

# MEKANİK OLARAK ÇALIŞAN GİYOTİN MAKASIN YÜKSEK HIZDA ÇALIŞAN HİDROLİK GİYOTİN MAKASINA DÖNÜŞTÜRÜLMESİ

Uğur ERDOĞMUŞ

## ÖZET

Hidrolik giyotin makas tasarımı yapabilmemiz için ilk başta mevcut sistemi iyi tanımamız gerekmektedir. Daha sonra hidrolik giyotin makas için hidrolik bilgisi, makine elemanları, malzeme bilgisini de edinerek, tasarımımıza başlayabiliriz. Bu tezde bu konularla ilgili bilgiler bulacaksınız.

**Anahtar Kelimeler:** Hidrolik giyotin makas, malzeme, tasarım.

## ABSTRACT

First of all, we need to know current system very well to make design hydraulic guillotine shear. Then we learn the knowledge of materials and hydraulic and machine elements. Next, we start to design hydraulic guillotine shear. In this thesis, You find the information about these topic.

**Key Words:** Hydraulic guillotine shear, material, design.

## GİRİŞ

Boy kesme hattında mekanik olarak yani eksantrik mil ve volan sistemiyle çalışan giyotin makasın hidrolik giyotin makasa dönüşmesi projesidir. Giyotin makasın eskiyip sık sık sorun vermesi ile sistemin verimli çalışması ve bakım süresinin kısaltılması amacı ile yüksek hızda kesim yapan hidrolik giyotin makas projesi ortaya çıktı. Bitirme tezinde hidrolik sistem tasarımının nasıl yapıldığı, üzerine eklenen parçaların tasarımı anlatılmaktadır.

Hidrolik sistem simülasyonunda Automation Studio ve giyotin makasın çiziminde SolidWork programları kullanarak hesaplamalar yaptım.

## PROJE KAPSAMI VE BULGULAR

### SİSTEME SONRADAN EKLENEN PARÇALARI TANIMA

#### Dişli Çark

(1)

Hareket ve güç iletiminde kullanılan, üzerinde eşit aralıklı ve özel profilli girinti ve çıkıntıları bulunan silindirik veya konik yüzeyli elemanlara “dişli çark” denir.

Dişli çarklar aşağıdaki gibi şekillendirilir,

#### 1. Mil eksenlerine göre,

- Mil eksenleri aynı düzlemde olan dişli çarklar
  - Eksenleri paralel olan dişli çarklar: Düz, helis, kremayer ve ok dişli çarklar.
  - Eksenleri kesişen dişli çarklar: Konik dişli çarklar.
- Mil eksenleri ayrı düzlemlerde olan dişli çarklar,
  - Helisel dişli çarklar.
  - Sonsuz vida ve karşılık dişlileri.

#### 2. Çalışma durumuna göre,

- Dıştan çalışan dişli çarklar.
- İçten çalışan dişli çarklar.

#### 3. Dişlilerin açıldığı yüzeylere göre,

- Silindirik yüzeyli dişli çarklar.
- Konik yüzeyli dişli çarklar.
- Düzlem yüzeyli dişli çarklar.

#### 4. Diş profil eğrisine göre,

- Evolvent eğrili dişli çarklar
- Sikloit eğrili dişli çarklar
- Zincir dişlileri

#### 5. Dişli çarkın ölçü sistemine göre,

- Metrik ölçülü dişli çarklar: Modül esasına göre
- Inches ölçülü dişli çarklar: Pitch esasına göre
  - Diametral pitch (çap pitch)
  - Circular pitch (çevre pitch)

### Silindirik Düz Dişli Çarkın Tanımı ve Kullanıldığı Yerler

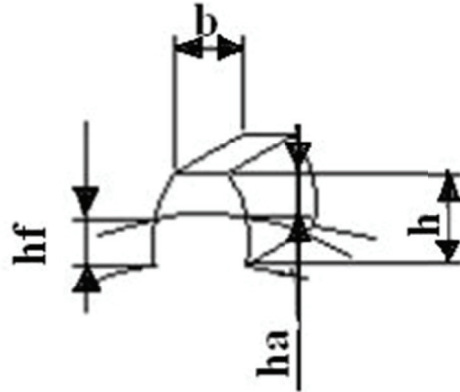
**Tanımı:** Eksenleri paralel olan miller arasında kuvvet ve hareket iletiminde kullanılan, dişleri mil eksenlerine paralel açılmış dişlilere düz dişli çark, alın dişli veya silindirik düz dişli çark denir.

**Kullanıldığı yerler:** Düz dişli çarklar genellikle, eksenleri birbirine paralel millerde hareket ve güç iletiminde kullanılır. Eksenler arası mesafenin fazla hassas olmadığı yerlerde rahatlıkla kullanılabilir. Naklettikleri güç, modül, ve gereç cinsine göre değişir. Hareket halinde hız değiştirmek için eksenel

kayma ile birbirini kavrayabildiğinden çok kullanılır. Eksenel kuvvet olmadığından yataklanma bakımından daha basit konstrüksiyonlar kullanılabilir. Bu dişlilerde çevre hızı 2.5-30 m/sn arasında (gereç cinsine göre) alınabilir.

### Silindirik Düz Dişli Çarkı Oluşturan Elemanların Tanımı

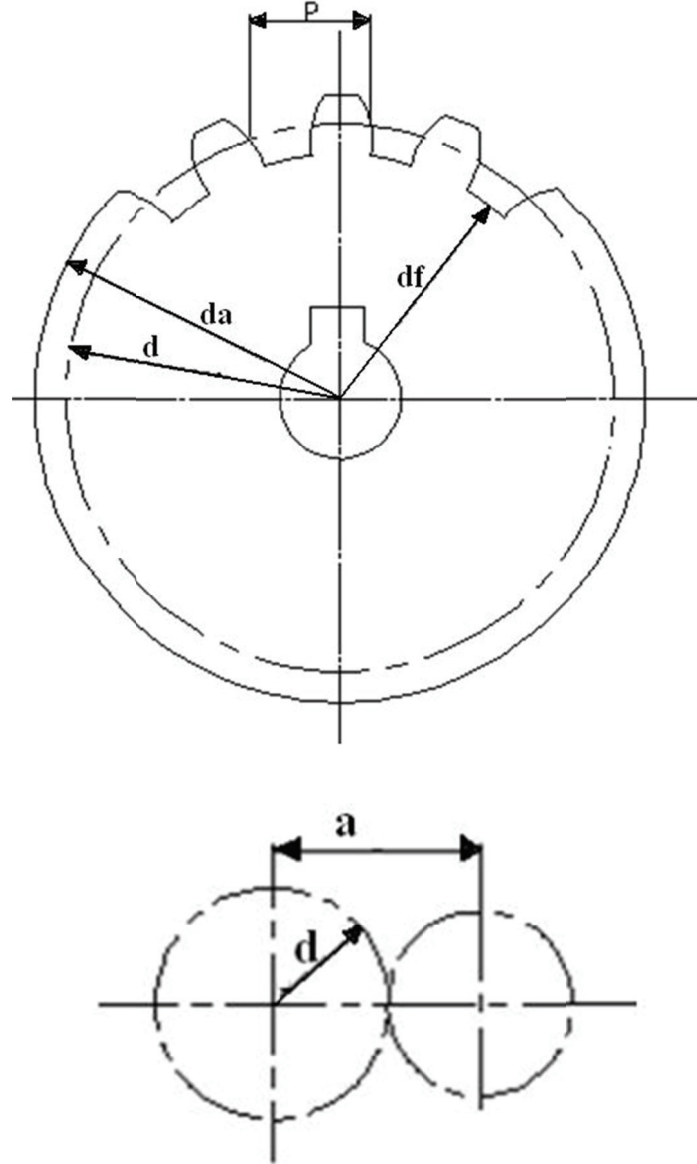
- Bölüm dairesi çapı ( $d$ ) : İki dişlinin çalışması sırasında birbirine teğet olan dairelerin ölçüsüne denir.
- Diş üstü çapı ( $d_a$ ) : Dişlinin en büyük çapıdır. Bu çap dişli çarkın bölüm dairesi çapına, modül ve diş sayısına bağlıdır.
- Modül ( $m$ ) : Birbiri ile çalışan dişlilerde sabit bir orandır. Adımın ( $p$ ),  $\pi$  sayısına bölümüne denir.
- Adım ( $p$ ) : Bölüm dairesi üzerinde, iki ardışık diş arasında bir diş boşluğu ile bir diş dolusu arasındaki yay mesafesidir.
- Diş dibi çapı ( $d_f$ ) : Dişlerin dip kısımlarını sınırlayan diş dibi dairesinin ölçüsüne denir.
- Diş kalınlığı ( $s$ ) : Bölüm dairesi üzerindeki diş boşluğuna denir.
- Diş boşluğu ( $e$ ) : Bölüm dairesi üzerindeki diş boşluğuna denir.
- Diş yüksekliği ( $h$ ) : Diş üstü çapı ile diş dibi çapı arasındaki farkın yarısıdır.
- Diş başı yüksekliği ( $h_a$ ) : Bir dişin bölüm dairesi üzerinde kalan kısmıdır.
- Diş dibi yüksekliği ( $h_f$ ) : Bir dişin bölüm dairesi altında kalan kısmıdır.
- Dişli merkezleri arası( $a$ ):Düz dişlilerin bölüm dairesi çapları toplamının yarısıdır.



## Kremayer Dişli

Yarıçapı sonsuz büyüklükte olan ve bir nevi içten teğet dişli gibi kabul edilen dişlilerdir. Dişler düz bir çubuk üzerine açılır. Bir başka deyişle bir dişli çarkın diş sayısı sonsuz kabul edilirse bu dişliye kremayer dişli denir.

Kremayer dişli genellikle karşısında küçük bir silindirik dişli ile çalışır. Bu dişlilere pinyon dişli denir. Çalışma sırasında istenen düzgünlük ve sessizlik için dişlerin düz, helis, ok ve spiral şekilde açılması uygundur. Sonuç olarak kremayer dişlinin tanımı; üzerinde düz veya helisel dişler açılmış doğrusal çubuklara kremayer dişliler denir.



Şekil 1.0.1. Düz Dişli Çark

## Kullanıldığı Yerler

Kremayer dişliler, pinyon dişli ile birlikte bir dişli çifti oluşturarak kullanılır. Böylece dairesel hareket doğrusal harekete veya doğrusal hareket dairesel harekete çevrilir. Büyük güç iletiminde en az kuvvet sarf etmek amacı ile kremayer dişli sistemi, sonsuz vida ve karşılık dişlileri ile birlikte kullanılır.

Kremayer dişlilerin kullanıldığı belli başlı yerlerden bazıları şunlardır: Matkap tezgahlarında milin aşağı yukarı hareket ettirilmesi, torna tezgahlarında arabanın kayıtlar üzerinde sağa sola hareket ettirilmesi ve krikolarda yük kaldırmak için, ayrıca bağlama kalıplarında ve çeşitli raylı vinçlerde de kullanılmaktadır. İletilecek gücün miktarına, hareketin şekline ve yönüne göre kremayer dişlisinin, diş açılma şekli, yönü, profili ve dişlerin açıldığı çubuk farklılıklar göstermektedir.

### **Yuvarlanmalı Yatakların (Rulmanlar) Tanımı ve Kullanıldığı Yerler**

(2)

Millere desteklik yapar. Kaymalı yataklar gibi millerin dönme ve doğrusal hareketlerinin iletiminde kullanılır. Hareket, kayma yerine yuvarlanma olarak meydana gelir. Bu da kaymaya göre sürtünme direncini azaltır, büyük dönme hızları sağlar.

Dönen millere desteklik eden, dönmeyi bilye veya makarayla sağlayan standart makine parçalarına yuvarlanma dirençli yataklar denir.

Yuvarlanmalı yataklar, çeşitli koşullar için birbirlerinden farklı şekillerde üretilmiştir. Ancak temelde hepsinde yuva içerisine yerleştirilen dış bilezik, mil üzerine geçirilen iç bilezik, bilezikleri birbirinden ayıran yuvarlanma elemanları ve bu elemanların birbirlerine değmesini önleyen kafesten oluşmuştur.

Yuvarlanmalı yataklar, kaymalı yataklar gibi dönme ve salınım hareketinin olduğu yerlerde kullanılır. Hareket ve gücün miller aracılığıyla iletilmesi sırasında kaymalı yataklara göre ekonomik ve teknik yönden üstünlükleri vardır.

Bu üstünlükler;

- Sık sık durdurulup çalıştırılan makineler için elverişlidir.
- Boyutlarının küçük olması nedeniyle az yer kaplar.
- Dönen ve yuvarlanan elemanların temas noktaları az olduğu için kullanılacak yağ tüketimi azdır.
- Kolay merkezlenirler.
- Bakımı ve değiştirilmeleri kolaydır.

Yuvarlanmalı yataklar pahalıdır. Sarsıntılı ve darbeli yükler için güvenli değildir. Takılmaları ve sökülmeleri zordur. Bu olumsuzluklara rağmen yüksek devirli orta yüklerin iletilmesinde tercih edilir.

Yuvarlanmalı yatakların kullanılma amaçlarına göre çok çeşitleri vardır, sonunda her birinin kullanılma yeri ve özellikleri üzerinde durulacaktır. Burada genel anlamda kullanılma yerlerini sayacak olursak; dişli ile çalışan, motorlu taşıtlar, elektrik motorları, raylı taşıtlar, gemi inşaatları, hadde makineleri, transmisyon millerinin yataklanması, iş makineleri, tarım makineleri, uçak endüstrisi vb. yerlerde kullanılır.

### **Yuvarlanmalı Yatakların Sınıflandırılması**

Yuvarlanma elemanlı yataklar, üzerlerine etki eden kuvvetin yönüne göre temelde iki ana gruba ayrılır. Mil eksenine dik yöndeki kuvvetleri karşılayan yataklara enine (Radyal) yataklar denir. Mil eksenine paralel yöndeki kuvvetleri taşıyan yataklara da aksenal (Boyuna) yataklar adı verilir.

Enine (Radyal) yataklar eksene dik gelen kuvvete ek olarak bir miktar aksenal yük, aksenal yataklar da eksen doğrultusundaki kuvvete ek olarak bir miktar enine yük taşıyabilir. Hem enine yataklar hem de aksenal yataklar yuvarlanma elemanlarının şekline ve biçimlerine göre bilyeli yataklar ve makaralı yataklar olarak aşağıdaki gibi sınıflandırılır.

## Yuvarlanmalı Yatakların Gereçleri

Bilezik ve yuvarlanma elemanları, üzerlerine gelen yükleri taşıyabilmek, aşınmayı azaltmak ve paslanmayı önlemek amacıyla rulmanlı yataklar alaşımlı çelik veya sert karbon çeliğinden yapılır. Rulmanlı yatak imalatı bazı özel çalışma yerleri için alüminyum alaşımlardan, özel plastikten ve naylondan da yapılır. Çelik malzemelerde % 0,95-1,1 karbon ve %0,9-2 krom vardır. Ayrıca az miktarda silisyum ve manganda ilave edilir. Üretimden sonra bilyeli yatakların iç ve dış bileziği sertleştirilir.

Kafesler ise sacdan, pirinçten, bronzdan veya plastik malzemeden yapılmaktadır. Yuvarlanma elemanlarının korunmasına yarayan veya yağın dışarı sızmasını önleyen kapaklar çelik sac, çelik takviyeli lâstik ve keçe gibi madeni yağlara dayanıklı gereçlerden yapılır.

## GIYOTİN MAKAS İÇİN KESME KUVVETİNİN TANIMI VE HESAPLANMASI

### Kesme[3]

Bir makas veya bir kesme aleti ile talaş kaldırmadan, malzemenin bir hat boyunca ayrılmasıdır. Kesme ve delme kalıplarında kuvvetlerin malzemeye etki etmesiyle, bir kesme olayı meydana gelir. Kesme olayı; iş parçasının ebatları, şekli ve kalitesi ile ilgilidir.

### Kesme Kuvveti

Bir parçanın kesilmesi için gerekli olan kuvvete denir.

Kesme kuvveti şunlara bağlıdır;

1. Kesilecek malzemenin cinsine
2. Kesilecek kısımların toplam uzunluğuna
3. Kesilecek malzemenin kalınlığına

$$F_k = U \cdot S \cdot \tau_B$$

$F_k$ : Kesme kuvveti (N)

U: Kesilecek kenarların toplamı (mm)

S: Kalınlık (mm)

$\tau_B$ : Malzemenin kesme dayanımı (N/mm<sup>2</sup>)

Kesme olayında parçayı dışarı itmek içinde, bir kuvvete ihtiyaç olduğu teorik olarak ortaya çıkmaktadır. Kalın saclarda kesme dayanımı yerine dayanımı alınarak, itme kuvveti hesaba katılmış olur.

$$\tau_B = 0.7 - 0.8 \cdot \sigma_B$$

$\sigma_B$  = Çekme dayanımı (N/mm<sup>2</sup>)

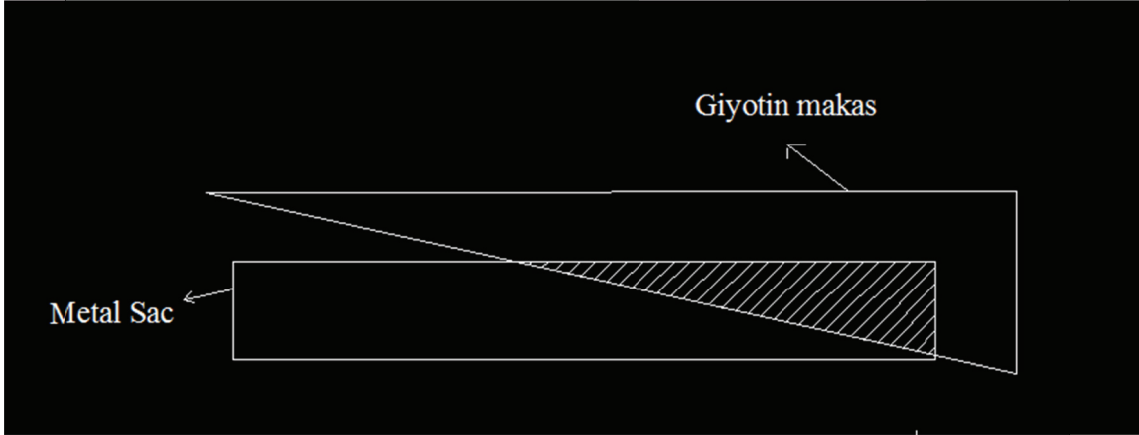
Kesme kuvvetine azaltmanın bir yöntemi kesici takıma yüzey ile arasında bir açı vermektir.

Kesme kalıplarındaki kalıplama kuvvetinin hesaplanmasında, kesilen parçanın çevre uzunluğu, sac malzeme kalınlığı ve kesme direncinin önceden bilinmesi gerekir. Ayrıca pres emniyet kat sayısı ( E. K. S.)' nın de göz önünde bulundurulması gerekir. Genellikle pres emniyet kat sayısı EKS = 1,5 – 4 arasında tavsiye edilir.

### Giyotin Makas Tasarımı İçin Kesme Kuvvetinin Bulunması

Binde beşlik bir kesim oranı ile sac kesildiğinde, kesilen uzunluk 200 mm olacaktır.

Biz maksimum 3 mm kalınlığında sac kesmeyi planladığımızdan,  
Kesilen alanı hesaplırsak,



**Şekil 1.0.2.** Giyotin Makasın Kestiği Alan

$$A=200 \cdot 3/2$$

$$A=300 \text{ mm}^2 \text{ olacaktır.}$$

$$\sigma_B=316.32 \text{ Çekme deneyi sonucunda bulunan değer}$$

$$F_k=A \cdot \sigma_B \cdot E_k$$

$$F_k=300 \cdot 0.7 \cdot 316.32 \cdot 2$$

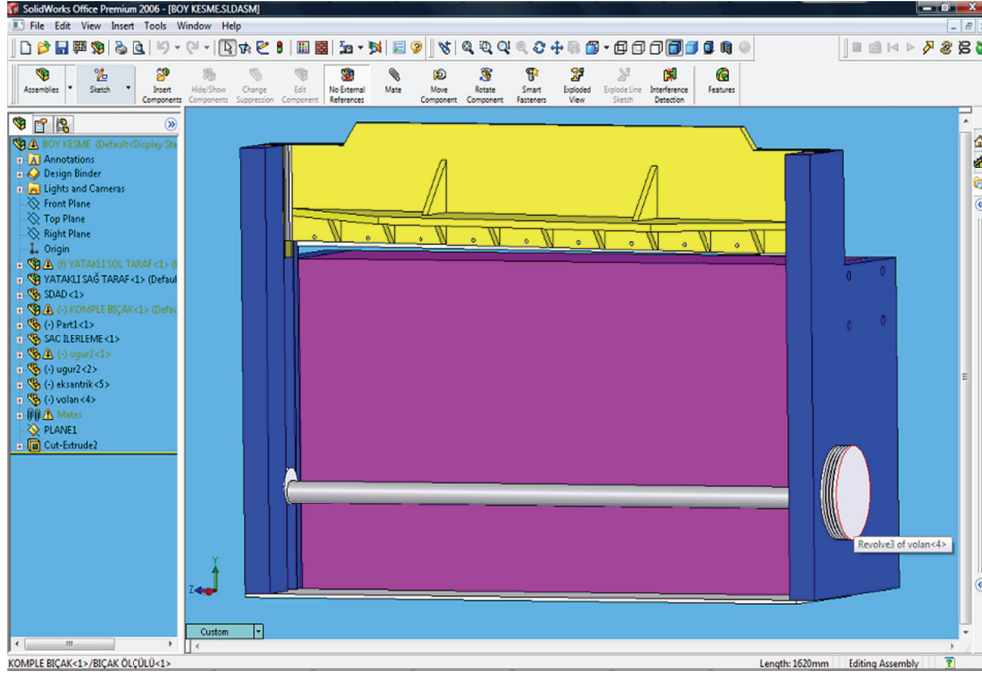
$$F_k=132854.4 \text{ N}$$

$$F_k=13.2 \text{ ton olarak bulunur.}$$

Artık hidrolik hesaplarımızda kullanacağımız piston itme kuvveti bulmuş olduk.Bu kuvvetten yola çıkarak hidrolik tasarımımızı yapabiliriz.

## EKLENEN PARÇALARIN TASARIMI

### Mevcut sistem



Şekil 1.3.1. Mekanik olarak çalışan sistem

### Dişli Çark Hesabı

16MnCr5 ısıtılmış sementasyon çeliği için cetvel 1.13,

$$\sigma_{ak} = 635 \text{ N/mm}^2, \sigma_K = 1000 \text{ N/mm}^2$$

$$H_B = 210 \text{ N/mm}^2, \sigma_D = 0,50 * \sigma_K$$

$$K\phi = 1,6$$

$$\sigma_e = \sigma_D / K\phi$$

$$\sigma_e = 500 / 1,6$$

$$\sigma_e = 310 \text{ N/mm}^2$$

$$P_{em} = 1/4 * H_B$$

$$P_{em} = 0,25 * 210$$

$$P_{em} = 52,5 \text{ N/mm}^2$$

$$E = 2,1 * 10^5$$

$$\Psi_m = 18 \text{ cetvel 14.1}$$

$$Z_1 = 18$$

$$K_f = 3,85 \text{ cetvel 14.2}$$

$$K_d = 1 \text{ cetvel 14.3}$$

$$E_{ks} = 1,5$$

$$\varepsilon = 1,5$$

$$S = 1,5$$

İletilecek moment

$$M_d = F * r$$

$$M_d = 6500 * 50$$

$$M_d = 325000$$

[4]



## Modülün Belirlenmesi

**Dişdibi mukavemetine göre,**

$$m = \sqrt[3]{\left(\frac{2 * S * Md * Kd * Kf}{z1 * \Psi_m * \sigma_e * \epsilon}\right)}$$

$$m=3,26$$

**Aşınma ve ezilmeye göre**

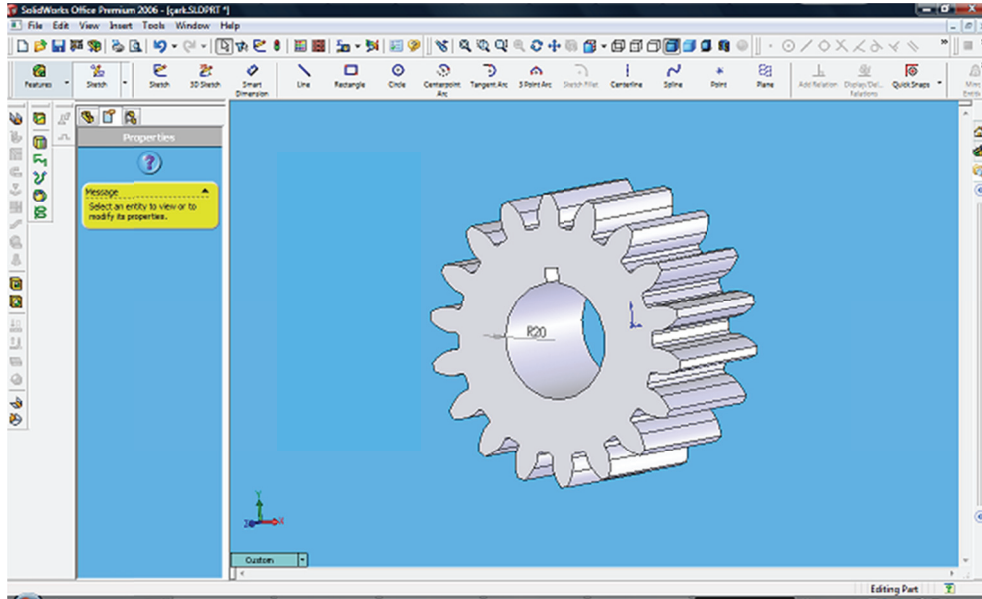
$$m = \sqrt[3]{\left(\frac{2 * S * Md * E * Kd}{z1^2 * P_{em} * \Psi_m * \epsilon}\right)}$$

$$m=4,39$$

Bu değere göre m=5 seçildi.

Bu standart modüle bağlı olarak dişli çarkın boyutları;

Modül	m=5 mm
Adım	t=m*π=15,7
Genişlik	b=Ψ <sub>m</sub> * m =90 mm
Yuvarlanma dairesi	d=z*m =90 mm
Baş dairesi çapı	d <sub>b</sub> =m*(z+2)=100 mm
Taban dairesi çapı	d <sub>ta</sub> =m*(z-2,5)=77,5 mm



**Şekil 1.0.2.** Tasarlanan Dişli Çark

## Çark mili Yataklarına Gelen Kuvvet

Çevre kuvveti (F<sub>ç</sub>)

$$F_{\text{ç}} = \frac{2 * M_d * S}{d}$$

$$F_{\text{ç}}=15166,67 \text{ N}$$

### Diş kuvveti ( $F_z$ )

$$F_z = F_c \cdot \cos 20$$

$$F_z = 16138,28 \text{ N}$$

### Radyal kuvvet ( $F_r$ )

$$F_r = F_z \cdot \sin 20$$

$$F_r = 5516,933 \text{ N}$$

### C45 Mil için Burulma Hesabı

$$\frac{\tau_{bd} = 180 \text{ N/mm}^2}{T_{max} \cdot r} \leq 180$$

$$\frac{J}{6500 \cdot 50 \cdot x} \leq 180$$

$$\frac{\pi}{32} \cdot x^4$$

$$x = 25,4893 \text{ mm}$$

Emniyet katsayısını 1,5 alırsak  
X=40 mm çapında bir mil seçeriz.

### Rulman Seçimi

$$\frac{F_a}{F_r}$$

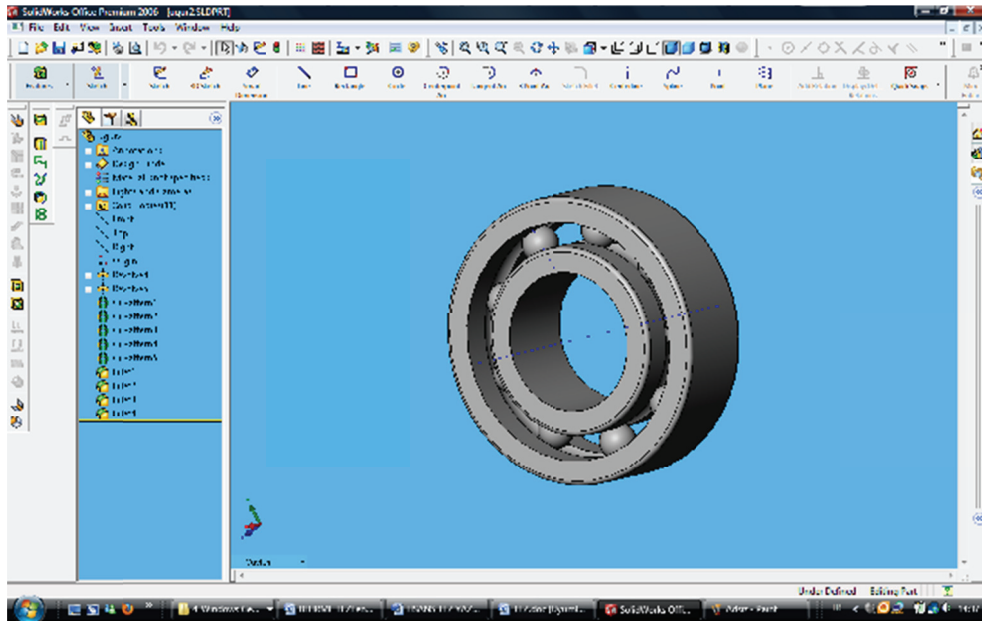
Bu oranda  $F_a$  değeri yani mile gelen yük çok az olduğu için bu oran 0'a yaklaşmaktadır. Bu yüzden X=1, Y=2 alındı.

$$F_r = 5516,933 \text{ N}$$

$F_r = 6000 \text{ N}$  olarak emniyetli olacak şekilde,

$$F_a = 500 \text{ N} \text{ olarak seçersek } F_{eş} = X \cdot F_r + Y \cdot F_a$$

$$F_{eş} = 7000 \text{ N olur.}$$



Şekil 1.3.3. Rulman Tasarımı

Cetvel 11.3 ten 100 d/dak da10000 işletme saati için

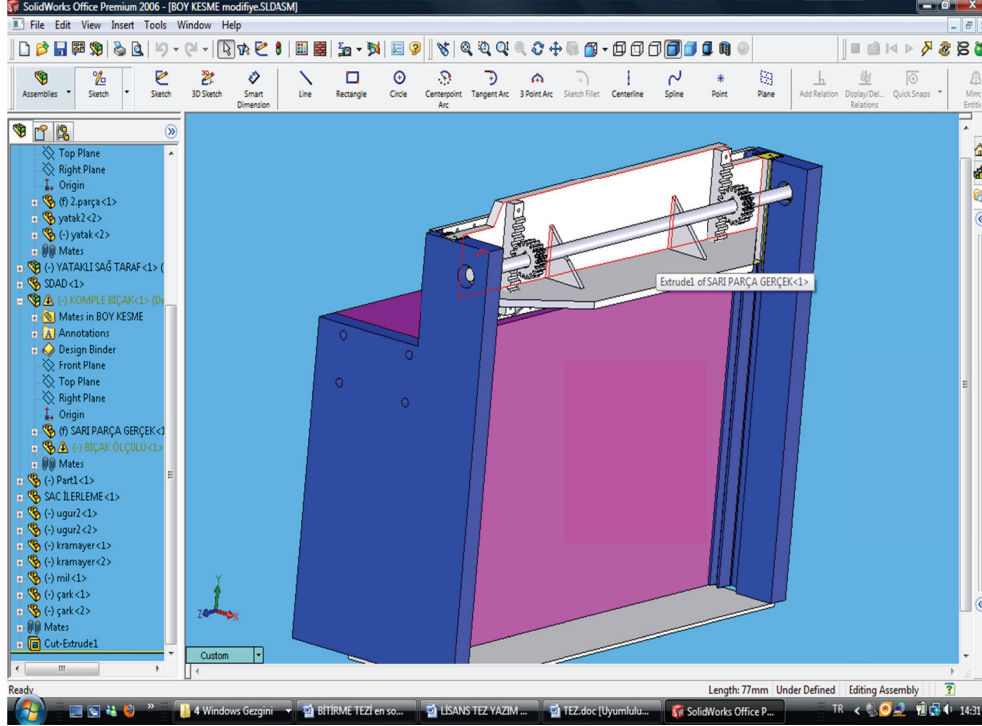
$\frac{C}{F}$  oranı 3,91 olur.

Rulman dinamik yük sayısı (C) = 3,91\*7000

C=27370 olduğundan,

SKF kataloğundan 35-80 rulman numarası 6307 olan tek sıra bilyalı rulmanı seçtim.

(4)



Şekil 1.3.4. Tasarımı Yapılan Parçaların Giyotin Makasa Eklenmiş Hali

## HİDROLİK SİSTEM TASARIMI

Q:Debi (lt/dk)

V:Hız (m/s)

F: Kesme kuvveti (kg)

P:Sistem basıncı (bar)

A: Piston alanı (m<sup>2</sup>)

D:Piston çapı

D:rod çapı

### Piston çapı hesabı;

$$F=P \cdot A$$

$$14000 \cdot 10 = 180 \cdot 10^5 \cdot 2 \cdot A$$

$$A = 0,00388 \text{ m}^2$$

$$D = \sqrt{4 \cdot A / \pi}$$

$$D = 70 \text{ mm}$$

d=40 mm olarak seçildi.

### Debi hesabı;

$$Q=A.V$$

$$Q =0,00388*0,30*60000$$

$$Q=70 \text{ lt /dk}$$

2 silindir olduğu için debi,

$$Q=140 \text{ lt/dak olur.}$$

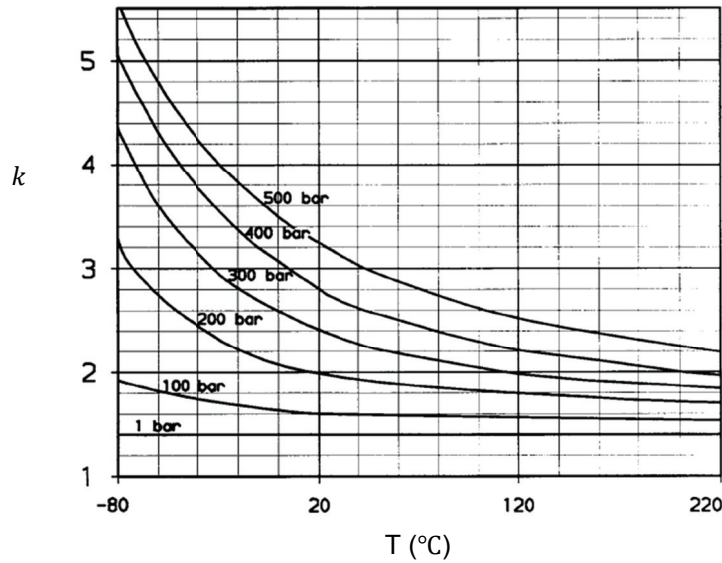
### Akü hesabı;

(5)

$$V = \frac{\Delta V}{\frac{\phi}{1 - \frac{x}{100}} - \frac{\phi}{1 + \frac{x}{100}}}$$

$$V = \frac{0,25 * \frac{0,7^2}{4} * \pi * 0,3}{\left(\frac{0,7}{1 - \frac{2,5}{100}}\right)^{\frac{1}{1,4}} - \left(\frac{0,7}{1 + \frac{2,5}{100}}\right)^{\frac{1}{1,4}}}$$

$$V=0.96 \text{ lt}$$



Şekil 1.4.3. İzentropik Üs - Sıcaklık Eğrisi (9)

$$V = \frac{0,25 * \frac{0,7^2}{4} * \pi * 0,3}{\left(\frac{0,7}{1 - \frac{0,5}{100}}\right)^{\frac{1}{2}} - \left(\frac{0,7}{1 + \frac{0,5}{100}}\right)^{\frac{1}{2}}}$$

$$V=7.215 \text{ lt}$$

### Pompa hesabı;

Hidrolik sistemde pistonlar, 0,5 s de inip kalkış işlemini tamamlayacağından ve yaklaşık 1 saniye bekleme süresi geçeceği için pompa bu bekleme sürelerinde hidrolik akümülatörü dolduracaktır.

0,96lt hacim doldurmak için nasıl bir pompa seçmemiz gerektiğini bulalım,

60 s de 1.5 s ye işlem sürecinde 40 adet vuruş yapabilmekteyiz. Yani akünün 1 dakikada 40 defa dolması gerekmektedir. Bu sebeple;

2 piston strok hacmi 0,230 lt'dir

$40 \cdot 0,230 = 9,2$  lt ve yaklaşık  $40 \cdot 0,96$  lt de akü için gerekeceği için 47,6 lt/dak olacaktır. Biz yaklaşık olarak 50 lt/dak pompa debisi olarak seçip hesap yapacağız.

1450 dev/dakika ile dönen bir mil seçtiğimizde pompa deplasmanı;

$$Q = V_d \cdot n \cdot \eta$$

$$50 = V_d \cdot 1450 \cdot 0,95$$

$$V_d = 36,3 \cdot 10^{-3} \text{ lt/devir}$$

$$V_d = 36,3 \text{ cm}^3/\text{devir} \text{ olarak bulunur.}$$

#### Depo hacmi hesabı;

Pompa debisinin yaklaşık 3 katı olarak alırsak

$$V_{\text{depo}} = 50 \cdot 3$$

$$V_{\text{depo}} = 150 \text{ lt olarak bulunur.}$$

#### Motor gücü hesabı;

$$N_p = Q \cdot P$$

$$N_p = 50000 \cdot 1800 \text{ (cm}^3/\text{dak} \cdot \text{N/cm}^2)$$

$$N_p = 90 \cdot 10^6$$

$$N \cdot \text{cm/dak} = 1/6000 \text{ W}$$

$$N_p = 15 \text{ kW}$$

$$N_e = N_p / \eta$$

$$N_e = 15 / 0,95$$

$$N_e = 15,79 \text{ kW}$$

Elektrik motoru yaklaşık 16 kW olarak bulunur.

Bu hesaplar sonucunda giyotin makasla kesim yapacağımız hidrolik sistemi kurabiliriz.

Bu sistem için

- 2 tane tek etkili yay geri dönüşlü piston
- 2 tane lojik valf
- 3 adet 4 yollu 2 pozisyonlu yay geri dönüşlü selenoid yön valfi
- 1 adet hidrolik akümülatör
- Hidrolik tank
- Pompa motor grubu
- Emniyet valfi
- Filtre ve çek valf

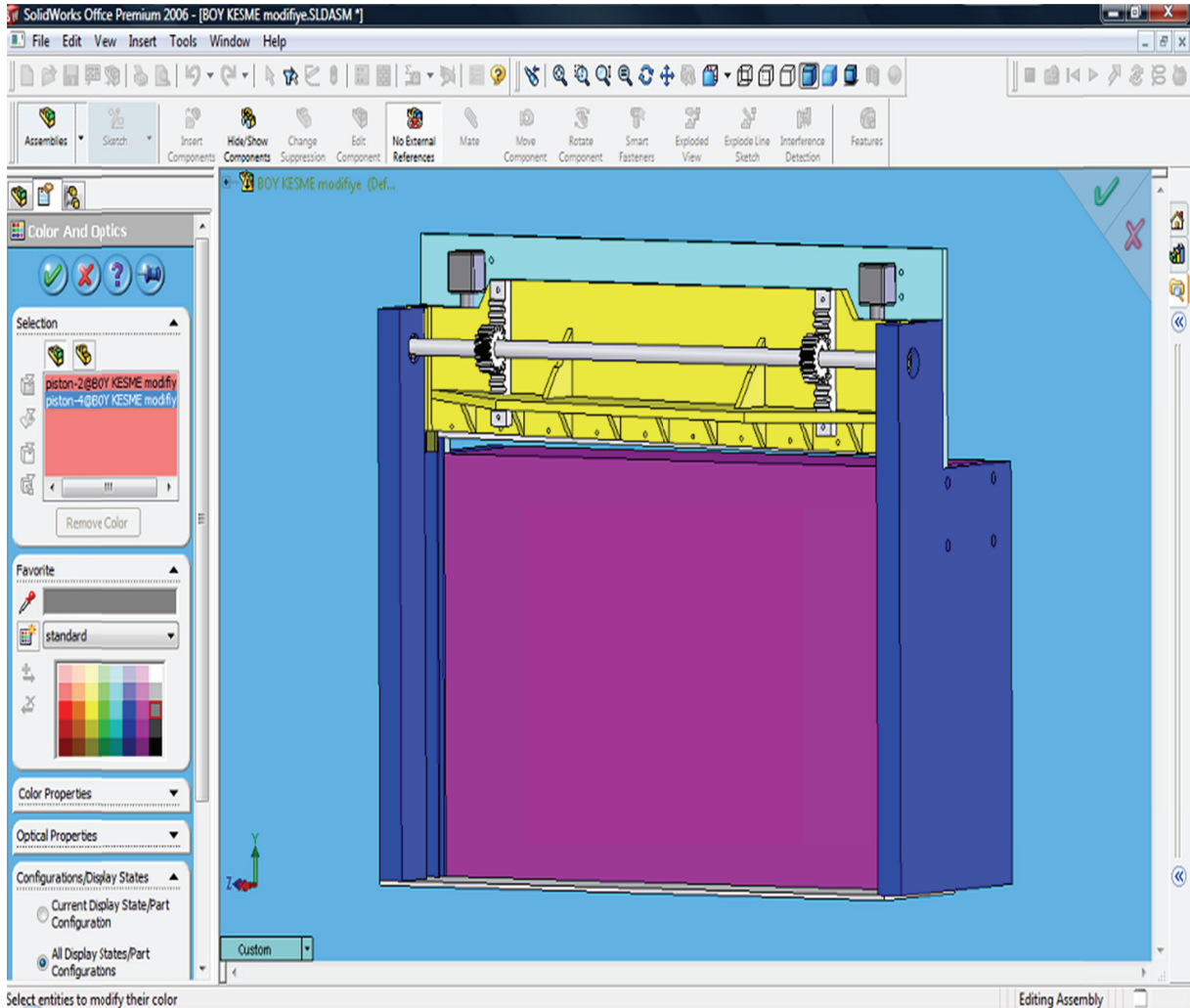
bulunmaktadır.

## SONUÇ

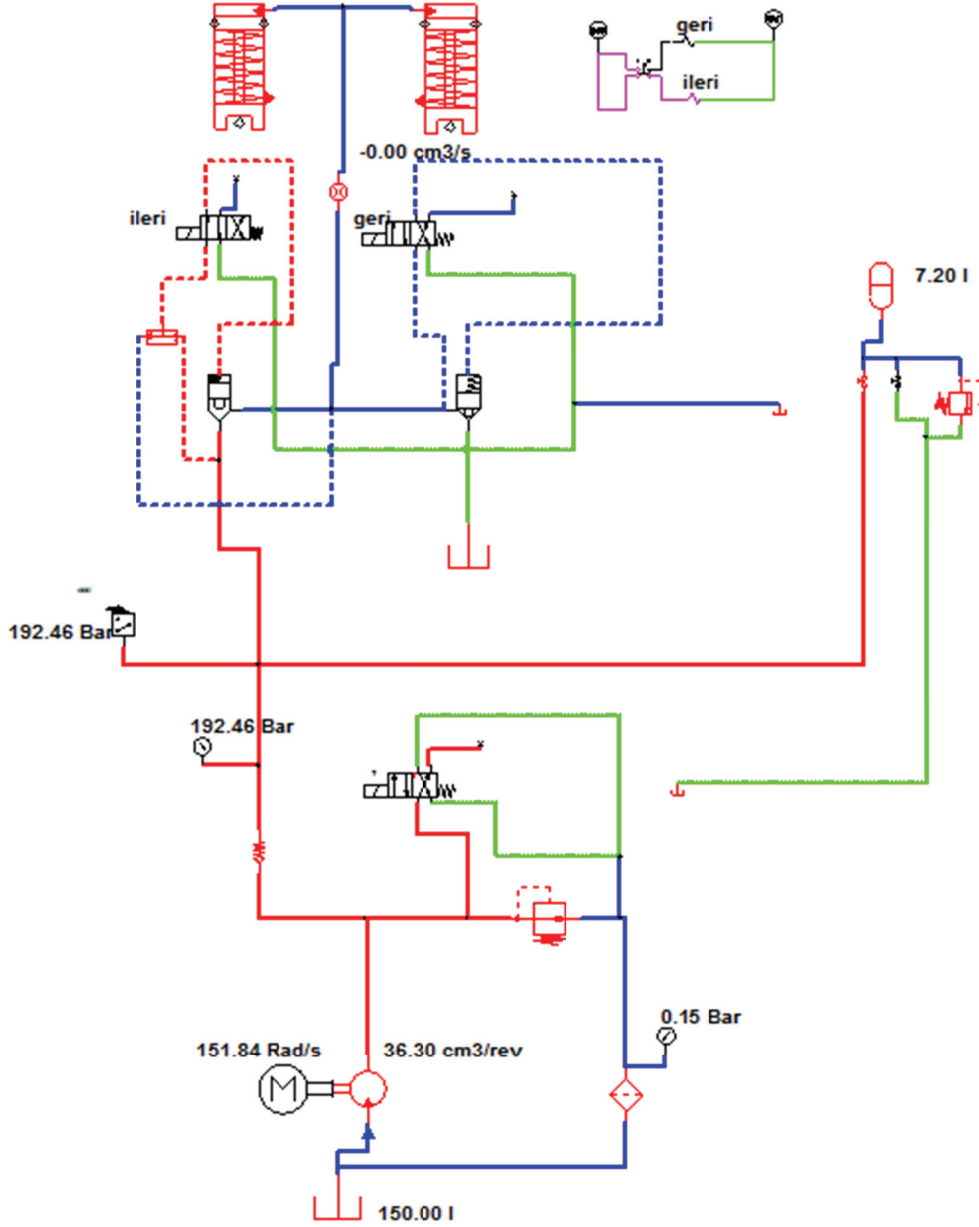
Hidrolik sistemde tasarım kriterlerinden biri giyotin makasın dakikada 40 vuruş yapacak olmasıdır. Bunun için her bir işlem süresinin 1.5 saniye mertebelerinde gerçekleşmesi beklenmektedir. Bu kadar yüksek hızda kesim yapabilmemiz için sadece pompa debisi yeterli olmayacağı için sistemde pompayı destekleyecek bir hidrolik akümülatör kullanıldı. Burada akü sisteme aniden akışkan göndererek sistemde oluşan boşlukların dolmasını ve pistonların hızlı bir şekilde hareket etmesini sağlayacaktır. Pistonlar tek etkili olduğundan ve pompanın sürekli akışkan sevk ettiğinden sistemde basınç artışları olacaktır. Bu nedenle aküyü korumak için ayarlanabilir emniyet valfi kullanıldı. Ayrıca sistemdeki basınç artışını da önlemek için ayarlanabilir emniyet valfi eklendi. Sistemde bulunan basınç emniyet swicht ile de yön valfi devreye girerek hattı bay-pass eder ve akışkan tanka boşalır. Bu sayede sistem emniyeti sağlanmış olur.

Lojik valf sayesinde hem akış kontrol hemde yön kontrol yaparak istediğimiz anda istediğimiz debi de akışkanı sisteme gönderebiliriz. Sistemde lojik valfe bağlı yön valfi ile lojik valfin açılıp kapanmasını kontrol edebiliriz.

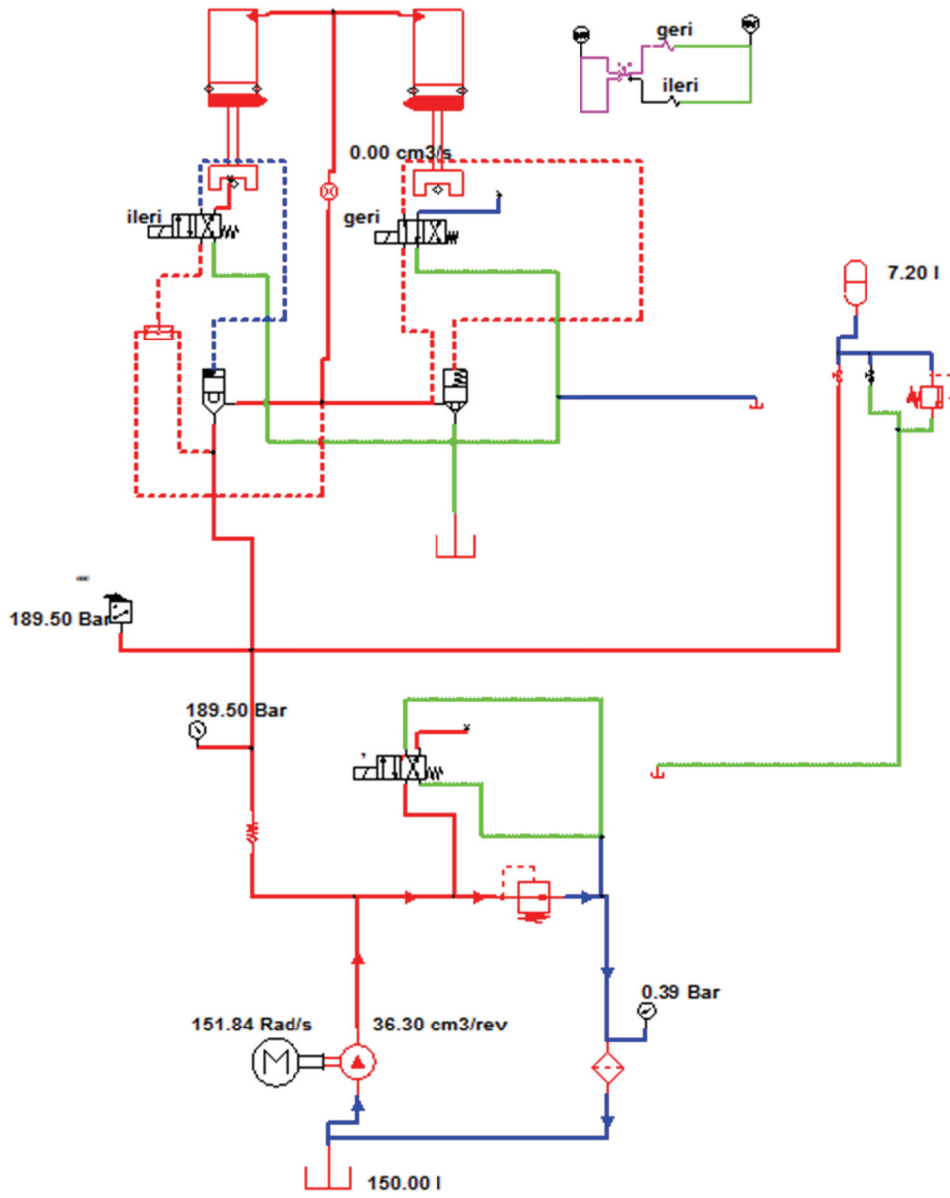
Silindir hacmindeki akışkanın tanka boşalması sırasında basınç hattından pompaya ulaşıp pompaya ve sisteme zarar vermemesi için çek valf kullanıldı.



Şekil 1.4.2. Tasarlanan Giyotin Makas



Şekil 1.4.3. Sistem Simülasyonu (Piston Geri Konumda İken)



Şekil 1.4.4. Sistem Simülasyonu (Piston İleri Konumda İken)



## SİMGE LİSTESİ

A	Alan [cm <sup>2</sup> ]
a	Dişli merkezleri arası [mm]
A	Piston alanı [m <sup>2</sup> ]
c	Akış hızı [m/s]
C	Rulman dinamik yük sayısı
D	Piston çapı (mm)
d	İç çap [mm]
d	Sıvı yoğunluğu [kg/m <sup>3</sup> ]
d	Rod çapı [mm]
da	Diş üstü çapı [mm]
df	Diş dibi çapı [mm]
E	Elastisite modülü [N/mm <sup>2</sup> ]
e	Diş boşluğu [mm]
F	Kesme kuvveti [kg]
F <sub>k</sub>	Kesme kuvveti [N]
g	Yer çekimi ivmesi [m/sn <sup>2</sup> ]
h	Diş yüksekliği [mm]
h	Sıvı yüksekliği [m]
ha	Diş başı yüksekliği [mm]
H <sub>B</sub>	Sertlik (N/mm <sup>2</sup> )
hf	Diş dibi yüksekliği [mm]
K <sub>ç</sub>	Çentik faktörü
K <sub>d</sub>	İşçilik kalitesi
K <sub>f</sub>	Form faktörü
m	Modül [mm]
M <sub>d</sub>	Moment [N*m]
Ne	Motor gücü [kW]
P	Sistem basıncı [bar]
p	Adım [mm]
p	Güç[kW]
Q	Debi [m <sup>3</sup> /s]
S	Çalışma emniyet faktörü
s	Diş kalınlığı [mm]
S	Kalınlık [mm]
U	Kesilecek kenarların toplamı [mm]
V	Hız [m/s]
V <sub>d</sub>	Deplasman [cm <sup>3</sup> / devir]
Z <sub>1</sub>	Diş sayısı

## Yunan Alfabesi

ε α	Profil kavrama oranı
v	Kinematik viskozite [m <sup>2</sup> / s]
σ <sub>ak</sub>	Akma dayanımı [N/mm <sup>2</sup> ]
σ <sub>B</sub>	Çekme dayanımı [N/mm <sup>2</sup> ]
σ <sub>D</sub>	Gerilme değeri
σ <sub>e=</sub>	Gerilme değeri
σ <sub>k</sub>	Kopma dayanımı [ N/mm <sup>2</sup> ]
Ψ <sub>m</sub>	Genişlik sayısı
T <sub>max</sub>	Tork [N*m]
k	İzentropik üs
φ	Basınç oranı
τ <sub>B</sub>	Malzemenin kesme dayanımı [N/mm <sup>2</sup> ]

## KAYNAKÇA

- [1] MEGEP, Makine Teknolojisi, "Makine Teknolojisi Hareket Ve Güç İletme Elemanları 1" , ANKARA 2006.
- [2] MEGEP, Makine Teknolojisi, "Yataklar " , ANKARA 2006.
- [3] Ataşımşek, S, "Sac Kalıpları "
- [4] Bozacı ,A ,Koçaş, ,İ ,Çolak, Ö, "Makine Elemanlarının Projelendirilmesi " Çağlayan Kitabevi
- [5] Hydac İnternational Accumulator Technology Catalog

## ÖZGEÇMİŞ

### Uğur ERDOĞMUŞ

1988 İstanbul doğumludur.2011 yılında Yıldız Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümünü bitirmiştir. Buga Otis A.Ş, Ferro Döküm A.Ş ve Arçelik A.Ş firmalarında stajlarını yapmıştır. Şuan Ford Otosan Gölcük Fabrikasında Proses Mühendisi olarak çalışmaktadır. Yıldız Teknik Üniversitesi Enerji Anabilim Dalı Yüksek Lisans Öğrencisidir.