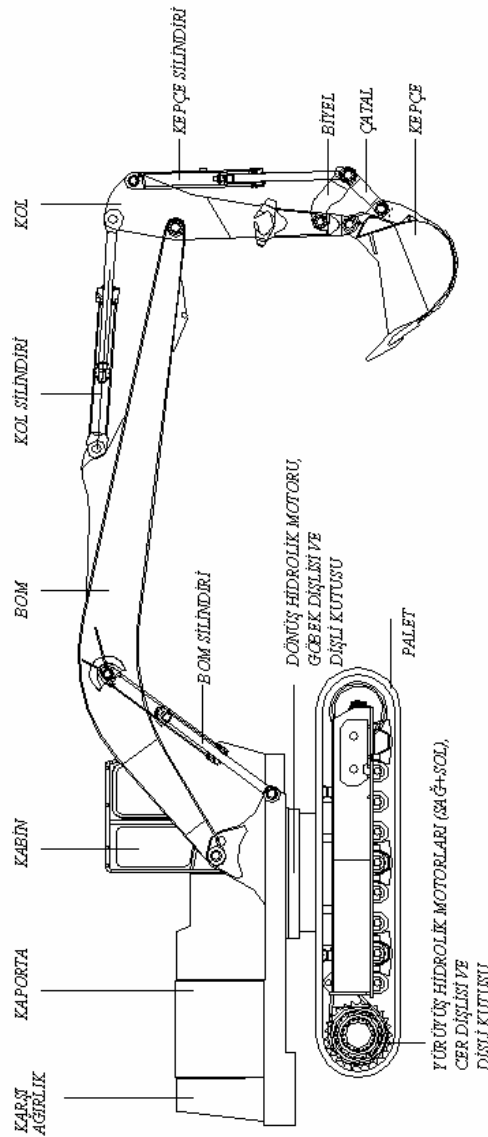
## ABSTRACT

Proper selection of hydraulic components in excavators is very important to reduce cost for users and the sector. The main purpose of this study is to determine the basic parameters for the hydraulic system design of excavators and to select technically and economically optimum hydraulic system components. The primary design parameters were considered to be the maximum values of the digging force of the bucket cylinder, the breakout force of the arm cylinder, lifting capacity, maximum velocity on noninclined road, maximum climbing angle, swinging speed and working slope. In this study a methodology is developed for selecting technically and economically optimum hydraulic components which meet a specified set of design parameters

## 1. GİRİŞ

Ekskavatörler amaca göre, lastik tekerlekli veya paletli, yapacağı işin cinsine göre özel ataşmanlı olabilir. Özel ataşmanlar ve ekipmanlar kullanarak kırma, çakma, kaldırma, itme, çekme gibi amaçlar için de kullanılabilen ekskavatörün en önemli özelliği, dönerek çalışabilme kabiliyeti sayesinde bu işleri yer değiştirmeden yapabilmesidir. Hareket kabiliyetinin çok yüksek olması, kazı ve yüklemeyi aynı anda yapabilmesi nedeniyle, ekskavatör en yaygın kullanılan iş makinasıdır. Ekskavatör, genel olarak yapı temellerinde, hendek kazılarında, hareket sahası kısıtlı olduğundan kazma ve yükleme işlemlerinin bir arada yapılması gereken kazılarda, drenaj ve sulama kanalları kazılarında, kırma işlerinde ve tünellerde kullanılır. Ekskavatörlerin büyüklüğü yapılacak kazının amacına göre değişir.

Şekil 1'de paletli bir ekskavatörün temel elemanları gösterilmektedir [1]. Ekskavatör, yürüyüş şasesi ve kuleden oluşur. Kule üzerinde karşı ağırlık, kaporta, motor, kabin, bom, kol, kepçe ve silindirler bulunur. Kule, yürüyüş şasesi üzerinde 360° dönme kabiliyetine sahiptir. Ekskavatör, kazma, koparma ve taşıma işlemlerini hidrolik silindirleri ve motorları vasıtasıyla yapar. Yürüyüş ve kule dönüş işlemleri hidrolik motorlarla; bom, kol, ve kepçe hareketleri ise hidrolik silindirlerle sağlanır. Motor tarafından üretilen güç bir aktarma organı vasıtasıyla hidrolik pompaya iletilir. Hidrolik pompa tanktan aldığı hidrolik yağı kumanda valfleri vasıtasıyla komutlara göre hidrolik silindirlere ve hidrolik motorlara gönderir.



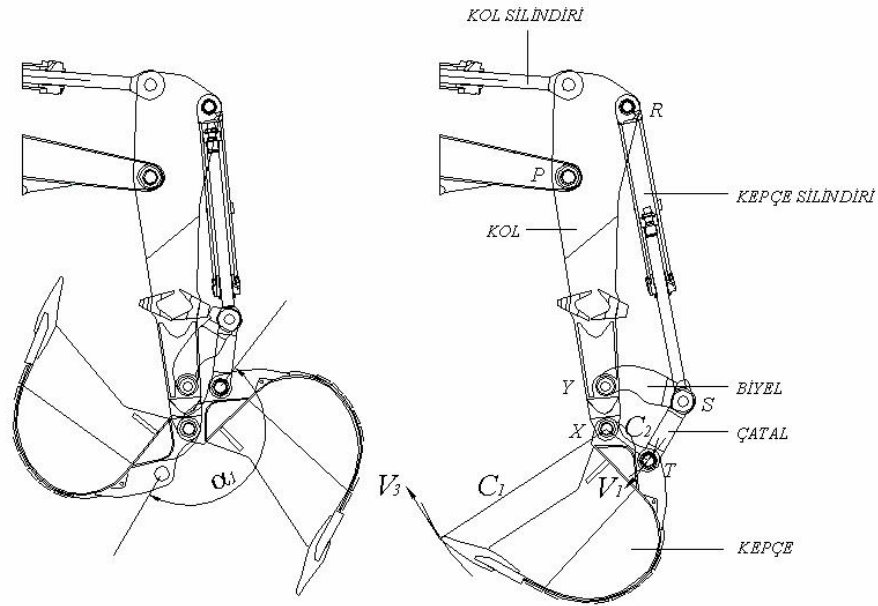
Şekil 1. Ekskavatörün temel elemanları

## 2. KİNEMATİK ANALİZ

Bu bölümün amacı değişik çalışma modları sırasında ekskavatör hidrolik silindirlerinin ve hidrolik motorlarının konum ve hızlarıyla, kepçe, kol, bom vb. ekskavatör uzuvlarının konum ve hızları arasındaki ilişkileri mekanizma denklemlerini çözerek tespit etmektir [2]. Bu analiz sonucunda, maksimum kazma ve koparma kuvvetlerinin elde edileceği uzuv konumları (maksimum moment konumları) ve kepçe ucunda belli bir hızı sağlamak için kepçe ve kol silindirleri tarafından uygulanması gereken hızlar elde edilmektedir.

### 2.1 Kepçenin Kepçe Silindiri Yardımıyla Hareket Ettirilmesi – Kazma Hareketi

Kepçe silindiri ile kazma yapıldığında kolun pozisyonu sabittir. Kepçe silindirinin açılması ve kapanmasıyla kepçe, kepçe-kol bağlantı mafsalı etrafında Şekil 2'de görüldüğü gibi bir dönme hareketi yapar.

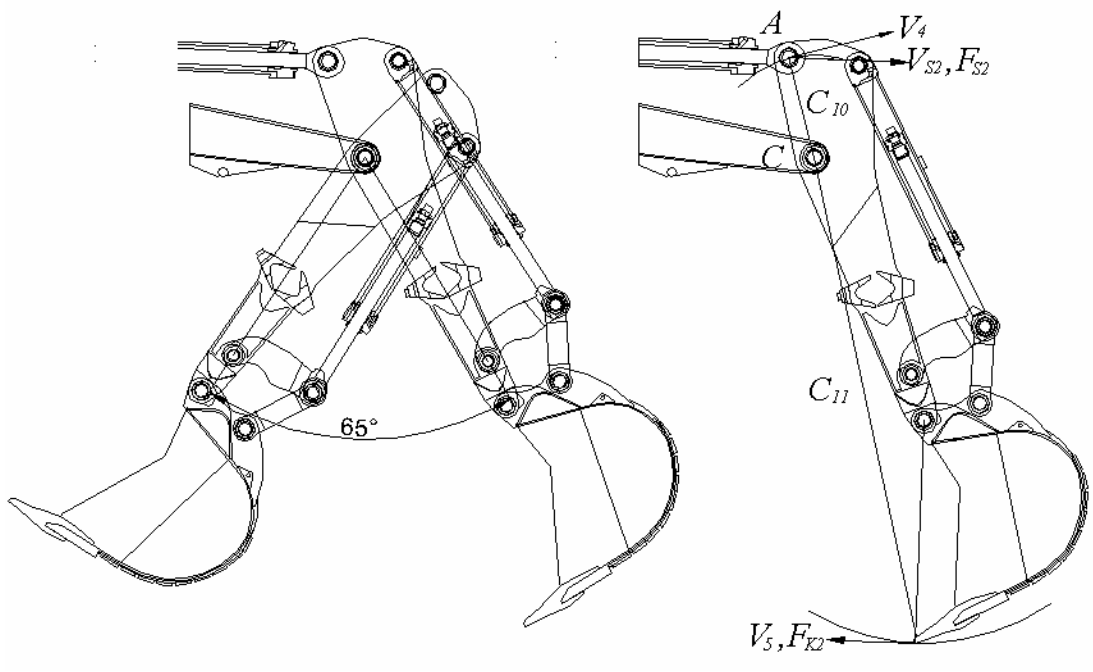


Şekil 2. Kepçenin kepçe silindiri ile hareketi.

Kepçe mekanizması gerekli mekanizma denklemleri çözüldükten sonra kepçe ucu hızı  $V_3$ 'ün, kepçe silindiri hızı  $V_{S1}$  ile nasıl değiştiği gözlemlenmiştir ve  $V_3 / V_{S1}$  oranının maksimum olduğu hareket pozisyonu tespit edilerek değeri bulunmuştur .

### 2.2 Kepçenin Kol Silindiri Yardımıyla Hareket Ettirilmesi – Koparma Hareketi

Kol silindiri ile koparma işlemi yapılırken bom ve kepçe silindiri pozisyonları sabittir. Bu sırada kepçe kola göre maksimum moment konumundadır. Yani Şekil 3'deki  $C_{11}$  uzaklığı sabittir. Kol silindiri Şekil 3'de görüldüğü gibi  $A-B$  noktaları arasında çalışır. Kepçe, kol silindirinin  $C$  noktasına uyguladığı moment sayesinde koparma işlemini yapar.



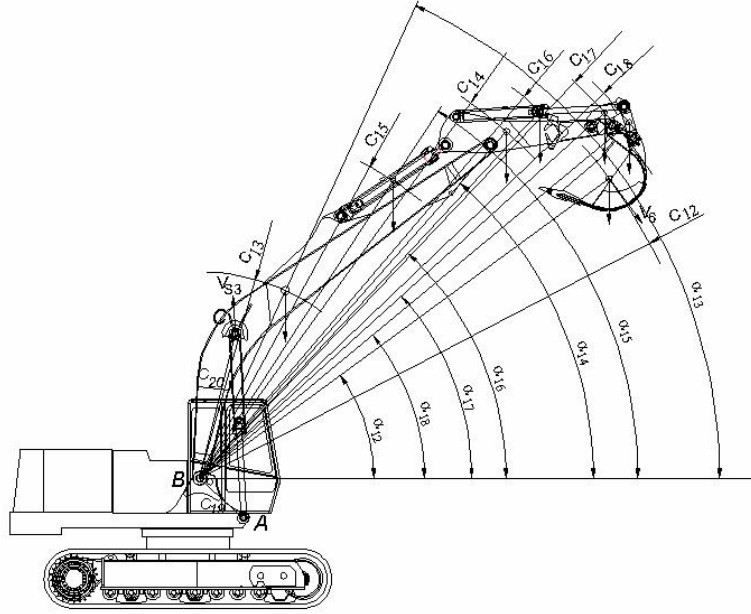
Şekil 3. Kepçenin kol silindiri ile hareketi.

Kol silindiri çalışma mekanizması için gerekli mekanizma denklemleri çözüldükten sonra kepçe ucu hızı  $V_5$ 'ün, kepçe silindiri hızı  $V_{S2}$  ile nasıl değiştiği gözlemlenmiştir ve  $V_3 / V_{S2}$  oranının maksimum olduğu hareket pozisyonu tespit edilerek değeri bulunmuştur.

### 2.3 Bom Silindiri Yardımıyla Yükün Taşınması

Ekskavatörün çalıştırılması sırasında kepçe ve kol silindirleri tarafından kazılan malzeme kepçeye doldurularak taşınır. Taşıma sırasında kepçe ile kol arasındaki açı minimum değerde, yani kepçe kola doğru mümkün olduğunca döndürülmüş durumdadır. Kol silindiri de işin özelliğine göre uygun bir konumda ancak hareketsizdir. Taşıma işlemi bom silindiri ile yükü kaldırarak ve kuleyi döndürerek sağlanır. Bu sırada yükün ağırlığı yanında kepçe, kol ve bomun ağırlıkları da çok önemli olduğundan, bu ağırlıklar bom silindiri hesaplarında mutlaka dikkate alınmalıdır. Kol tamamen açıkken kol ve kepçenin ağırlık merkezleri bom-kule mafsaldan en uzakta olacağından ve ağırlıkların neden olacağı momentleri yenmek için bom silindiri tarafından uygulanması gereken kuvvetleri arttıracığından, burada verilen analizde kolun açık durumda olduğu kabul edilmiştir (Şekil 4). Bu durumda yük ve kepçenin ortak ağırlık merkezi, kolun ağırlık merkezi ve bomun ağırlık merkezi bom-kule mafsala sabit uzaklıktadır. Bom silindirinin hareket etmesi kepçe-kol-bom grubunun yataydan yaptığı açığı ve bu ağırlık merkezlerinin bom-kule mafsala olan yatay uzaklıklarını değiştirir. Bu yüzden kinematik analizde sadece bom silindiri ve uzuvların konum ve hızları değil, bu ağırlık merkezlerinin konumları da hesaplanmıştır.

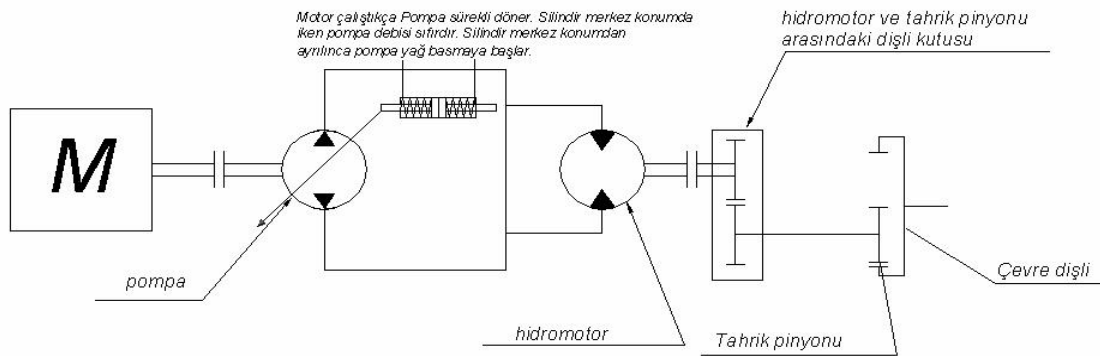
Bom silindiri çalışma mekanizması için gerekli mekanizma denklemleri çözüldükten sonra yük hızı  $V_6$ 'ün, kepçe silindiri hızı  $V_{S3}$  ile nasıl değiştiği gözlemlenmiştir;  $V_6 / V_{S3}$  oranının maksimum olduğu hareket pozisyonu tespit edilerek değeri bulunmuştur.



Şekil 4. Bom silindirin tam açık pozisyonu.

#### 2.4. Kule Dönüş Sistemi

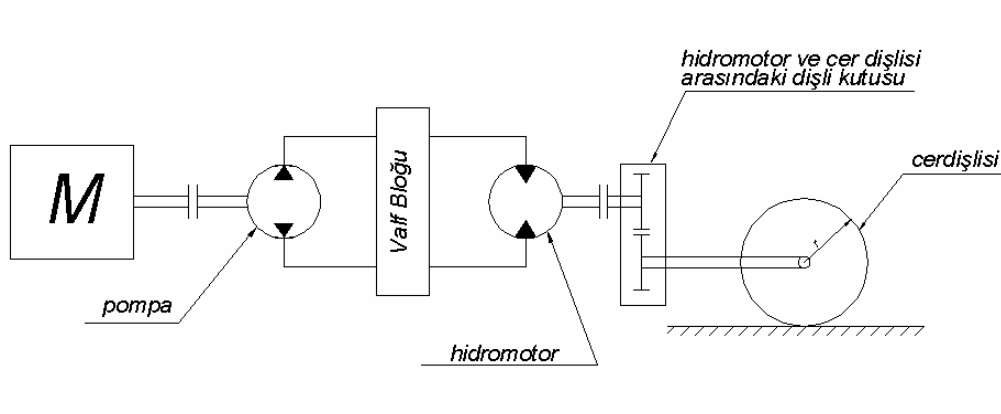
Ekskavatörde kulenin dönüşünü sağlayan sistemin yapısı Şekil 5'de şematik olarak verilmiştir. Hidrolik motor bir dişli kutusu aracılığıyla tahrik pinyon dişlisini, pinyon dişliside kuleye bağlı olan göbek dişlisini çevirir. Bu sistemin kinematik analizi yapılarak kulenin istenen dönme hızlarına karşılık olan hidrolik motor mil hızları belirlenmiştir.



Şekil 5. Kule dönüş aktarma grubu.

## 2.5. Yürüme Mekanizması

Ekskavatörün yürümesi sağ ve sol paletleri tahrik eden iki hidrolik motorla sağlanır (Şekil 6). Hidrolik motorlar birer dişli kutusu vasıtasıyla cer dişlilerini, cer dişlileri de paletleri hareket ettirir. Cer dişlisinin teğetsel hızı yaklaşık olarak ekskavatörün yürüme hızına eşittir. Bu sistemin kinematik analizi yapılarak cer dişlisinin istenen dönme hızlarına karşılık olan yürüyüş hidrolik motoru mil hızları belirlenmiştir.



Şekil 6. Yürüyüş aktarma grubu.

## 3. KUVVET ANALİZİ

Ekskavatörün ve uzuvlarının hareketi, kepçe silindiri, kol silindiri, bom silindiri, kule hidrolik motoru ve yürüyüş hidrolik motorları tarafından sağlanmaktadır. Ekskavatörün çalışması sırasında bu silindir ve motorlar tarafından uygulanacak kuvvet ve momentlerin maksimum değerlerinin belirlenebilmesi ve bunlara dayanarak hidrolik sistemin tasarlanması için bir kuvvet analizi yapılması zorunludur. Bu çalışmada kütlelerin ivmelendirilmesi için gereken kuvvetler ihmal edilmiş ve dolayısıyla statik bir kuvvet analizi yapılmıştır. Yapılan analizler aşağıda verilmiştir.

### 3.1 Kepçe Silindiri Kuvvet Analizi

Kepçe silindiri ile kazma yapılırken diğer silindirler ve hidrolik motorlar hareketsiz ve kilitli durumdadır. Kepçe kepçe ucunun toprağa uyguladığı kazma kuvvetinin maksimum değeri, ekskavatör tasarımı için verilen girdilerden biridir. Bu kuvvet, kazma kuvvetini maksimum yapan ve daha önce kinematik analizlerle belirlenen maksimum moment konumunda elde edilir. Kepçe bu konumdayken, değeri bilinen maksimum bir kazma kuvvetine karşılık gelen silindir kuvveti kuvvet ve moment denge denklemlerini çözerek bulunmuştur. Daha sonra bu silindir kuvveti uygulandığı zaman kepçenin diğer konumlarında elde edilecek kazma kuvvetlerinin değerleri yine kuvvet ve moment denge denklemlerini kullanarak hesaplanmıştır.



### 3.2 Kol Silindiri Kuvvet Analizi

Kol silindirinin görevi, kazma sırasında kepçe ucunda istenen koparma kuvvetini, uygulama noktası belli bir hızla hareket ederken sağlamaktır. Bu hareket sırasında kol silindirinin uygulaması gereken kuvvetler ve hızlar, ekskavatörün hidrolik sistem yapısını ve hidrolik elemanlarının seçimini doğrudan etkiler. Diğer yandan kol, herhangi bir hidrolik güç sağlanmadan, ağırlık kuvvetlerinin etkisi altında serbest olarak aşağı inerken sınırlı hızlara sahip olmalıdır. Sebest iniş sırasındaki hızlar, kol silindirine giren ve çıkan debileri akışkan dirençlerinden geçirerek sınırlandırılır. Bu nedenlerden dolayı, kol mekanizmasının kuvvet analizi her iki çalışma hali için ayrı ayrı yapılmıştır.

Koparma kuvvetinin maksimum değeri ekskavatör tasarımı için temel verilerden biridir. Kol herhangi bir açısal konumdayken, istenen bir koparma kuvvetini sağlamak için silindir tarafından uygulanması gereken kuvvet, kuvvet ve moment denge denklemleri yazılarak bulunmuştur. Maksimum koparma kuvvetine karşılık gelen kol silindiri kuvveti bulunduktan sonra, bu kuvvet kullanıldığında kolun diğer konumlarında elde edilecek koparma kuvvetleri hesaplanmıştır.

### 3.3 Bom Silindiri Kuvvet Analizi

Bom silindirinin kuvvet analizinde, kepçenin kola doğru tamamen kapalı; kolun ise tamamen açık olduğu durum en kötü kepçe ve kol konumları olarak alınmıştır. Bu durumda kepçe-kol-bom grubundaki elemanların ağırlık merkezlerinin bom-şase mafsalına olan uzaklıkları da sabittir.

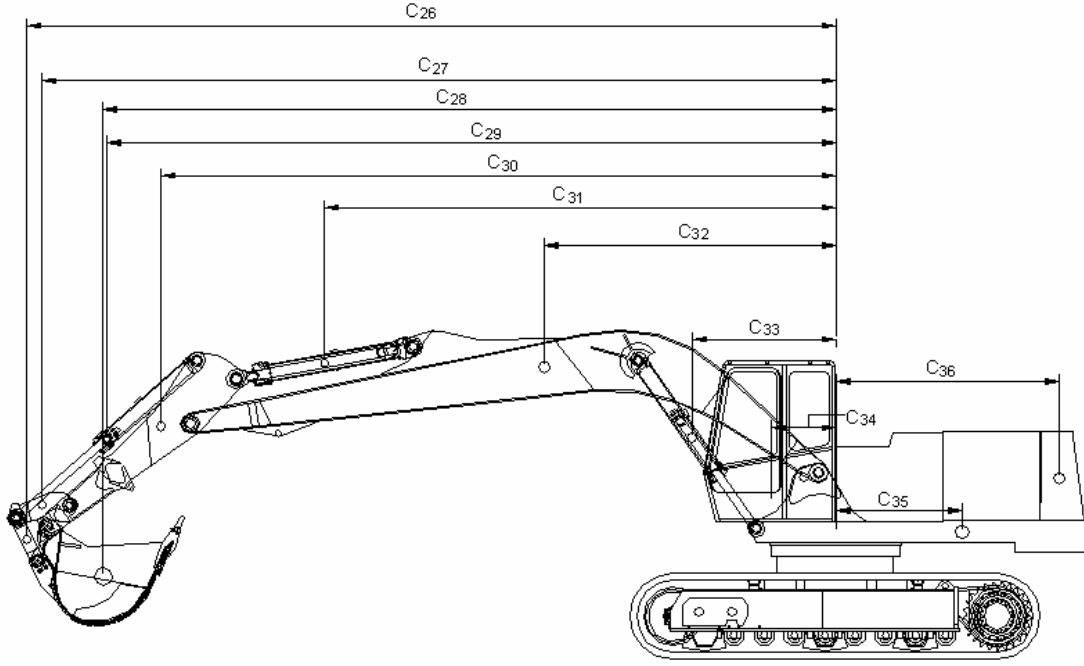
Bomun değişik konumlarında ağırlıklar tarafından bom-şase mafsalına uygulanan toplam momentler ve bu momentleri yenmek için bom silindiri tarafından uygulanması gereken kuvvetler bulunmuştur. Hesaplamalara bomun yataydan maksimum açı yaptığı durumdan (bom silindiri en uzun durumda) başlanmış ve bu açı 1'er derece aralıklarla artırılarak toplam momentin değeri bulunmuştur. Örnek hesaplama sonuçları yüklü ve yüksüz kepçe durumları için incelenmiştir. Bu inceleme sonucunda maksimum bom silindiri kuvvetinin elde edildiği nokta tespit edilmiştir.

### 3.4. Kule Dönüş Sistemi

Ekskavatörler düz ya da eğimli zeminde çalışabilirler. Her ekskavatörün çalışabileceği maksimum bir eğim vardır. Kuleyi döndürmek için gereken momentin maksimum değeri, ekskavatör  $\alpha_{E1}$  gibi bir maksimum değere sahip bir düzlemde çalışırken; kepçe-kol-bom grubu eğimin maksimum gradyan yönüne dikken; bomun yatayla yaptığı açı, ağırlıkların kule dönüş eksenine göre toplam momentini maksimum yaparken oluşur (Şekil 7). Eğimli zeminde kuleyi çevirebilmek için hidrolik motor tarafından uygulanması gereken moment, düz zeminde kuleyi çevirebilmek için gerekli olan moment ile eğimli zeminde ekskavatör ağırlıklarının kule dönüş merkezine uyguladıkları momentin toplamıdır.

Düz zeminde kuleyi çevirebilmek için hidrolik motorun uygulaması gereken momentin büyüklüğünü etkileyen birçok parametre ve belirsizlik olduğundan hesaplaması zordur. Bu yüzden bu momentin değeri genelde deneysel verilere dayanarak bulunur.

Kulenin düz zeminde istenen dönüş hızı eğimli zeminde istenen dönüş hızı, dairesel dişliyi döndüren pinyon dişlisinin diş sayısı, göbek dişlisinin diş sayısı, hidrolik motorla pinyon arasındaki dişli kutusunun redüksiyon oranını kullanarak, düz zeminde ve eğimli zeminde ekskavatörün hidrolik motoru tarafından sağlanması gereken moment ve güç hesaplanmıştır.



Şekil 7. Kule dönüş moment analizi için kepçe-kol-bom grubu durumu.

### 3.5. Yürüme Mekanizması

Ekskavatörün çıkması istenen maksimum eğim kullanılarak ekskavatörün ihtiyaç duyduğu maksimum tırmanma kuvveti ve yürüme mekanizması tarafından sağlanması gereken maksimum moment belirlenmiştir. Her bir cer dişlisi tarafından uygulanması gereken moment ise cer dişlisinin yarıçapı cinsinden hesaplanmıştır. Daha sonra ekskavatör düz zeminde ve eğimli zeminde hareket ederken hidrolik motor tarafından sağlanması gereken momentler ve güçler hesaplanmıştır.

## 4. HİDROLİK SİSTEM TASARIMI

Ekskavatörlerde aşağıdaki beş temel işlem hidrolik güç kullanarak tek tek, ya da değişik kombinasyonlar halinde yapılır.

- Kepçe silindiri yardımıyla yükün kazılması.
- Kol silindiri yardımıyla yükün koparılması.
- Bom silindiri yardımıyla yükün kaldırılması ve indirilmesi.
- Kulenin döndürülmesi.
- Ekskavatörün yürütülmesi.

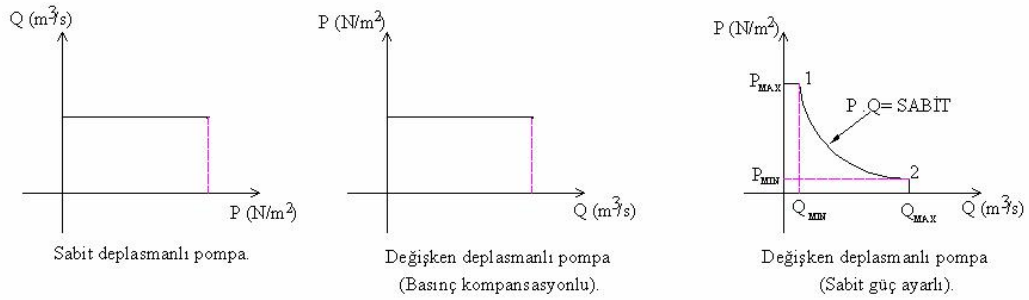
Bu amaçla bir dizel motor tarafından tahrik edilen, bir ve ya daha fazla sayıda pompayla akışkan enerjisi üretilir. Pompalardan gelen basınçlı hidrolik yağ, yön kontrol valfleri ile istenilen silindir ya da motora gönderilerek hareketler sağlanır.



#### 4.1 Ekskavatörde Kullanılan Hidrolik Pompalar

Hidrolik pompalar sabit deplasmanlı ve değişken deplasmanlı olmak üzere iki ana gruba ayrılır. Sabit deplasmanlı pompalar giriş mili hızları değiştirilmediği takdirde, önlerindeki basınç değişse bile sabit bir debi sağlarlar.

Kazı makinalarında güç kompensasyonlu pompalar kullanılır. Bu pompaların karakteristiği Şekil 8'de verildiği gibi olup, pompa  $Q_{MIN}$  ve  $Q_{MAX}$  arasındaki debilerde basıncını uygun biçimde ayarlayarak sabit güç sağlar [3]. Pompa bu bölgede çalışırken dizel motor sabit devir ve sabit momentle çalışır. Pompa debisi  $Q_{MIN}$ 'in altına düşerse çıkış basıncı sabit bir  $P_{MAX}$  değerini alır. Pompa basıncı bir  $P_{MIN}$  değerinin altına düşerse pompa debisi sabit bir  $Q_{MAX}$  kadardır. Pompanın sağladığı akışkan gücü sadece pompa karakteristiğinin uç kısımlarındaki yatay ve düşey bölgelerde düşer. Arada kalan hiperbolik bölgede pompa sabit güç sağladığından ve dizel motorun denetlenmesine gerek olmadığından, kazı makinalarında tercihen bu tür pompalar kullanılır.



Şekil 8. Sabit ve değişken deplasmanlı pompa çalışma eğrileri.

#### 4.2 Valf Bloğu Yapısının Belirlenmesi

Ekskavatörler temel hareketlerini, kontrol valflerini yönlendirerek yapar. Valf hücresi olarak adlandırılan kontrol valfi birimleri bir araya getirilerek valf blokları oluşturulur. Bir valf bloğunun kaç hücreden oluşacağı, valf hücreleri üzerinden by-pass hatları geçip geçmeyeceği ve hücrelerin birbirine göre bağlantı biçimleri; hangi hareketlerin birlikte yapılacağı ya da yapılmaması gerektiği dikkate alınarak belirlenir. Böylece ekskavatör operatörünün yaptıracağı hareketler ve hareket kombinasyonları kurulan hidrolik devre tarafından sınırlanmış olur. Ekskavatör çalışırken kullanılan hareket kombinasyonlarına çalışma modları denir. Tipik bir ekskavatörün çalışma modları aşağıdaki gibidir:

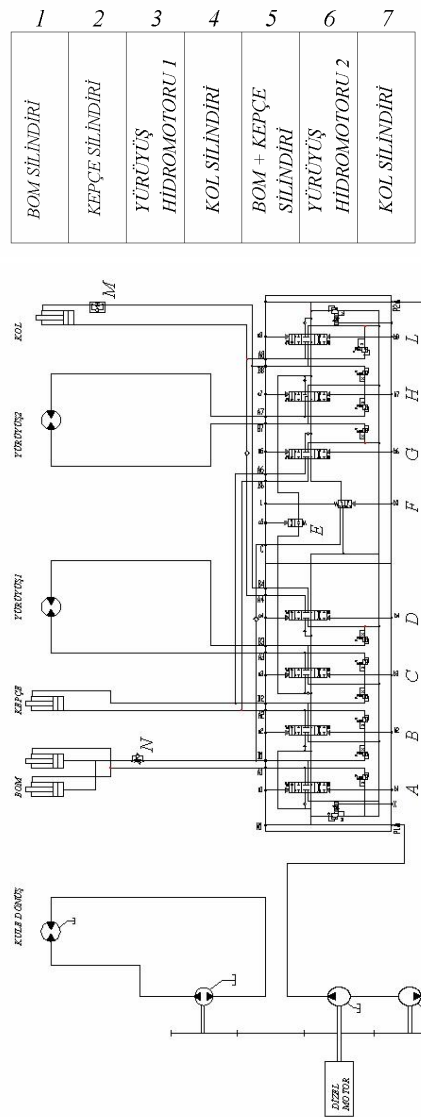
- Kepçe silindirinin tek başına hareket ettirilmesi.
- Kol silindirinin tek başına hareket ettirilmesi.
- Bom silindirinin tek başına hareket ettirilmesi.
- Bom ve kol silindirlerinin aynı anda, ancak bağımsız olarak hareket ettirilmeleri.
- Bom silindiri ve kule dönüş hidrolik motorunun aynı anda, ancak bağımsız olarak hareket ettirilmeleri.
- Kepçe ve kol silindirlerinin aynı anda, ancak bağımsız olarak hareket ettirilmeleri.
- Sol yürüyüş hidrolik motorunun tek başına hareket ettirilmesi.
- Sağ yürüyüş hidrolik motorunun tek başına hareket ettirilmesi.
- Sağ ve sol yürüyüş hidrolik motorlarının aynı anda hareket ettirilmeleri.
- Kule dönüş hidrolik motorunun tek başına hareket ettirilmesi.



Ekskavatörde çiftli pompa grubu kullanılmasının en önemli sebebi, istenildiğinde farklı pompalardan farklı iki harekete ayrı ayrı güç sağlanabilmesidir. Örneğin bom ve kol silindirlerinin aynı anda farklı pompalardan çalıştırılması gerekebilir. Bu çalışmada, çiftli pompa grubu kullanılmış, hangi pompanın hangi hareketler için güç sağlayacağı konusunda aşağıdaki kabuller yapılmıştır.

- İki silindirden oluşan bom silindirinin kaldırma hareketi sırasında tek, ya da istenirse iki pompadan güç alınabilmelidir.
- Bom aşağı inerken ağırlıkların da katkısı olacağından bir pompa kullanılması yeterlidir.
- Kol silindiri hem ileri, hem de geri hareketi sırasında tek, ya da istenirse her iki pompadan birden güç alabilmelidir.
- Kepçe silindiri hem ileri, hem de geri hareketleri sırasında tek, ya da istenirse her iki pompadan birden güç alabilmelidir.
- Sağ ve sol hidrolik motorlar ayrı ayrı birer pompadan güç almalıdır.
- Kepçe ve kol silindirleri aynı anda hareket ettirildiğinde her biri ayrı pompalardan güç almalıdır.
- Bom ve kol silindirleri aynı anda hareket ettirildiğinde her biri ayrı pompalardan güç almalıdır.

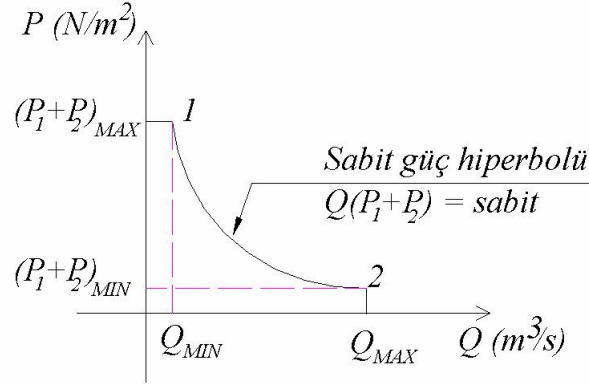
Yukarıda verilen çalışma modları ve kısıtlamalar dikkate alınarak oluşturulan valf bloğu hücre yapısı Şekil 9'da, hidrolik devre yapısı ise Şekil 10'da görülmektedir [4].



Şekil 10. Ekskavatör hidrolik devresi.

### 4.3. Hidrolik Tasarım Yöntemi

Güç kompensasyonlu çiftli pompa gruplarında (Şekil 11) herhangi bir anda pompaların debileri birbiriyle aynıdır. Pompalar tarafından sağlanan basınçların toplamı ile ortak pompa debisinin çarpımı da pompa grubunun sağladığı güce eşittir [5].



Şekil 11. Çiftli pompa grubu çalışma karakteristiği.

Sistemde kullanılacak pompa seçilirken aşağıdaki tasarım kriterlerinin her birinin ayrı ayrı karşılandığı kabul edilmiştir.

- Kepçe ile kazma yapılırken ve kepçe maksimum moment konumundayken, istenen bir maksimum kazma kuvveti uygulanabilmeli ve bu sırada kepçenin uç noktası istenen bir minimum hıza sahip olmalıdır.
- Kol ile koparma yapılırken ve kol maksimum moment konumundayken istenen bir maksimum koparma kuvveti uygulanabilmeli ve bu sırada kepçenin uç noktası istenen bir minimum hıza sahip olmalıdır.
- Kepçe yüklüken ve bom maksimum moment konumundayken, bom istenen bir minimum hızla kaldırılabilir.
- Ekskavatör belli bir maksimum eğimde, istenen bir minimum hızla yürüyebilmelidir.

Yukarıda tanımlanan bu durumlara karşılık gelen maksimum piston kuvvetleri, maksimum hidrolik motor momentleri, piston hızları ve hidrolik motor hızları, ayrıntıları daha önce verilen kinematik analizler ve kuvvet analizleri kullanılarak belirlenmiştir. Hidrolik sistem hesapları bilinen temel hidrolik denklemleri kullanarak gerçekleştirilmiş, kinematik analizler ve kuvvet analizlerinden elde edilen değerler tasarım girdileri olarak kullanılmıştır [6-9].

Yukarıda belirtilen çalışma durumları maksimum kuvvetlerin ve maksimum momentlerin kullanımını gerektirdiğinden Şekil 11'deki pompa karakteristiği üzerinde maksimum basıncı veren 1 noktasında çalışılacağı kabul edilmiştir. Bu noktadaki  $Q_{MIN}$  debisi ise yine tasarım verisi olarak verilen silindir ve motor hızları tarafından belirlenmiştir. Tasarım kriterlerini sağlayacak pompa grubunun gücü ise  $Q_{MIN}(P_1 + P_2)_{MAX}$  ifadesinden bulunmuştur.

Daha düşük piston kuvveti ya da momentle çalışılması durumunda, çalışma noktası kuvvet veya momentin değerine göre pompa karakteristiğinin hiperbolik bölümü üzerinde 2 noktasına doğru kayar. Bu noktada elde edilen debi, düşük kuvvet ve momentle çalışırken elde edilecek hızı verir.



Hidrolik sistem tasarımlanırken aşağıdaki yöntem kullanılmıştır:

- Yukarıda tanımlanan dört durumun her biri için gerekli olan pompa güçleri ve hidrolik sistem parametreleri seçilmiştir.
- Gerekli en büyük gücü sağlayacak biçimde pompa seçimi yapılmıştır.
- Bu pompa kullanılarak, daha az güç isteyen diğer üç durum için hesaplar tekrar edilmiştir.

## 5. ÖRNEK BİR EKSKAVATÖR İÇİN HESAPLAMALAR

Hesaplarda kullanılan, yapısı ve boyutları bilinen örnek ekskavatörde; ekskavatör kütlesi 65000 kg; maksimum koparma kuvveti 220000 N; maksimum kazma kuvveti 200000 N; bom silindiri tarafından kaldırılan maksimum yük 5000 kg; maksimum ekskavatör yürüme hızı 45° eğimde 0,8 km/s ve düz zeminde 3 km/s; kule dönüş hızı düz zeminde 7 d/d ve 11° eğimde 3 d/d olarak kabul edilmiştir [10].

Bütün hesaplar bu amaçla geliştirilen bir dizi EXCEL programıyla yapılmıştır. Kinematik ve kuvvet analizlerinin sonuçlarından önemli olanlar Çizelge 1’de özetlenmiştir.

Çizelge 1. Örnek ekskavatör için kinematik ve kuvvet analizlerinin sonuçları.

Kepçenin kepçe silindiriyle kazma hareketi	Maksimum kazma kuvveti açısı, $\alpha_2$	107,4°
	Maksimum kazma kuvveti/silindir kuvveti oranı	3,70
	Maksimum kepçe silindir kuvveti (N)	659 000
	70 cm/s uç hızı için kepçe silindirinin sağladığı maksimum güç (kW)	140
Kepçenin kol silindiriyle koparma hareketi	Maksimum koparma kuvveti açısı, $\alpha_{11}$	89,7°
	Maksimum koparma kuvveti/silindir kuvveti oranı	3,70
	Maksimum kol silindir kuvveti (N)	1 045 590
	70 cm/s uç hızı için kol silindirinin sağladığı maksimum güç (kW)	154
Bom hareketi	Maksimum bom silindiri kuvvetinin olduğu açı, $\alpha_{20}$	97,8°
	Maksimum bom silindir kuvveti (N)	533 458
	0,15 rad/s bom dönme hızı için bom silindirinin sağladığı maksimum güç (kW)	185,6 ( $\alpha_{20} = 73,8^\circ$ )
Kulenin dönüş hareketi	Düz zeminde maksimum kule hidrolik motoru hızı (d/d)	1830,7
	11° eğimli zeminde maksimum kule hidrolik motor hızı (d/d)	784,6
	11° eğimli zeminde bom-kol-kepçe grubu ağırlığının kule eksenine etrafında yarattığı maksimum moment (N·m)	117318
	11° eğimli zeminde bom-kol-kepçe grubu ağırlığını kule eksenine etrafında döndürmek için gereken maksimum motor momenti (N·m)	449
	Düz zeminde gereken kule hidrolik motoru gücü (kW)	12,4
	11° eğimli zeminde gereken maksimum kule hidrolik motoru gücü (kW)	14,1
Yürüme hareketi	Düz zeminde maksimum yürüyüş hidrolik motoru hızı (d/d)	3139
	Düz zeminde maksimum yürüyüş hidrolik motoru momenti (N·m)	80,8
	Düz zeminde maksimum yürüyüş hidrolik motoru gücü (kW)	26,6
	45° eğimli zeminde maksimum yürüyüş hidrolik motoru hızı (d/d)	1005
	45° eğimli zeminde maksimum yürüyüş hidrolik motoru momenti (N·m)	16164
	45° eğimli zeminde maksimum yürüyüş hidrolik motoru gücü (kW)	56,1



Örnek ekskavatör için hidrolik sistem tasarımı da EXCEL programlarıyla yapılmıştır. Verilen tasarım kriterleri esas olarak hidrolik elemanların özellikleri önce teorik olarak belirlenmiştir. Yapılan hesaplamaların sonuçları Çizelge 2’de özetlenmiştir.

Çizelge 2. Örnek ekskavatör için teorik hidrolik tasarım sonuçları.

Kepçe silindiri	Silindir çapı (m)	0,155
	Mil çapı (m)	0,119
	Gereken motor gücü (kW)	175,1
	Gereken maksimum pompa debisi (lt/d)	396,5
	Yük altında çalışırken ısıya dönüşen güç (kW)	0,4
Kol silindiri	Silindir çapı (m)	0,209
	Mil çapı (m)	0,114
	Gereken motor gücü (kW)	219,9
	Gereken maksimum pompa debisi (lt/d)	369,4
	Yük altında çalışırken ısıya dönüşen güç (kW)	22
Bom silindiri	Silindir çapı (m)	0,140
	Mil çapı (m)	0,097
	Gereken motor gücü (kW)	233,2
	Gereken maksimum pompa debisi (lt/d)	258,5
	Yük altında çalışırken ısıya dönüşen güç (kW)	1,19
Kulenin dönüş hidrolik motoru	Gereken maksimum motor gücü (kW)	62
	Gereken maksimum pompa debisi (lt/d)	206
	Düz zeminde çalışırken ısıya dönüşen güç (kW)	117318
	45° eğimli zeminde çalışırken ısıya dönüşen güç (kW)	449
	Düz zeminde gereken kule hidrolik motoru gücü (kW)	12,4
	11° eğimli zeminde gereken maksimum kule hidrolik motoru gücü (kW)	14,1
Yürüme hidrolik motorları	Gereken motor gücü (kW)	165
	Gereken maksimum pompa debisi (lt/d)	353
	Düz zeminde çalışırken ısıya dönüşen güç (kW)	13,9
	45° eğimli zeminde çalışırken ısıya dönüşen güç (kW)	0,5

Hesaplanan boyutlardaki hidrolik silindirlerin aynen imal edilebileceği kabul edilmiştir. Yapılan teorik hesaplamaların sonuçlarına dayanarak maksimum gücü karşılayabilen dizel motoru, maksimum debileri karşılayabilecek çiftli pompa ve kule dönüş pompası, çiftli pompanın verdiği maksimum debiyi geçirebilecek valf bloğu, kule dönüş ve yürüyüş mekanizmaları için uygun hidrolik motorları ise hidrolik malzeme imalatı yapan firmaların kataloglarından en yakın üst değere sahip özellikteki elemanlar arasından Çizelge 3’deki gibi seçilmiştir.

Sistem seçimi yapıldıktan sonra tasarımda öngörülen parametre değerleri seçilen elemanlar için tekrardan hesaplanmış ve bütün tasarım kriterlerinin karşılandığı görülmüştür. Mevcut elemanlar kullanıldığında silindirlerin maksimum güç noktasında; bom silindiri kaldırma kuvvetinin % 0,34 fazlalıkla, yine bu noktada silindir hızının % 27,9 kadar fazlalıkla; kol silindiri koparma kuvvetinin % 14,2 fazlalıkla, yine bu noktada silindir hızının % 36 kadar fazlalıkla; kepçe silindiri kazma kuvvetinin %



0,39 fazlalıkla, yine bu noktada silindir hızının % 41 kadar fazlalıkla elde edildiği görülmüştür. Çiftli pompa sabit güç eğrisi üzerinde çalışırken; ekskavatörün çıkabileceği maksimum eğim açısının % 2,7 fazlalıkla, yine bu noktada ekskavatör hızının % 87,5 fazlalıkla ayrıca düz zeminde hızın % 16 kadar fazlalıkla elde edildiği görülmüştür.

### Çizelge 3. Seçilen elemanlar.

Diezel motor	CUMMINS N14C (300 kW)
Çiftli pompa grubu	Rexroth Model A8VO 200 (700 bar) [3]
Valf bloğu	Rexroth Mo-32 [4]
Kule dönüş pompası	Rexroth Model A4VG 71 [3]
Kule hidrolik motoru	Rexroth Model A2FE 107 [11]
Yürüme hidrolik motorları	Rexroth Model A2FE 107 [11]

## 6. SONUÇ

Bu çalışmada ekskavatörlerin hidrolik sistem tasarımına esas olacak temel parametreleri belirlenmiş, teknik ve ekonomik yönden optimum sistem seçimi yapılmıştır. Temel parametre olarak kepçe silindirinin sağladığı maksimum kazma kuvveti, kol silindirinin sağladığı maksimum koparma kuvveti, kaldırma kapasitesi, düz yolda ilerleme hızı, ekskavatörün çıkabileceği maksimum eğim, kule dönüş hızı, çalışılabilecek maksimum eğim açısı kullanılmıştır. Bu çalışmada girdi olarak verilen bu parametreleri karşılayabilen hidrolik sistemlerin teknik ve ekonomik yönden seçimine olanak veren bir yöntem ve bu yöntemin uygulanmasına olanak veren EXCEL programları geliştirilmiştir.

Kinematik analizlerden ve kuvvet analizlerinden bulunan hız, kuvvet ve momentler girdi olarak kullanılmış, bu girdilere göre kule dönüşünü ve diğer hareketlerden en büyük güç ihtiyacı gerektireni birlikte karşılayabilen dizel motor gücü, maksimum ve minimum pompa debileri, bu debileri karşılayabilecek çiftli pompa ve kule dönüş pompası, çiftli pompanın verdiği maksimum debiyi karşılayabilecek valf bloğu, silindir ve mil çapları, kule dönüş ve yürüyüş mekanizmaları için uygun hidrolik motorların seçimi yapılmıştır. Fakat bu seçimler yapılırken tasarım sonuçları ile piyasadaki mevcut ürünler arasında farklılıklar olduğu görülmüştür. Bunun sebebi de mevcut ürün kapasitelerinin aralıklarının birbirlerine çok fazla yakın olmamasıdır. Örneğin bir üst pompa kapasitesiyle bir alt pompa kapasitesi arasında 100 lt/dk 'lık farklar olduğu görülmüştür. Fakat şu da bir gerçektir ki, dünya çapında iş makinesi üreten büyük firmalar, optimum kapasiteli hidrolik elemanların imalatını kendi tasarımlarına göre özel olarak yaptırabilir.

Sistem seçimi yapıldıktan sonra hidrolik hesaplar tekrarlanmış ve tasarım parametrelerinin nasıl değiştiği gözlemlenmiştir. Örnek bir ekskavatör için yapılan hesaplar sonucunda, maksimum pompa debisinin kepçe silindiri hızı tarafından; maksimum gücün ise bomun kaldırma hareketi tarafından belirlendiği görülmüştür. Elemanlar Rexroth firmasının mevcut ürünleri arasından seçilmiştir. Sonuçta bütün tasarım kriterlerinin karşılandığı görülmüştür. Mevcut elemanlar kullanılığında silindirlerin maksimum güç noktasında; bom silindiri kaldırma kuvvetinin % 0,34 fazlalıkla, yine bu noktada silindir hızının % 27,9 kadar fazlalıkla; kol silindiri koparma kuvvetinin % 14,2 fazlalıkla, yine bu noktada silindir hızının % 36 kadar fazlalıkla; kepçe silindiri kazma kuvvetinin % 0,39 fazlalıkla, yine bu noktada silindir hızının % 41 kadar fazlalıkla elde edildiği görülmüştür. Çiftli pompa sabit güç eğrisi üzerinde çalışırken; ekskavatörün çıkabileceği maksimum eğim açısının % 2,7 fazlalıkla, yine bu noktada ekskavatör hızının % 87,5 fazlalıkla, düz zeminde hızın % 16 kadar fazlalıkla elde edildiği görülmüştür.



Valf bloğunun sistemdeki ısı kayıplarına etkisini görebilmek için seçilen valf bloğundan bir boy daha büyük valf bloğu kullanıldığında yine ısı kayıpları hesaplanmış ve diğer valf bloğuyla karşılaştırılmıştır. Büyük boy valf bloğu kullanıldığı zaman ilk yatırım maliyeti diğer valf bloğuna göre daha fazla, buna karşılık valf üzerinden ısıya harcanan güç miktarı % 0 ile % 39,9 oranı arasında daha az, verim ise % 0 ile % 3,75 oranı arasında daha fazladır. Farklı valf blokları için sistemin ilk maliyetinin ve ekonomik ömrü sırasında ortaya çıkacak işletme maliyetlerinin nasıl etkilendiğini bulabilmek ve toplam maliyeti minimum yapacak optimum valf blokunun seçimini yapabilmek için ekskavatörün ekonomik ömrü boyunca hangi hareketleri hangi yükler altında hangi süreler boyunca yapacağını tespit edilmesi gerekir. Bu çalışmanın sonuçları bu tür bir değerlendirmeye olanak verecek teknik donanımı sağlamaktadır. Ancak bu konuda ileride daha ayrıntılı çalışmalar yapılması zorunludur.

Yapılan çalışma sırasında kol ve bomun kendi ağırlıkları altında boş olarak aşağı inerkenki hızları, kısıtlayıcı valflerle sınırlandırılmıştır. Mevcut ekskavatör uygulamalarında, silindirlere bu hareketler sırasında da valf bloğu üzerinden pompalara bağlıdır. Ancak pompalar güç kompensasyonlu olduğundan ve ayrıca kol ve bomun iniş hızları pompa debilerini belirlediğinden, silindirlere pompa tarafından akışkan gücü gönderilirken, kısıcı tarafından da bu güç ısıya dönüştürülmektedir. Bu yüzden sözü edilen hareketler sırasında, özellikle bomun inmesi sırasında ısı kayıpları yüksek olmaktadır. Bu hareketler ekskavatörün toplam çalışma süresi içinde genelde çok kısa süreler için yapılmalarına rağmen, konvansiyonel ekskavatör valf bloklarının ve güç kompensasyonlu pompaların bir arada kullanılması sonucu ortaya çıkan bu sakıncanın ortadan kaldırılmasına yönelik olarak ileride çalışmalar yapılması uygun olur. Valf bloklarında ve hidrolik devrede yapılacak bazı değişikliklerle hareketin gerektirdiği debi ile maksimum pompa debisi arasındaki fark kadar bir debinin bir by-pass hattından tanka gönderilmesi ve böylelikle pompa çıkışındaki basıncın azaltılarak bu hareketler sırasında pompa tarafından sağlanan gücün olduğunca azaltılması mümkün olabilir.

#### KAYNAKLAR

- [1] MAKİNA MÜHENDİSLERİ ODASI, "İş Makinaları El Kitabı-3", Yayın No: MMO/2002/304, Makina Mühendisleri Odası, Ankara, 1-44 (2002).
- [2] SÖYLEMEZ, E., "Mekanizma Tekniği", Prestij Ajans Matbaacılık, Ankara, 60-83 (2000).
- [3] BRUENINGHAUS HYDROMATİK, "Hydraulic Pumps for Drive Hydraulics, RE 00190", Mannesmann Rexroth, Lohr am Main, 6-10 RE 93010 (2003).
- [4] BRUENINGHAUS HYDROMATİK, "Hydraulic Valves for Mobile Applications, RE 00152", Mannesmann Rexroth, Lohr am Main, 5-16 RE 64294 (2003).
- [5] EXNER, H., Freitag, R., Lang, J.R., Oppolzer, P. S., "Hydraulic Trainer Volume1, 2. Baskı", Mannesmann Rexroth AG, 57-90 (1991).
- [6] ERCAN, Y., "Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi", Yayın No. 206", Gazi Üniversitesi, Ankara, 10-95 (1995).
- [7] ESPOSITO, A., "Fluid Power with Applications, 5.Baskı", Miami University, Ohio, 196-246 (2000).
- [8] PINCHES, M.J., ASHBY, J.G., "Güç Hidroliği", ISBN 975-11-0879-9, Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara, 18-52 (1994).
- [9] AKIŞKAN GÜCÜ DERNEĞİ, "Hidrolik Devre Elemanları ve Uygulama Teknikleri", Yayın no: MMO/2001/292, Makina Mühendisleri Odası, Ankara, 253-259 (2001).
- [10] SARI, H., "Ekskavatörlerin Hidrolik Tasarımlarına Esas Olacak Temel Parametrelerin Belirlenmesi ve Teknik ve Ekonomik Yönden Optimum Hidrolik Elemanların Seçilmesi", Yüksek Lisans Tezi, Gazi Üniversitesi, Ankara (2003).
- [11] BRUENINGHAUS HYDROMATİK, "Hydraulic Motors, RE 00195", Mannesmann Rexroth, Lohram Main, 5-8 RE 91008 (2003).





## ÖZGEÇMİŞLER

### Hacı SARI

03.04.1976 tarihinde Ankara'da doğmuştur. İlk öğrenimini 1982-1987 tarihleri arasında Arjantin İlköğretim Okulu, orta öğrenimini 1987-1990 tarihleri arasında Balgat Ortaokulu ve lise öğrenimini ise 1990-1993 tarihleri arasında Ömer Seyfettin Lisesi Ankara'da tamamlamıştır. Lisans eğitimini 1994-1999 tarihleri arasında Orta Doğu Teknik Üniversitesinin Makina Mühendisliği Bölümünde tamamlamıştır. Lisans eğitimi sırasında gerçekleştirdiği projeler arasında merdiven çıkabilen tekerlekli sandalye projesi (bitirme projesi) yer almaktadır. Yüksek lisans eğitiminide 2000-2003 yılları arasında Gazi Üniversitesinde tamamlamıştır. 2000 yılından itibaren Gölbaşı Ankara'da kurulu olan ERG İnşaat Tic. Ve San. A.Ş.'ne ait Pi Makina fabrikasında Proje Müdürü olarak çalışmaktadır. Evli ve bir çocuk sahibidir.

### Yücel ERCAN

1943 yılında Konya'da doğdu. 1961 yılında Milli Eğitim Bakanlığı'nın yükseköğretim bursunu kazanarak A.B.D.'ne gitti. Makina mühendisliği dalında Massachusetts Institute of Technology (MIT)'den 1966'da lisans, 1968'de yüksek lisans ve 1971'de doktora derecelerini aldı. MIT'de araştırma asistanı ve araştırmacı olarak çalıştı. 1971 yılında yurda geri dönerek Orta Doğu Teknik Üniversitesi'nde öğretim üyesi olarak göreve başladı. 1976 yılında doçent ünvanını aldı. ODTÜ'de Makina Mühendisliği Bölüm Başkan Yardımcılığı (1974-1977), Rektör Yardımcılığı (1977-1978) yaptı. 1979-1981 yılları arasında Alexander von Humboldt Vakfı bursu kazanarak Almanya'da araştırmalar yapmıştır. 1982 yılında profesör ünvanını alarak o zaman yeni kurulan Gazi Üniversitesi Mühendislik Mimarlık Fakültesi'ne öğretim üyesi olarak atandı. Gazi Üniversitesi'nde Mühendislik Mimarlık Fakültesi Dekanlığı (1982-1992) yaptı. 2005 yılında Gazi Üniversitesi'nden emekli oldu ve aynı yıl TOBB Ekonomi ve Teknoloji Üniversitesi (TOBB ETÜ) Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü'ne öğretim üyesi olarak atandı. Halen TOBB ETÜ Makina Mühendisliği Bölüm Başkanlığını yürütmektedir. İlgi alanları sistem dinamiği, otomatik kontrol, akışkan gücü kontrolü, modelleme, simülasyon, enerji sistemleri ve ölçüm sistemleridir. Mühendislik Sistemlerinin Modellenmesi ve Dinamiği, Akışkan Gücü Kontrolü Teorisi isimli kitapları yayınlanmıştır. Büyük kısmı uluslararası olmak üzere 90 kadar makale ve basılı bildirisi ve 80 kadar proje raporu vardır. Evli ve iki çocuk sahibidir.