

## TÜRKİYE' DE İMAL EDİLEN DAMPER KALDIRMA MEKANİZMALARININ KARŞILAŞTIRILMASI VE UYGULAMASI

Bilal PAR<sup>1</sup> Salim Tolga BOSTANCI<sup>2</sup>

**ÖZET:** Bu çalışmada, ülkemizde yaygın olarak imalatı yapılan beş tip damper kaldırma mekanizması ele alınarak bir karşılaştırma yapılmıştır. Konum çözümleri yapıldıktan sonra her mekanizma için bir hesaplama yöntemi çıkarılmış ve kritik anda gereksinim duydukları hidrolik gücü veren bağıntılar elde edilmiştir. Gereksinim duyulan güç bakımından karşılaştırmayı daha somut hale getirebilmek için damperli kasa montajına uygun bir araç seçilmiş ve bu araç için bir kasa tasarlanmıştır. Son olarak ele alınan mekanizmaların tasarlanan kasayı devirmesi incelenmiştir.

**ANAHTAR KELİMELELER:** Damperli kamyon, Devirme tertibatı.

## COMPARISON AND APPLICATION OF DUMPING MECHANISMS MANUFACTURED IN TURKEY

**ABSTRACT:** In this study, a comparison is made by tackling with five different types of dumping mechanisms of truck manufactured widely in Turkey. After the location analyses were carried out, a calculating method was found for each mechanisms, and the relations for hydraulic power to these mechanisms needed on the critical position were obtained. In order to get more observable comparison in relation to power needed, a truck being suitable for the assembly of dumping mechanism was selected, and a container has been designed for this vehicle. At the last stage, it was examined whether those mechanisms could lift the designed container.

**KEYWORDS:** Dump truck, dumping mechanism.

<sup>1</sup> Bilal PAR, Osmangazi Üniversitesi, Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, 26480 Batı Meşelik, ESKİŞEHİR.

<sup>2</sup> Salim Tolga BOSTANCI, Bostancı Kamyon Karoser ve Damper Sanayii, Yeni Sanayii Sitesi, Gediz Sokak No:2-3 Polatlı/ANKARA

## ***I.GİRİŞ***

TS 4930' a göre kamyon, izin verilebilen azami yüklü ağırlığı 3500 kg' dan fazla olan ve yük taşımak amacıyla imal edilen motorlu araçlar; damperli kasa ise çıplak şasi halindeki kamyon üzerine yük ve özellikle dökme malzeme taşımak amacıyla çelik saclardan yapılmış ve istenildiğinde altında bulunan hidrolik düzeni yardımıyla devrilebilen hareketli kasa olarak tanımlanmıştır [1].

Kaldırma tertibatının hidrolik pompası hareketini genellikle pnömatik olarak kontrol edilen bir dişli kutusu vasıtasıyla aracın vites kutusundan alır. Üretilen basınçlı yağ bir yön denetim valfi ve diğer yardımcı elemanlar vasıtasıyla hidrolik silindire aktarılır. Hidrolik silindirlerin sayısı mekanizmanın tipine ve yük kapasitesine bağlı olarak bir veya iki adet olabilir.

Damper kaldırma mekanizmalarını incelemeye başlamadan önce “mekanizma” kavramının bilinmesi gereklidir : “Mekanizma hareket ve kuvvet iletmek veya dönüştürmek, veya mukavim cisme ait bir noktanın belirli bir yörünge üzerinde hareket etmesini sağlamak için birbirine mafsallanmış uzuvlardan oluşan mekanik düzen” olarak tanımlanabilir [2]. Bu tanıma göre mekanizmaları, hareket ve kuvvet ileten ve dönüştüren mekanizmalar ve sevk mekanizmaları olarak iki ana başlık altında toplayabiliriz. Bu çalışmada A, B, C, D ve E tipi olarak adlandırılan beş farklı mekanizma ele alınmış olsa da, her mekanizmadan beklenen damperli kasanın belirli bir devirme açısı etrafında salınması olduğundan bu mekanizmaların bazı ortak özellikleri vardır. Bunlar şu şekilde özetlenebilir:

- Damper kaldırma mekanizmaları, kasanın ağırlık merkezini belirli bir yörünge üzerinde hareket ettiren mekanizmalar olduğundan sevk mekanizmalarıdır.
- Bir mekanizmanın kendinden beklenen görevi yerine getirebilmesi yani bir iş yapabilmesi için mecburi hareketli bir mekanizma olması ön şartı vardır. Damper kaldırma mekanizmalarında her uzvun noktaları diğer uzuvların noktalarına göre belirli yörüngeler çizdiği için bu mekanizmalar serbestlik derecesi bir olan mecburi hareketli mekanizmalardır.
- Damper kaldırma mekanizmalarında bütün uzuvların hareketleri paralel düzlemlerdedir ve mafsalların dönme eksenleri birbirine paraleldir, bu bakımından damper kaldırma mekanizmaları düzlemsel mekanizmalardır.

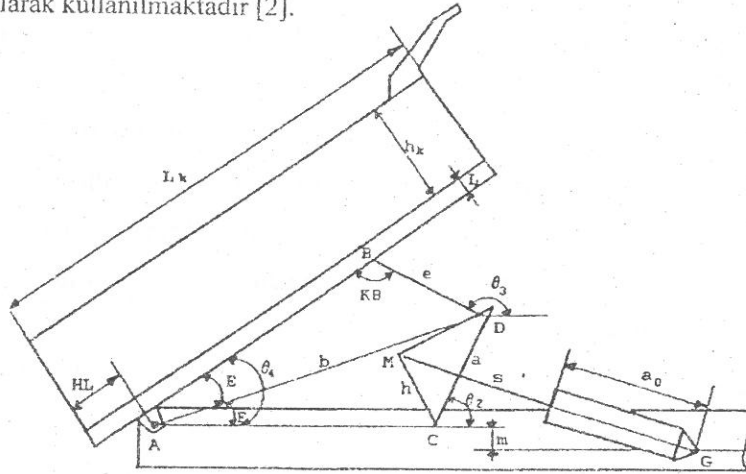
- Sabit uzva komşu uzuvlar belirli bir açıyı tarayacak şekilde salınım hareketi yaparlar bu bakımdan Grashof teoremine göre bu mekanizmalar çift sarkaç kol mekanizmalarıdır.
- Damper kaldırma mekanizmalarında ikili bir makas bir piston silindir çiftiyle değiştirilerek aynı kinematik özelliklere sahip eşdeğer bir mekanizma elde edilmiştir.

## II. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada; A, B, C, D ve E tipi olarak tanımlanan ve ülkemizde yaygın olarak imalatı yapılan beş tip damper kaldırma mekanizması incelenmiştir. Bu beş tip mekanizmadan C, D ve E tipi mekanizmalar aynı zamanda damperli ahşap kasa tabir edilen kasanın devrilmesi içinde yaygın olarak kullanılmaktadır [1].

### II.1. A Tipi Damper Kaldırma Mekanizması

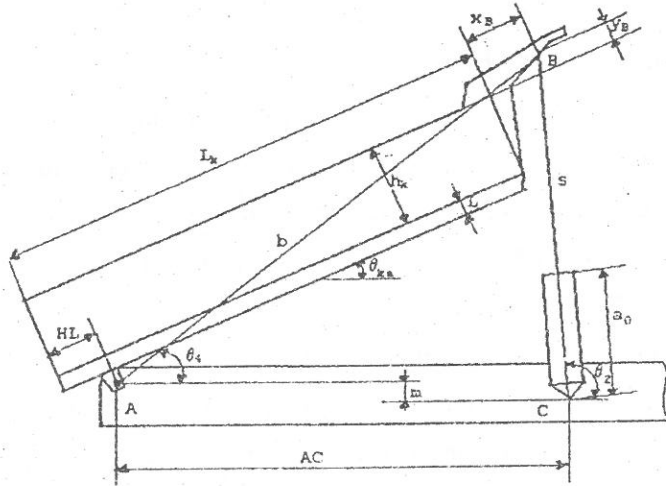
Şekil 1' de şematik olarak gösterilen A tipi damper kaldırma mekanizması aslında hidrolik silindir ile tahrik edilen düzlemsel bir dört çubuk mekanizmasıdır. Hidrolik silindir ile sistem altı uzuvlu bir mekanizmadır. Burada ikili bir makas, bir piston silindir çifti ile değiştirilmiş ve mekanizma eşdeğer hidrolik elemana sahip düzlemsel bir mekanizma olmuştur. Burada kasa ve giriş uzvu (üçgen şeklindeki uzuv) sınırlanmış bir devirme açısı arasında salınmaktadır. Bu dört çubuk tipi çift sarkaç olarak adlandırılır. Burada izleyici uzuv olan kasanın konumu dört çubuk mekanizmasının çıkışı olarak kullanılmaktadır [2].



Şekil 1. A tipi mekanizmanın şematik gösterimi.

### II.2. B Tipi Damper Kaldırma Mekanizması

Şekil 2' de şematik olarak gösterilen B tipi damper kaldırma mekanizması da aslında düzlemsel bir dört çubuk mekanizmasıdır [2]. Burada da ikili bir makas piston silindir çifti ile değiştirilmiştir.



Şekil 2. B tipi mekanizmanın şematik gösterimi.

### II.3. C Tipi Damper Kaldırma Mekanizması

B tipi mekanizmaya yakın bir yapıya sahip olan ve Şekil 3' de şematik olarak gösterilen C tipi mekanizmada kasa kapalı konumda iken teleskobik silindir kasa ön yüzüne paralel konumdadır.

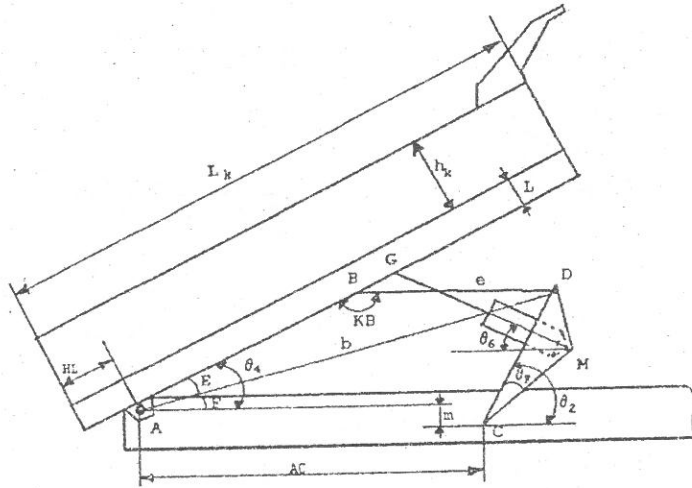
Bir yatay bileşen oluşmadığından uygulanan kuvvet tamamen kasayı devirmeye çalışır. C tipinde kullanılan teleskobik silindir boynuzlu teleskobik silindir olarak adlandırılmaktadır. B tipi mekanizma gibi C tipi de bir düzlemsel dört çubuk mekanizmasıdır [3]. İkili bir makas sistemi bir piston silindir çifti ile değiştirilmiştir.

### II.4. D Tipi Damper Kaldırma Mekanizması

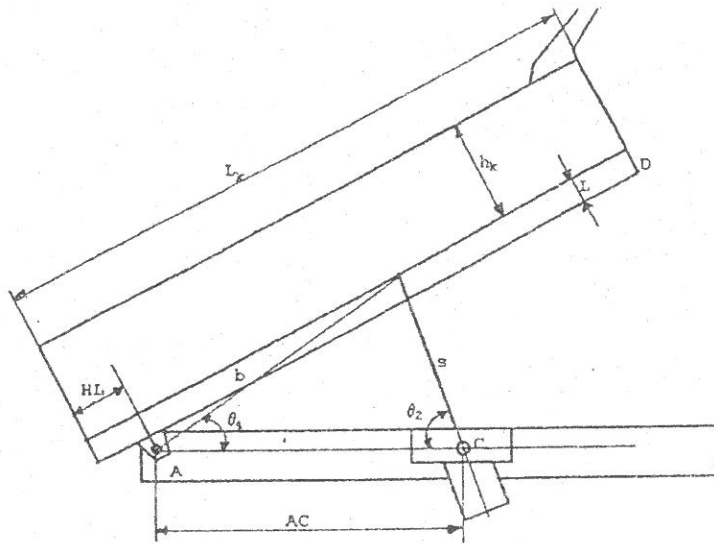
D tipi damper kaldırma mekanizması görünüşte A tipi gibi görülsede, hidrolik silindirin bağlantı noktaları ve mekanizmanın araç üzerindeki konumu açısından farklıdır. Mekanizma, Şekil 4' de görüldüğü gibi C noktasında sabit şasiye, G ve B noktalarında hareketli şasiye mafsallı olarak birleştirilmiştir.



mekanizmada, teleskobik silindirler aracın iki yanına, damperli kasanın sabit şasisi ile araç şasisini birleştirecek şekilde bağlanır. Silindirlerin kolları ise damperli kasanın yan taraflarının altına mafsallı olarak birleştirilir. Mekanizma mafsalları aynı dönme eksenini üzerinde olmalı ve her iki silindir kasayı eşit oranda yükseltmelidir.



Şekil 4. D tipi mekanizmanın şematik gösterimi



Şekil 5. E tipi mekanizmanın şematik gösterimi

### III. DAMPER KALDIRMA MEKANİZMALARININ HESAPLAMA YÖNTEMLERİ

Bir damper kaldırma mekanizmasında, mekanizmanın hidrolik pompası, hareketini aracın vites kutusundan alacak şekilde tasarlanmalı ve araç en büyük yüklü ağırlıklı yüklü durumda iken kasayı rahatlıkla devirebilecek güçte seçilmelidir. Mekanizmanın emniyeti açısından hidrolik devrede çek valf ve emniyet valfi bulunmalıdır.

Hidrolik bağlantılar dış etkenlere karşı korunmuş olmalı, aracın fırlatacağı taş ve benzeri sert cisimlerden hasar görmeyecek şekilde tasarlanmalıdır.

Hidrolik silindirler kasayı rahatça devirebilecek çapta seçilmeli ve damperli kasada hareketi sınırlandırma düzeni bulunmalıdır.

Damper kaldırma düzeni projelendirilirken en büyük taşıma yükünün % 20 oranında artabileceği göz önünde bulundurulmalı ve silindir, pompa ve yan elemanların seçimi buna göre yapılmalıdır [1,4,5].

Böylece hidrolik düzenin kaldırması gereken yük:

$$P = 1,2G_i + G_k \quad (1)$$

bağıntısı ile bulunur. Burada :  $G_i$  = İstiap haddi,  $G_k$  = Kasa ağırlığı' dır. Birim kasa boyuna düşen yük "q" ise aşağıdaki gibidir.

$$q = \frac{P}{L_k} = \frac{1,2G_i + G_k}{L_k} \quad (2)$$

Damperli kasanın menteşeden sonraki HL uzunluğu kasanın menteşeden önceki HL uzunluğundaki bölümünü dengeleyeceğinden, kaldırma düzeninin kaldıracağı uzunluk

$$L_{kd} = L_k - 2HL \quad (3)$$

eşitliği ile bulunur. Bu durumda damper kaldırma kuvveti:

$$P_{dk} = (L_k - 2HL).q \quad (4)$$

bağıntısı ile verilir. Damper kaldırma kuvveti " $P_{dk}$ "nın menteşeye uzaklığı  $L_k/2$  kadardır.

#### III.1. A Tipi Damper Kaldırma Mekanizmasının Hesabı

Kasa kaldırma kollarına gelen kuvvet, Şekil 6' daki kuvvet diyagramından A noktasına göre moment alınarak bulunur:

$$P_D \cdot d_D = P_{dk} \cdot (L_k/2) \quad (5)$$

Kasa yüklü iken hidrolik silindirin kasayı kaldırması için gereken kuvvet " $P_G$ " C noktasına göre alınacak momentle hesaplanır.

$$P_G \cdot h_G = P_D \cdot h_D \quad (6)$$

(5) nolu bağıntı (6) nolu eşitlikte yerine koyulursa:

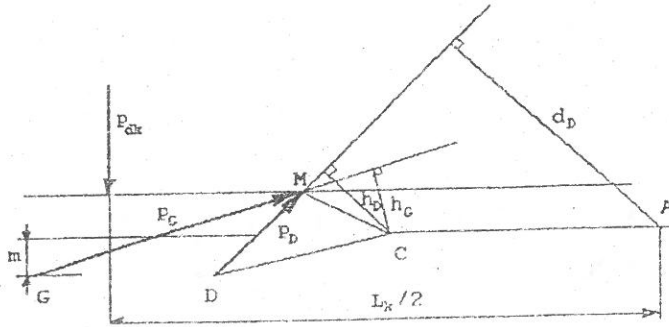
$$P_G = \frac{P_{dk} \cdot L_k \cdot h_D}{2 \cdot d_D \cdot h_G} \quad (7)$$

hidrolik silindirin uygulaması gereken kuvveti veren bağıntı elde edilir.

Hidrolik silindir içine belirli basınçta gönderilen akışkan kesit alanına bağlı olarak piston yüzeyine bir kuvvet uygular [5]. Bu kuvvet :

$$P_p = P_c \cdot \pi \cdot (d^2/2) \quad (8)$$

dir. Damperli kasanın kolayca kalkabilmesi için  $P_p > P_G$  olmalıdır.



Şekil 6. A tipi mekanizma için kuvvet diyagramı.

### III.1.1. Damper Kaldırma Kollarının Burkulma Kontrolü

A tipi mekanizmada kullanılan damper kaldırma kolları ekseninden baskıya zorlanan ince kolon olarak düşünülebilir. Kolon kesitinin boyuna oranı küçük olduğundan damper kaldırma kollarında burkulma meydana gelebilir. Burkulmanın meydana gelmemesi için parçadaki hesaplanan gerilimin mutlaka gerilim sınırlarını aşması veya bu sınırlara yaklaşması gerekli değildir. Bu değerler emniyetli mukavemet değerinin altında olabilir. Parça hiçbir zaman ideal doğru olmayacağı ve kuvvet de hiçbir zaman tam ağırlık merkezi ekseninden etkisini göstermeyeceği için, burkulma olayı her zaman oluşabilir [6,7].

Bir kolonun burkulmasına sebep olan kuvvet " $P_{kr}$ " ile tanımlanır. A tipi mekanizmada kullanılan kollar iki ucu mafsallı kolon olarak düşünülür.



$$P_{kr} = \frac{E.I.\pi^2}{L_2} \quad (9)$$

Emniyet katsayısı en az 3 alınmalıdır. Buna göre tek kola gelen kuvvet:

$$P' = P_{kr}/3 \quad (10)$$

ile hesaplanır.

Damper kaldırma düzeninde iki adet kol bulunduğuna göre kolların burkulmadan taşıyacağı yük:

$$P = 2P' \quad (11)$$

dır. D noktasında damper kaldırma kollarına gelen yük "P<sub>D</sub>" olduğuna göre :

$$P_D < P \text{ veya } P_c < (2/3)P_{kr} \text{ olmalıdır.}$$

### **III.2. B Tipi Damper Kaldırma Mekanizmasının Hesabı**

B tipi mekanizmada hidrolik silindirin uygulaması gereken kuvveti bulmak için iki yol izlenebilir:

a) A noktasına göre moment alınır (Şekil 2 ve 7' den):

$$P_{dk} \cdot (L_k/2) = P_{Gy} \cdot (L_k - HL + x_B) \quad (12)$$

eşitliği elde edilir.

$$P_{Gy} = P_G \cdot \sin\theta_2 \quad (13)$$

Buradan P<sub>G</sub> çekilerek (12) nolu denklemde yerine yazılırsa aranan bağıntı elde edilir.

$$P_G = \frac{P_{dk} \cdot L_k}{2(L_k - HL + x_B) \cdot \sin\theta_2} \quad (14)$$

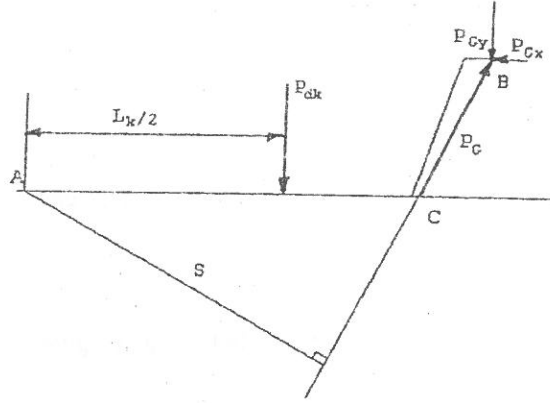
b) A noktasına göre moment alınır :

$$P_G \cdot S = P_{dk} \cdot (L_k/2) \quad (15)$$

Burada P<sub>G</sub>' nin menteşeye dik uzaklığını veren S değeri ölçekli çizim ile bulunabilir. Bu denklem (14) nolu bağıntıdan daha kullanışlıdır.

Şimdiye kadar bulunan denklemler en kritik an olan kasanın devrilmeye başladığı ilk an içindir. Herhangi bir andaki P<sub>G</sub> kuvvetini bulabilmek için (15) nolu bağıntıya bir cosθ<sub>ka</sub> çarpanı eklenerek her durum için S değeri ölçülmelidir.

$$P_G = \frac{P_{dk} \cdot L_k}{2 \cdot S} \cdot \cos\theta_{ka} \quad (16)$$



Şekil 7. B tipi mekanizmanın kuvvet diyagramı.

Kasanın devrilmeye başladığı kritik anda hidrolik pompası teleskobik silindirin birinci kademesine  $P_p$  kuvvetini uygulamaktadır. Kasanın rahatça devrilebilmesi için  $P_p > P_G$  olmalıdır. Teleskobik silindir açıldıkça her kademe için bu kontrol edilmeli ve silindir çapları buna göre seçilmelidir.

### III.3. C Tipi Damper Kaldırma Mekanizmasının Hesabı

Kasanın devrilmeye başladığı kritik anda silindirin uygulaması gereken kuvveti A noktasına göre moment alarak bulabiliriz (Şekil 8):

$$P_{dk} \cdot (L_k/2) = P_G \cdot S \quad (17)$$

Damperli kasanın herhangi bir konumu için teleskobik silindirin uygulaması gereken kuvvet ( $P_{dk}$ )'nin herhangi bir anda arka menteşeden uzaklığı:  $(L_k/2) \cdot \cos\theta_{ka}$ 'dır (Şekil 9). S her durum için ölçülmelidir. A noktasına göre moment alınırsa herhangi bir anda teleskobik silindirin uygulaması gereken kuvvet:

$$P_G \cdot S = P_{dk} \cdot (L_k/2) \cdot \cos\theta_{ka} \quad (18)$$

Şekil 9' da;

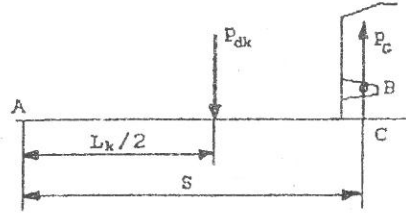
$$S = AC \cdot \sin\theta_2 \quad (19)$$

dir.

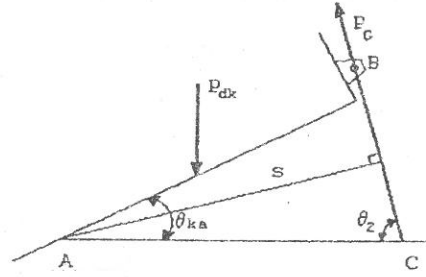
(19) nolu bağıntı (18)'de yerine koyulursa:

$$P_G = \frac{P_{dk} \cdot L_k \cdot \cos\theta_{ka}}{2 \cdot AC \cdot \sin\theta_2} \quad (20)$$

eşitliği elde edilir.



Şekil 8. C tipi mekanizmanın kuvvet diyagramı.



Şekil 9. C tipi mekanizmanın herhangi bir konumu için kuvvet diyagramı

En kritik an olan kasanın devrilmeye başladığı ilk anda hidrolik pompa teleskobik silindirin birinci kademesine  $P_p$  kuvvetini uygulamaktadır. Kasanın rahatça devrilebilmesi için  $P_p > P_G$  olmalıdır. Teleskobik silindir açıldıkça her kademe için bu kontrol edilmeli ve silindir çapları buna göre seçilmelidir.

#### III.4. D Tipi Damper Kaldırma Mekanizmasının Hesabı

Çözümü kolaylaştırmak için Şekil 10' da sistemin süperpoze edilmiş hali gösterilmiştir.

Bu durumda A noktasına göre moment alındığında;

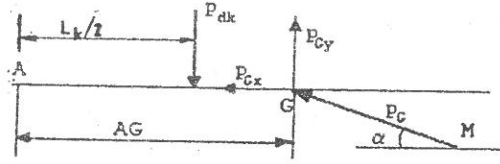
$$P_{Gy} \cdot AG = P_{dk} \cdot (L_k / 2) \quad (21)$$

$$P_G = P_{Gy} / \sin \alpha \quad (22)$$

elde edilir. ( $\alpha = 15^\circ$ )

$$P_G = \frac{P_{dk} \cdot L_k}{2 \cdot AG \cdot \sin \alpha} \quad (23)$$

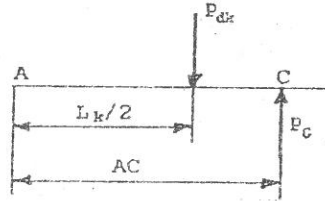
Yukarıdaki denklem hidrolik silindirin uygulaması gereken kuvveti, bağlanma açısına bağlı olarak vermektedir. Pompanın kritik halde uygulayacağı kuvvet  $P_p > P_G$  olmalıdır.



Şekil 10. D tipi mekanizma için kuvvet diyagramı

### III.5. E Tipi Damper Kaldırma Mekanizmasının Hesabı

Şekil 11' de A noktasına göre moment alınırsa silindirin ilk kademesinin uygulaması gereken kuvvet kolayca bulunur.



Şekil 11. E tipi mekanizma için kuvvet diyagramı.

$$P_G \cdot AC = P_{dk} \cdot (L_k/2) \quad (24)$$

Herhangi bir andaki  $P_G$  değerini bulmak için (24) nolu bağıntı ( $\cos\theta_{ka}/S$ ) ile çarpılmalıdır. Burada  $S=AC \cdot \sin\theta_2$ ,  $\theta_2$  ise silindirin herhangi bir anda yatayla yaptığı açıdır ve ölçekli çizimle bulunabilir.

## IV. DAMPERLİ KASANIN GEOMETRİK PROJELENDİRİLMESİ

Bir damperli kasa tasarlanırken, kasa tabanında malzeme akışına engel olacak girinti ve çıkıntıları en aza indirebilmek bakımından kasa taban sacı en çok dört parçalı yapılmalıdır. Yan saclar, biçim değiştirmelerini önlemek üzere yeterince takviye edilmelidir. Bu takviyeler U profilleri ile yapılabileceği gibi özel olarak preslenmiş saclarla da yapılabilir.

Damperli kasanın ön tarafına şoför mahallinin üstünü en az yarısına kadar örtecek büyüklükte siperlik konmalıdır. Damperli kasanın arka-kapağı üstten ve alttan açılacak şekilde projelendirilmelidir. Kapağın alttan açılması için yapılacak kilit

düzeni şoför mahalli yanından kumandalı veya otomatik olarak tasarımılandırılmalıdır. Kapağın üstten açılmasında kapağın açılmasını sınırlayan zincir ayarlanabilir nitelikte olmalı ve bu zincir yüklü kapağı taşıyabilecek güçte seçilmelidir [1,4,5].

#### IV.1. Kasa Boyunun Hesaplanması

Taşınan yükün araç üzerinde dengeli bir şekilde dağılımının sağlanması ve arka dingil gurubuna ve ön dingile gelen yüklerin üretici firmanın verdiği dingil kapasitelerini aşmaması bakımından kasa boyu hesabında temel uzunluk olan  $C_1$  mesafesinin (teker merkezi olarak da adlandırılır.) hesaplanmasında dikkatli davranılmalıdır. Seçilen veya hesaplanan  $C_1$  mesafesi daha sonra bazı kriterlere göre kontrol edilmelidir.

Arka dingil eksenine göre moment alınırsa

$$G.a = P.A \quad (25)$$

Ön dingil, azami yüklü ağırlığının 0,25 ila 0,35' ni taşımalıdır. Buna göre  $P/G$  oranı 0,25 ila 0,35 olarak alınabilir.

$$a = (0,25 \text{ ila } 0,35)A \quad (26)$$

olmalıdır.

$$G = G_s + Q \quad (27)$$

olduğuna göre;

$$G.a = G_s.a_s + Q.b \quad (28)$$

yazılabilir.

Burada a yerine (26) nolu bağıntı yerine koyulursa;

$$G.(0,25 \text{ ila } 0,35).A = G_s.a_s + Q.b \quad (29)$$

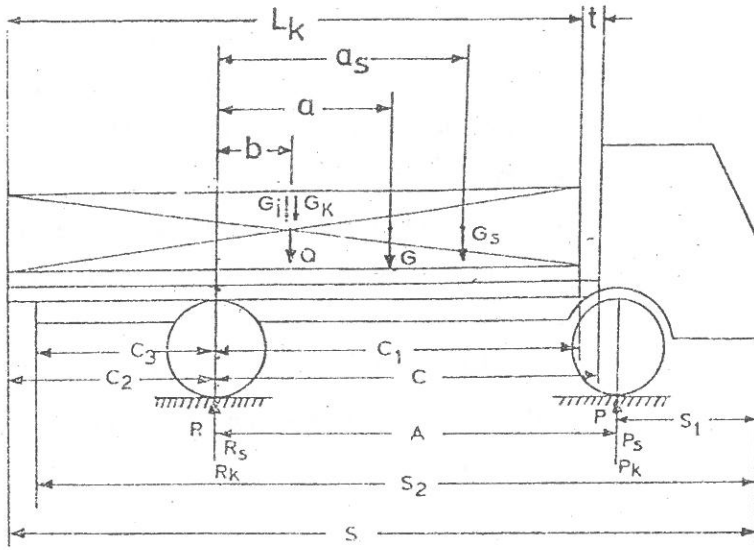
bağıntısı elde edilir. Bu bağıntıdan kasa ağırlık merkezinin arka dingilden uzaklığını veren bağıntı elde edilebilir.

$$b = \frac{G.(0,25 \text{ ila } 0,35).A - G_s.a_s}{Q} \quad (30)$$

- Çıplak şasi halinde arka dingile göre moment alınırsa:

$$G_s.a_s = P_s.A \quad (31)$$

(30) nolu bağıntıda, (31) nolu bağıntı yerine koyulursa kasa ağırlık merkezinin arka dingilden uzaklığı için yeni ve daha elverişli bir bağıntı elde edilir:



Şekil 12. Kasa boyunun hesaplanmasında temel boyutlar.

$$b = \frac{G \cdot (0,25 \text{ ila } 0,35) \cdot A - P_s \cdot A}{Q} \quad (32)$$

Şekil 12' den kasa boyunu veren bağıntının;

$$L_k = (C_1 - b)2 \quad (33)$$

olduğu kolayca görülebilir. Burada (32) nolu bağıntı ile verilen "b" değeri (33) nolu bağıntıda yerine koyularak maksimum ve minimum kasa boyunu veren iki bağıntı elde edilir.

$$L_{k\max} = 2 \left( C_1 - \frac{(0,25G - P_s)A}{Q} \right) \quad (34)$$

$$L_{k\min} = 2 \left( C_1 - \frac{(0,35G - P_s)A}{Q} \right) \quad (35)$$

Bu iki denklem ile bulunan değerler arasında seçilen kasa boyu, aşağıdaki kriterlere göre kontrol edilmelidir.

a) Arka kapağın aşağıya doğru rahatça açılabilmesi için:

$$L_k > C_1 + C_3 \quad (36)$$

şartı sağlanmalıdır.

b) Kasanın şasi ucundan 600 mm' den fazla taşmaması için:

$$L_k \leq (C_1 + C_3 + 600) \quad (37)$$

olmalıdır.

Bu iki koşul aşağıdaki gibi birleştirilebilir:

$$C_1 + C_3 < L_k \leq (C_1 + C_3 + 600) \quad (38)$$

c) Kasa ağırlık merkezinin arka dingil veya arka dingil gurubu bileşke ekseninin arkasına düşmemesi için :

$$b = C_1 - (L_k/2) \Rightarrow C_1 > L_k/2 \quad (39)$$

şartı sağlanmalıdır.

d) En büyük taşıma yükü ile yüklü durumda iken ön dingil kapasitesinin aşılması için :

$$L_k \geq 2 \left( C_1 - \left( \frac{P_k - P_s}{P_k + R_k - G_s} \right) \Lambda \right) \quad (40)$$

olmalıdır.

#### **IV.2. Yüklü Durumda Arka Dingil Ağırlığının Hesaplanması**

Şekil 12' den aracın ön dingiline göre moment alınırsa yüklü durumda arka dingil ağırlığı için aşağıdaki ifade elde edilir.

$$R = \frac{(A - b).Q + A.R_s}{A} \quad (41)$$

(41) nolu bağıntıda Q' nun değeri en büyük taşıma yükü ile kasa ağırlığının toplamıdır.

$$Q = G_i + G_k \quad (42)$$

Kasa ağırlık merkezinin arka dingilden uzaklığı ise;

$$b = C_1 - (L_k/2) \quad (43)$$

bağıntısı ile elde edilebilir.

#### **IV.3. En Büyük Taşıma Yükü'nün Belirlenmesi**

Bir aracın en büyük taşıma yükü belirlenirken araca ait; azami yüklü ağırlık, şasi halindeki ağırlık, şasi halinde ön ve arka dingil ağırlıkları, ön ve arka dingil kapasiteleri, azami uzunluk ve yüksekliği, azami genişliği, dingil mesafesi, arka dingil şasi ucu arası mesafe ve arka dingil şoför mahalli arası mesafe gibi bazı temel boyutların bilinmesi gerekir. Bu bilgiler aracın teknik belgesinden veya araç üzerinden bizzat ölçü alınarak elde edilebilir.

Aracın kasalı ağırlığı aşağıdaki bağıntı ile ifade edilebilir:

$$G - G_i = R_a + P_a \quad (44)$$

a) Ön dingile göre moment alındığında:

$$A.R = (A - a).G \quad (45)$$

ifadesi elde edilir. (45) nolu bağıntı (44) nolu bağıntıda yerine koyulursa;

$$G_i = \frac{A.R}{A - a} - R_a - P_a \quad (46)$$

bağıntısı elde edilir. T.S.4930' a göre en büyük taşıma yükü,

$$G_i = \frac{R - R_a}{2.A - C_1 + C_2} \quad (47)$$

$$G_i = G - G_k - G_s \quad (48)$$

bağıntıları ile hesaplanır.

Bu iki bağıntı ile bulunan değerlerden küçük olanı en büyük taşıma yükü olarak seçilir.

#### ***IV.4. En Büyük Yüklü Ağırlığın ve Dingil Yüklerinin Hesabı***

Son bulunan en büyük taşıma yüküne göre en büyük yüklü ağırlık ve dingil yükleri yeniden hesaplanmalıdır.

a) En büyük yüklü ağırlık,

$$G = G_i + G_k + G_s \quad (49)$$

b) Yüklü haldeki ön dingil ağırlığı,

$$P = \frac{Q.b}{A} + P_s \quad (50)$$

c) Yüklü haldeki arka dingil ağırlığı,

$$R = G - P \quad (51)$$

ile hesaplanır.

### ***V. B.M.C. FATİH 200 - 26 SHT TURBO INTERCOOLER İÇİN***

#### ***A, B, C, D ve E TİPİ MEKANİZMALARIN UYGULANMASI***

Ülkemizde seri imalatı yapılan BMC FATİH 200-26 SHT'ye damperli kasa uygulanması oldukça yaygındır. Bu nedenle, bu aracın teknik verilerinden yola çıkılarak uygun bir kasa modeli ortaya çıkarılacak ve ele alınan mekanizmaların bu kasayı devirmesi incelenecektir.



BMC FATİH 200-26 SHT'nin teknik özellikleri [8]: ( Araca ait teknik belge ve fabrika tanıtın kataloglarından alınmıştır)

Azami yüklü ağırlık (G)	: 255000 N
Çıplak şasi ağırlığı (G <sub>s</sub> )	: 68700 N
Azami yüklü ön dingil ağırlığı (P <sub>k</sub> )	: 65000 N
Azami yüklü arka dingil ağırlığı (R <sub>k</sub> )	: 190000 N
Taşıma sınırı (kasa ile birlikte) (Q)	: 186300 N
Çıplak şasi halinde ön dingil ağırlığı (P <sub>s</sub> )	: 34800 N
Çıplak şasi halinde arka dingil ağırlığı (R <sub>s</sub> )	: 33900 N

#### ***V.1. BMC Fatih 200-26 SHT İçin Kasa Boyu Hesabı***

Şekil 13' de verilen ölçüler yataklı uzun şasi kamyonu aittir. Araca damperli kasa montajı yapılacağından kasanın kolayca devrilebilmesi ve kasanın devrilmeye başlamasıyla arka dingil gurubu bileşke eksenine gelecek olan momentin minimuma indirilebilmesi için şasi bir miktar kısaltılmalıdır. Seçilen araç için şasinin 800 mm kısaltıldığı kabul edilecektir. Daha sonra buna göre elde edilen yeni boyutlar dikkate alınarak maksimum ve minimum kasa boyları hesaplanacak, bu iki değer arasından uygun bir kasa boyu seçilerek Bölüm IV.1' de verilen kriterlere göre kontrol edilecektir. Fabrika çıkışı kısa şasi olan araçlarda bu işleme gerek yoktur.

-Buna göre yeni boyutlar:

$$\text{Faydalı şasi uzunluğu} : 6950 - 800 = 6150 \text{ mm}$$

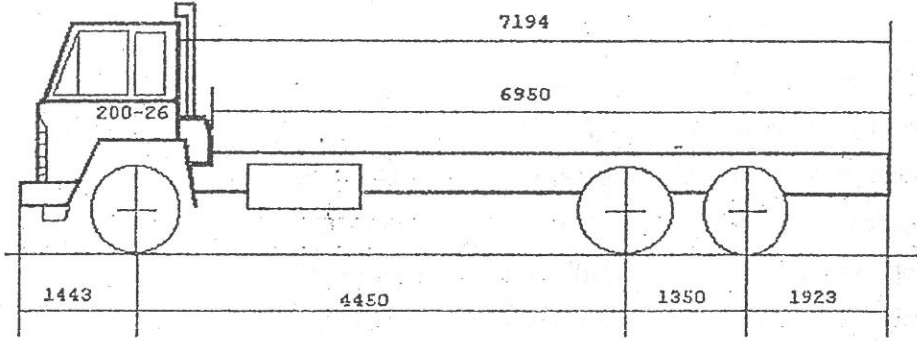
$$\text{Arka uzunluk} : 1923 - 800 = 1123 \text{ mm}$$

$$\text{Arka dingil gurubu bileşke eksenini arka tampon arası (C<sub>3</sub>)} : (1350/2) + 1923 - 800 = 1798 \text{ mm}$$

$$\text{Şoför mahalli arka tampon arası} : 7194 - 800 = 6394 \text{ mm olarak bulunur.}$$

Kasa boyu hesabına başlamadan önce, temel boyut olan kasa ön ucu bileşke eksenindeki mesafe (C<sub>1</sub>) tespit edilmelidir.

Bölüm IV.4' de yüklü durumda dingil ağırlığının hesaplanması için verilen (41) nolu bağıntıdan b değeri bulunarak (43) nolu bağıntıdan C<sub>1</sub> değeri hesaplanabilir. Burada kasa boyu L<sub>k</sub> tecrübe olarak 6000 mm alınacak ve daha sonra hesaplanan C<sub>1</sub> değeri Bölüm IV.1' de kasa boyu hesabı için verilen (34) ve (35) nolu denklemlerde yerine koyularak seçilen kasa boyunun uygun olup olmadığı kontrol edilecektir.



Şekil 13. BMC Fatih 200-26 SHT'nin genel boyutları.

$$R = \frac{(A-b) \cdot Q + A \cdot R_s}{A}$$

$$190000 = \frac{(5125-b) \cdot 186300 + 5125 \cdot 33900}{5125} \Rightarrow b = 830,8 \text{ mm}$$

$$b = C_1 - (L_k/2)$$

$$830,8 = C_1 - (6000/2) \Rightarrow C_1 = 3830,8 \text{ mm}$$

$$L_{kmin} = 2 \left( C_1 - \frac{(0,25G - P_s)A}{Q} \right) \quad \text{ve} \quad L_{kmax} = 2 \left( C_1 - \frac{(0,35G - P_s)A}{Q} \right)$$

$$L_{kmax} = 2 \left( 3830,8 - \frac{(0,25 \cdot 255000 - 34800) \cdot 5125}{186300} \right) \Rightarrow L_{kmax} = 6069 \text{ mm}$$

$$L_{kmin} = 2 \left( 3830,8 - \frac{(0,35 \cdot 255000 - 34800) \cdot 5125}{186300} \right) \Rightarrow L_{kmin} = 4666 \text{ mm}$$

olarak bulunur.  $4666 \leq 6000 \leq 6069$  olduğundan seçilen kasa boyu uygundur.

Kontroller :

a) Arka kapağın aşağıya doğru rahatça açılabilmesi için:

$$L_k > C_1 + C_3$$

$$6000 > 3830,8 + 1798 \Rightarrow 6000 > 5628,8 \text{ olduğundan arka kapak kolayca açılır}$$

b) Kasanın şasi ucundan 600 mm' den fazla taşmaması için:

$$L_k \leq C_1 + C_3 + 600$$

$$6000 \leq 3830,8 + 1798 + 600 \Rightarrow 6000 \leq 6228,8 \text{ olduğundan kasa boyu uygundur.}$$

c) Kasa ağırlık merkezinin arka dingil gurubu bileşke ekseninin arkasına düşmemesi için:

$$C_1 > (L_k/2)$$

$$3830,8 > 3000 \text{ kasa ağırlık merkezi bileşke ekseninin arkasına düşmüyor}$$

d) Ön ve arka dingil kapasitelerinin aşılmaması için:

$$L_k \geq 2 \cdot \left( C_1 - \left( \frac{P_k - P_s}{P_k + R_k - G_s} \right) \cdot \Delta \right) \Rightarrow 6000 \geq 2 \cdot \left( 3830,8 - \left( \frac{65000 - 34800}{65000 + 190000 - 68700} \right) \cdot 5125 \right)$$

$$6000 \geq 6000 \text{ olduğundan ön dingil kapasitesi aşılmamaktadır.}$$

### ***V.2. BMC Fatih 200-26 SHT İçin En Büyük Taşıma Yüğü Tayini***

-Kasalı halde ön dingile gelen ağırlığın hesaplanması (hesaplamalarda kasa ağırlığı 40000N olarak dikkate alınacaktır) :

Araç şasisi, ön dingil eksen ve arka dingil gurubu bileşke eksen olmak üzere iki noktadan mesnetli giriş gibi düşünülürse Şekil 14 çizilebilir. Buradan:

-Ön dingile göre moment alınır (P noktası):

$$F_r \cdot A = G_k \cdot (A - b) \text{ bulunur.}$$

$$F_r = (G_k \cdot (A - b)) / A = (40000 \cdot (5125 - 830,8)) / 5125$$

Kasa nedeniyle arka dingile gelen yük :  $F_r = 33520$  N dir.

Kasalı arka dingil ağırlığı "R<sub>a</sub>" ise,

$$R_a = F_r + R_s = 33520 + 33900 \Rightarrow R_a = 67420 \text{ N dir.}$$

$$C_2 = L_k - C_1$$

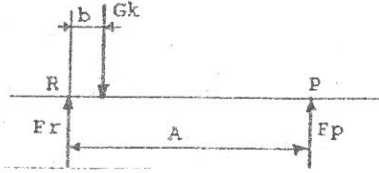
$$C_2 = 6000 - 3830,8 \Rightarrow C_2 = 2169,2 \text{ mm dir.}$$

$$G_i = 2 \cdot A \cdot \frac{R - R_a}{2 \cdot A - C_1 + C_2} = 2 \cdot 5125 \cdot \frac{190000 - 67420}{2 \cdot 5125 - 3830,8 + 2169,2} = 146,3 \text{ kN olacaktır.}$$

(48) nolu bağıntıya göre en büyük taşıma yükü :

$$G_i = G - G_k - G_s = 255000 - 40000 - 68700 = 146300 \text{ N}$$

olarak bulunur. Buna göre En büyük taşıma yükü  $G_i = 146300 \text{ N}$  olarak alınmalıdır.



Şekil 14. Araç şasisi için kuvvet diyagramı.

### V.3. Yüklü Ağırlık ve Dingil Yüklerinin Kontrolü

Yukarıdaki hesaplamalarla bulunan yüklü ağırlık ve dingil yükleri yeniden hesaplanarak kontrol edilmelidir.

a) En büyük yüklü ağırlık:

$$G = G_i + G_k + G_s = 146300 + 40000 + 68700 = 255000 \text{ N} = 255 \text{ kN}$$

b) Yüklü halde ön dingil ağırlığı: kasa + faydalı yükten ön dingile gelen ağırlık ile çıplak şasi halindeki ön dingil ağırlığının toplamıdır.

$$P = \frac{Q \cdot b}{A} + P_s = \frac{186300 \cdot 830,8}{5125} + 34800 = 65 \text{ kN}$$

$P \leq P_k$  olduğundan ön dingil emniyetlidir.

c) Yüklü halde arka dingil ağırlığı:

$$R = G - P = 255000 - 65000 = 190 \text{ kN} \quad R \leq R_k \text{ olduğundan arka dingil emniyetlidir.}$$

### V.4. BMC Fatih 200-26 SHT İçin A Tipi Damper Kaldırma

#### Mekanizmasının Hesabı

Damper kaldırma düzeni hesaplanırken en büyük taşıma yükünün % 20 artabileceği göz önünde bulundurulmalı ve mekanizmanın kaldırması gereken yük ( $P_{dk}$ ) buna göre hesaplanmalıdır.

$$P_{dk} = 1,2 \cdot G_i + G_k = 1,2 \cdot 146300 + 40000 = 215560 \text{ N} \text{ dir.}$$

Birim kasa boyuna düşen yük "q" ise ;

$$q = P_{dk} / L_k = 215560 / 600 = 359,26 \text{ N/cm} \approx 360 \text{ N/cm} \text{ olur.}$$



#### V.4.1. Damper Kaldırma Kollarında Burkulma Kontrolü

A tipi mekanizmada iki adet damper kaldırma kolu bulunmaktadır ve bu kollar burkulma olmaksızın kasayı kaldırabilmelidir (Şekil 16).

x - x eksenine göre atalet momenti alınır:

$$I_x = (6^4 - 4,8^4) / 12 \Rightarrow I_x = 63,8 \text{ cm}^4$$

olur.

Damper kaldırma kolları St 37 imalat çeliğinden yapılmıştır, elastisite modülü  $E = 21.10^6 \text{ N/cm}^2$  dir.

Burkulma uzunluğu  $L_{bk} = e = 50 \text{ cm}$ ' dir. Bu durumda kritik yük:

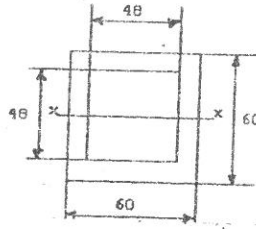
$$P_{kr} = \frac{E \cdot I \cdot \pi^2}{L_{bk}^2} = \frac{21 \cdot 10^6 \cdot 63,8 \cdot \pi^2}{50^2} \Rightarrow P_{kr} = 5289318,4 \text{ N} \text{ olarak bulunur.}$$

emniyet katsayısı minimum 3 olmalıdır.

$$P' = P_{kr} / 3 = 5289318,4 / 3 \Rightarrow P' = 1763106 \text{ N}$$

Kaldırma düzeninde iki adet kol bulunduğundan kolların burkulmadan taşıyabileceği yük:

$P = 2P' = 35262112 \text{ N}$  dir.  $579460 < 35262112$  yani,  $P_D < P$  olduğundan kollar emniyetlidir.



Şekil 16. Damper kaldırma kolu kesiti.

#### V.5. BMC Fatih 200-26 SHT için B Tipi Damper Kaldırma Mekanizmasının Hesabı

Damper kaldırma kuvveti " $P_{dk}$ " Bölüm V.4' de 189290 N olarak hesaplanmıştı. Damper kaldırma kuvvetinin kasanın her konumunda arka menteşeye olan uzaklığı Şekil 17' den ölçülerek bulunabileceği gibi (16) nolu bağıntıda kalkma açısı yerine koyularak da

hesaplanabilir. İhtiyaç duyulan güç en büyük değerini kasanın devrilmeye başladığı ilk anda alacağından karşılaştırma bakımından sadece bu anda ihtiyaç duyulan gücün hesaplanması yeterli olacaktır.

Damperin kalkmaya başladığı ilk anda ihtiyaç duyulan güç (15) nolu bağıntı ile:

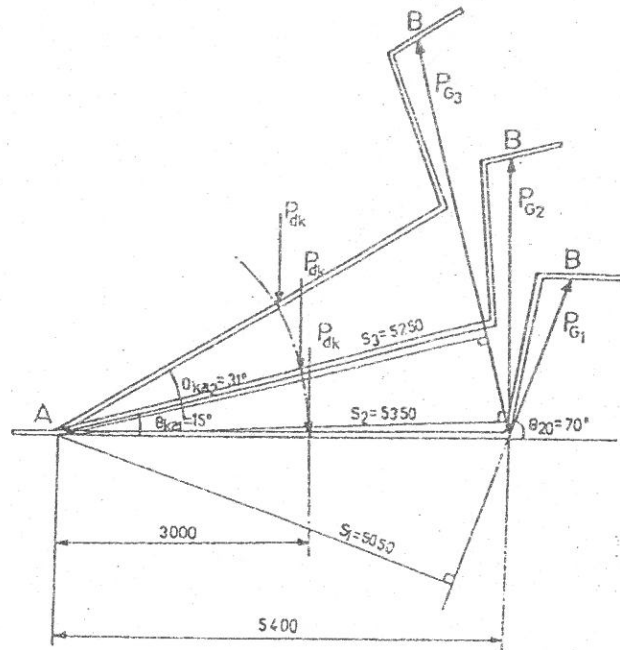
$$P_{G1} = \frac{P_{dk} \cdot L_k}{2 \cdot S_1} = \frac{189290 \cdot 6000}{2 \cdot 5050} \Rightarrow P_{G1} = 112450 \text{ N olarak bulunur.}$$

#### V.6. BMC Fatih 200-26 SHT için C Tipi Mekanizmanın Hesabı

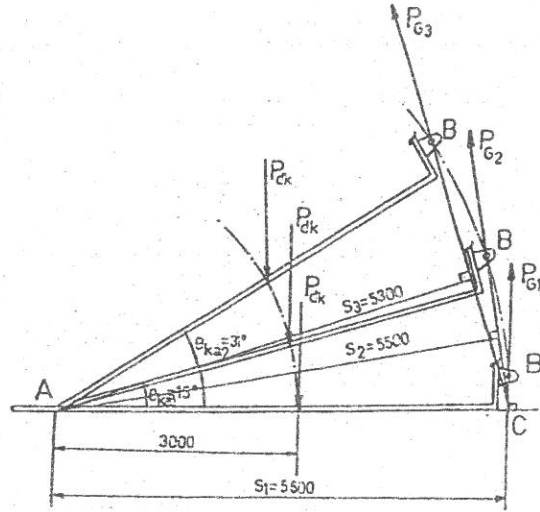
Önceki bölümlerde  $P_{dk}$  189290 Nt olarak hesaplanmıştı Şekil 18' den faydalanarak her kademe için moment mesafeleri bulunabilir.  $P_G$  değeri bulunurken  $P_{dk}$  'nın menteşeye uzaklığı ölçülerek (17) nolu denklem kullanılabilir gibi kalkma açısına bağlı olan (18) nolu bağıntıda kullanılabilir. B tipinde olduğu gibi burada da ilk kritik andaki gücün hesaplanması yeterli olacaktır.

Kritik anda ihtiyaç duyulan güç (17) nolu bağıntı ile (burada  $S_1 = AC$  dir.):

$$P_{G1} = \frac{P_{dk} \cdot L_k}{2 \cdot S_1} = \frac{189290 \cdot 6000}{2 \cdot 5600} \Rightarrow P_{G1} = 101410 \text{ N olarak bulunur.}$$



Şekil 17. B tipi mekanizma için ölçekli çizim yoluyla pistonun üç hali için moment mesafelerinin bulunması.

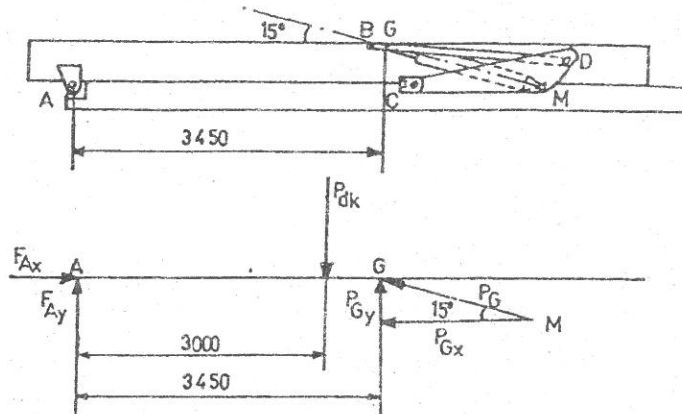


Şekil 18. C tipi mekanizma için ölçekli çizim yoluyla pistonun üç hali için moment mesafelerinin bulunması.

#### V.7. BMC Fatih 200-26 SHT İçin D Tipi Mekanizmanın Hesabı

Şekil 19' da D tipi mekanizmanın kapalı hali ve sistemin süperpoze edilmiş hali verilmiştir. Burada A noktasına göre moment alınarak (23) nolu bağıntı elde edilebilir. Buradan silindirin uygulaması gereken kuvvet;

$$P_G = \frac{P_{dk} \cdot L_k}{2 \cdot A_G \cdot \sin \alpha} = \frac{189290.6000}{2.3450 \cdot \sin 15} \Rightarrow P_G = 635970 \text{ N} \text{ olarak bulunur.}$$



Şekil 19. D tipi mekanizmanın kuvvet diyagramı.



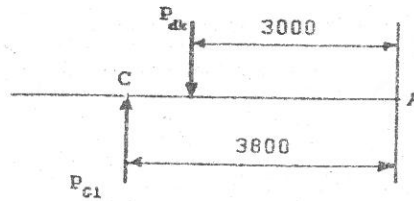
### V.8. BMC Fatih 200-26 SHT İçin E Tipi Mekanizmanın Hesabı

Bu tip mekanizmada teleskobik silindirler araç şasisinin iki yanına bağlandığından, silindirlerin bağlanma noktası, yani arka menteşeye uzaklıkları belirlenirken, araç şasisine bağlı hava tüpü, yakıt tankı vb. ekipmanın yerleri dikkate alınmalıdır. Silindirler çalışma sırasında eğileceğinden bunlara çarpmamalıdır. Silindirler araç şasisine dıştan bağlandığından silindir boyu kısa, kademe sayısı fazladır.

Kritik anda iki teleskobik silindirin uygulaması gereken toplam kuvvet Şekil 20' de A noktasına göre moment alınarak;

$$P_G = \frac{P_{dk} \cdot L_k}{2 \cdot AC} = \frac{189290 \cdot 6000}{2 \cdot 3800} \Rightarrow P_G = 149440 \text{ N olarak bulunur.}$$

Diğer kademelerde silindirin uygulaması gereken kuvvetin hesaplanması için iki yol vardır. Birinci yol B ve C tiplerinde olduğu gibi moment mesafelerinin ölçekli çizimle bulunmasıdır



Şekil 20. E tipi mekanizmanın kuvvet diyagramı.

ancak kademe sayısı fazla olduğundan bu yol çok kullanışlı değildir. İkinci yol ise her kademe için  $\theta_2$  açısının bulunarak Bölüm III.5' de deyinildiği gibi (24) nolu bağıntının  $(\cos\theta_{ka}/S)$  çarpanı ile çarpılması ile her kademe için teleskobik silindirin uygulaması gereken kuvvet bulunabilir.

## VI. SONUÇLAR VE TARTIŞMA

İlgili bölümlerde, incelenen mekanizmaların kinematik analizleri yapılarak karşılaştırılmış ve damperli kasanın devrilmesi için hidrolik sistemin uygulaması gereken gücü veren bağıntılar elde edilmiştir. Daha sonra, karşılaştırmada referans

olarak alınan araç için tasarlanan kasanın sözü geçen beş tip mekanizma tarafından devrilmesi incelenmiş ve bu mekanizmaların kritik anda ihtiyaç duyduğu hidrolik güç hesaplanarak 189290 N' luk bir yük için aşağıdaki değerler elde edilmiştir.

	A tipi	B tipi	C tipi	D tipi	E tipi
$P_G(N)$	772610	112450	101410	635970	149440

#### A tipi damper Kaldırma mekanizması:

Görüldüğü gibi aynı işi yapmak için en fazla güç gerektiren mekanizma A tipidir. A tipi mekanizma D tipi dışında, diğer mekanizmalara göre karışık bir yapıya sahip bir dört uzuvlu mekanizma olduğundan imalat ve montajı daha güçtür ve daha titiz bir işçiliğe gerek vardır. 189290 N' luk bir yükü kaldırmak için 772610 N' luk bir itme gücü gerektiren mekanizma daha ağır yüklerin kaldırılmasında çok daha fazla itme gücü gerektireceğinden çok ekonomik bir mekanizma değildir. Ancak kullanılan en eski mekanizma olduğundan sistem oturmuştur ve tüm imalatçılar tarafından bir problemle karşılaşılmaksızın imal edilmektedir. Diğer mekanizmalara göre kasa tam açık konumda iken dengeleme daha küçük bir alanda yapılmaktadır, bu da aracın bu halde hareket etmesi halinde kasanın oldukça fazla sallanmasına neden olmaktadır.

A tipi mekanizma daha çok şantiye tipi kamyonlara uygulanmakta ve yükün kısa mesafelere taşındığı durumlarda tercih edilmektedir. Sistemde kaldırılacak yüke göre bir yada iki adet hidrolik silindir kullanılmaktadır. Silindirlerin gövdesi aynı zamanda yağ deposu olarak kullanılabilirdiğinden ayrıca bir yağ deposuna gerek kalmamaktadır. Sistemin bir diğer avantajı da kasa tam kapalı konumda iken mekanizma şasi içinde kaldığından araç ağırlık merkezinin daha aşağıda olmasına imkan vermesidir.

#### B tipi damper kaldırma mekanizması:

Yükü kısa mesafe taşıyan şantiye tipi kamyonlarda A tipinden sonra en çok tercih edilen mekanizma B tipidir. B tipi mekanizma önden kaldırmanın bir avantajı olarak daha az kuvvet gerektirir. Ancak kritik anda yani damperli kasanın kalkmaya başladığı ilk anda teleskobik silindir yatayla bir  $\theta_2$  açısı yapmaktadır. Bu nedenle silindirin uyguladığı kuvvetin sadece düşey bileşeni iş yaptığından C tipine göre daha fazla itme gücüne ihtiyaç duyar. Yine aynı sebepten kasa ön yüzü eğik olarak imal edilir yada silindir için

ön yüzde bir yuva açılır. Bu kasa hacmini küçülttüğü ve işçiliği artırarak imalatı zorlaştırdığı için istenmeyen bir durumdur.

210 kg'lık silindir ağırlığı ve yaklaşık 80 lt yağ kapasitesi ile diğer sistemlere göre oldukça hafiftir. A ve D mekanizmaları gibi karmaşık bir yapıya sahip olmadığından imalatı ve montajı oldukça kolaydır. Ancak kuvvetin uygulama noktası siperlik olduğundan kasanın ön yüzü ve siperliği yeterince sağlam olarak imal edilmelidir.

#### C tipi damper kaldırma mekanizması:

Yapılan karşılaştırma sonucu aynı işi yapmak için en az itme kuvvetine ihtiyaç duyan mekanizmanın C tipi olduğu ortaya çıkmıştır. Bunun nedeni sistemin kritik anda en uzun moment mesafesine sahip olmasıdır. Silindir şasiye dik konumda olduğundan kasa ön yüzünün eğik olarak yapılmasına gerek yoktur.

Önden kaldırmanın bir avantajı olarak B ve C tipi mekanizmalar en büyük dengeleme alanına sahip olduğundan kasa tam açık konumda iken dengeleme oldukça başarılıdır. Yinede bu iki tip de diğerlerinden farklı olarak denge ayağı kullanmakta emniyet açısından fayda vardır.

Önden kaldırmanın en önemli avantajlarından birisi de hidrolik sistemde meydana gelen bir arızanın D ve E tiplerinin aksine, aracın devrilmesine neden olmamasıdır.

C tipi mekanizma da yaklaşık 80 lt yağ kapasitesi ve 210 kg'lık (seçilen araç için uygulanan silindirin ağırlığı) ağırlığıyla incelenen mekanizmalar içinde B tipi ile birlikte en hafifidir.

C tipi mekanizma damperli ahşap kasanın devrilmesinde de yukarıda sayılan özelliklerinden dolayı geniş bir uygulama alanı bulmuştur.

#### D tipi damper kaldırma mekanizması:

Son birkaç yılda imal ve montajına başlanan D tipi mekanizma da aynı işi yapmak için A tipinden sonra en fazla güç gerektiren mekanizmadır. Çift olarak kullanılan mekanizma aynı zamanda incelenen mekanizmalar içinde en karışık yapıya ve yaklaşık bir tonluk ağırlığıyla da en fazla ağırlığa sahip mekanizmadır.

Dengeleme açısında oldukça başarılı olan mekanizma, çelik kasaya göre daha hafif olan ahşap damperli kasanın devrilmesi için kullanılmaktadır. Ahşap damperli kasalarda tercih edilmesinin asıl sebebi ise şoför mahalli ve kasa ön yüzü arasında bir boşluk bırakmaya gerek olmadığından kasa boyunun daha uzun olmasına izin vermesidir.

Dikkat edilmesi gereken en önemli nokta, mekanizmanın montajı esnasında sabit şasiye bağlanan kulakların yeterince sağlam olması ve mafsalların aynı eksen üzerinde olmasıdır. İki adet silindir kullanıldığından pompa çıkışına akış bölücü valf koyularak her iki silindirin eş zamanlı hareketinin sağlanması gerekir. Aksi takdirde sistem aracın devrilmesine yol açabilir.

#### E tipi damper kaldırma mekanizması:

Özellikle damperli ahşap kasaların devrilmesinde D tipinde olduğu gibi kasa boyunun daha uzun olarak yapılmasına izin verdiği için dolayı en çok tercih edilen mekanizma E tipi mekanizmadır. Bu mekanizma yaklaşık 400 kg'lık ağırlığıyla D tipine göre oldukça hafif ve dört uzuvlu mekanizmada olduğu gibi bir takım yardımcı uzuvlara gerek duymadığı için çok basit yapıya sahiptir, imalatı ve montajı A ve D tiplerine göre oldukça kolaydır. Ancak 100 lt'ye yakın yağ ihtiyacı nedeniyle oldukça büyük bir yağ deposuna gerek vardır. Buna rağmen şasi arasına yerleştirilen yağ deposu çok fazla yer kaplamamaktadır.

Teleskobik silindirlerin kasadaki yük dağılımının homojen olmadığı durumlarda bile aynı oranda açılması gerektiğinden pompa çıkışına mutlaka akış bölücü valf koyulmalıdır. Bazı imalatçılar bu basit ama çok önemli noktayı ihmal ettiklerinden araç tekerleklerinin bazılarının daha sert, bazılarının daha yumuşak zemine basıyor olması halinde, kasadaki yükün özellikle kış aylarında donarak yapışması sonucu homojen olarak boşalmadığı durumlarda ya da kullanıcının inşaat demiri kereste vb. gibi akıcı olmayan yükü boşaltmaya çalıştığı durumlarda (özellikle ahşap damperli kasalarda) teleskobik silindirlerden birinin daha hızlı açılması ile aracın devrilmesine ve araç şasisinin tamiri imkansız şekilde burularak kullanılmaz hale gelmesine neden olmaktadır.

Teleskobik silindirleri taşıyan kulaklar araç şasisi ve damperli kasa sabit şasisini birleştirecek şekilde aracın dış tarafına bağlandığı için, tek taraftan mesnetli giriş olarak düşünülebilir. Bu nedenle yük altında eğilmeyi önlemek için yeterince iyi takviye edilmelidir. Bağlantı noktaları yeterince sağlam olarak imal edilmeli ve silindirlerin menteşeden uzaklığı eşit olacak şekilde aynı eksen üzerine bağlanmalıdır.

Mekanizmanın taşıdığı en önemli risk hidrolik silindirlerden birinin arıza yapması halinde diğer silindirin kasayı kaldırmaya çalışmasıyla aracın devrilme tehlikesidir.

**KAYNAKLAR**

- [1] Türk Standartları Enstitüsü, “*Taşıt Tadilatı Projelendirme Esasları*”, TS 4930, 1986.
- [2] M. Dilmaç, M. Ceren ve S. Karakuş, “Damper Kaldırma Mekanizmasının Optimum Tasarımı”, *Mühendis ve Makina Dergisi*, 1990, 31, ss. 18-24.
- [3] S. T. Bostancı, “Damper Kaldırma Mekanizmalarının Karşılaştırılması”, Osmangazi Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, (Yayınlanmamış Yüksek Lisans Tezi, Danışman : Doç. Dr. Bilal Par), 1997.
- [4] M. Özgüç, “*Araç Proje ve Dizaynı*”, TMOOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları, 1977.
- [5] İ. Karacan, “*Endüstriyel Hidrolik*”, Teknik Eğitim Fakültesi Matbaası, 1987.
- [6] M. G. Kutay. “*Makina İmalatçıları İçin Temel Mukavemet Değerleri*”, TMOOB Makina Mühendisleri Odası Yayınları, 1993.
- [7] A. C. Ugural, “*Mechanics of Materials*”, Mc Graw-Hill, Inc., 1991.
- [8] BMC Sanayi ve Ticaret A.Ş. Katalokları.