

YÜK VAGONLARINDA YÜKLEME
BOŞALTMA İÇİN OPTİMUM KAPI
MEKANİZMASI ANALİZİ VE SENTEZİ

SEYİT KÜLTÜR

YÜKSEK LİSANS TEZİ
MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
2009

CUMHURİYET ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

YÜK VAGONLARINDA YÜKLEME BOŞALTMA İÇİN OPTİMUM KAPI
MEKANİZMASI ANALİZİ VE SENTEZİ

SEYİT KÜLTÜR

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

TEZ DANIŞMANI
YRD. DOÇ. DR. HACI ALİ ERTAŞ

SİVAS
2009

Bu çalışma Cumhuriyet Üniversitesi Fen/Sağlık Bilimleri Enstitüsü tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanmış ve jürimiz tarafından Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Başkan Doc. Dr Kenan KOSER _____

Üye Yrd. Doc. Dr. Hacı Ali ERTAŞ _____

Üye Yrd. Doc. Dr. Yavuz TÜRKAY _____

Üye _____

Üye (Danışman) _____

ONAY

Bu tez çalışması, 30/09/2009 tarihinde Enstitü Yönetim Kurulu tarafından belirlenen ve yukarıda imzaları bulunan jüri üyeleri tarafından kabul edilmiştir.

Prof. Dr. Sezai ELAGÖZ

FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ MÜDÜRÜ

.....

Bu tez Cumhuriyet Üniversitesi Senatosu'nun 24.09.2008 tarihli ve 007 sayılı toplantısında kabul edilen Fen/Sağlık Bilimleri Enstitüsü Lisansüstü Tez Yazım Kılavuzu adlı yönergeye göre hazırlanmıştır.

ÖZET

YÜK VAGONLARINDA YÜKLEME BOŞALTMA İÇİN OPTİMUM KAPI MEKANİZMASI ANALİZİ VE SENTEZİ

Seyit KÜLTÜR

Yüksek Lisans Tezi, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Hacı Ali ERTAŞ

2009, 42 sayfa

Bu çalışmada, TÜDEMSAŞ'ın bakım onarımını gerçekleştirdiği FAD-WU yük vagonlarının kapak açma mekanizmasının modernize edilmesi konu edilmektedir.

Sürekli bakım onarımı yapılan FAD vagonların bakım maliyetlerini düşürmek ve vagonun uzun süre kullanımda kalmasını sağlamak amacıyla kapak açma mekanizmasının modernizasyonunu gerçekleştirmek amacıyla çalışılmıştır.

Dökme mal taşıdığı için yük yan kapaklara içeriden dışarıya doğru baskı yapmakta ve kapakları tutan dillerin kolayca açılmasını ve kapanmasını engellemektedir.

Yapılan gözlemler neticesinde kapağın rahat açılabilmesi için vagonun içinden dışarıya doğru baskı yapan yükün kuvvet etkisinin sıfırlanması gerektiğidir.

Bunu sağlamak amacıyla kapağı açma ve kapama yönünde hareketini kontrollü şekilde sağlayacak ve kilitlenerek kapağın yük dolumu esnasında veya taşıma esnasında açılmasını engelleyecek mekanizmaya gereksinimimiz ortaya çıktı.

Sahada kullanımı, bakım onarım faaliyetlerinin zorluğu yüzünden TÜDEMSAŞ yetkilileri hidrolik, pnömatik veya elektrik enerjisinden yararlanarak çalışan bir mekanizmanın olmasını istemedikleri için mekanik bir çözüm üzerinde çalıştık.

Anahtar kelimeler: Vagon, mekanizma

ABSTRACT

OPTIMUM GATE MECHANISM ANALYSIS AND SYNTHESIS FOR LOADING AND UNLOADING OF RAILCARS

Seyit KÜLTÜR

Master of Thesis, Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Asist. Prof. Dr. Hacı Ali ERTAŞ

2009, 42 sayfa

In this study, modernization of gate opening mechanism of FAD-WU railcar is repaired by TÜDEMSAŞ.

The aim of study is continuously repaired the FAD-WU railcar in use for a long time and decreasing maintenance cost. For this reason gate opening modernization of mechanism realized.

Carrying good is loaded in bulk into railcar. Bulk materials force side gates and holding the gates closed and prevent the opening of them is easy.

As a result of observation is made of the cover can be opened easily from inside of the wagon load of outward pressure which means you must reset the force.

To achieve this purpose in the direction of door opening and closing movement to provide controlled and locked the door or during transportation of the load during filling we need mechanisms to prevent the opening appeared.

TÜDEMSAŞ authorities want to mechanism should mechanically because hydraulic, pneumatic or electrical energy can not find at field and maintenance of this kind of machines are hard. For this reason we have to find mechanical solution.

Key words: Railcar, mechanisms

TEŞEKKÜR

Tez alıřmamda her tűrlű maddi ve manevi desteklerinden dolayı danıřmanım Yrd. Doç. Dr. H. Ali ERTAŐ'a teŐekkűrlerimi sunarım.

Bana çalıřmam için yardımları dokunan ve her tűrlű bilgiyi sunan TŪDEMSAŐ yetkililerine teŐekkűr ederim. Bugűne kadar her konuda sabırla yardımcı olan aileme desteklerinden dolayı teŐekkűrű bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER

ÖZET.....	iv
ABSTRACT.....	v
TEŞEKKÜR.....	vi
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	ix
ÇİZELGELER DİZİNİ.....	x
SİMGELER DİZİNİ.....	xi
KISALTMALAR DİZİNİ.....	xiii
1 DEMİRYOLU TAŞIMACILIĞI HAKKINDA GENEL BİLGİLER....	1
1.1 Giriş.....	1
1.2 Literatür Taraması.....	2
1.3 Dünyada Ve Türkiyede Demiryolu Taşımacılığında Kullanılan Vagon Tipleri.....	5
1.4 TCDD Yük Vagonu Tipleri.....	6
1.5 Taşınan Mal Türleri.....	7
2 FAD-WU VAGONU HAKKINDA GENEL BİLGİLER.....	8
2.1 Geliştirdiğimiz Fad-Wu Vagonun Teknik Özellikleri.....	8
2.2 Fad-Wu Model Yük Vagonunun Çalışma Prensibi.....	9
2.3 Problemin Tanımı.....	10
2.4 Kapak Mekanizmasının Tasarlanması İçin Gerekli Kuvvetlerin Hesaplanması.....	11
2.5 Mekanizmanın Tasarlanması.....	13
2.6 Mekanizmanın Serbestlik Derecesi.....	18
3 MEKANİZMA ELEMANLARININ MUKAVEMET ANALİZİ.....	19
3.1 Trapez Vida.....	19
3.1.1 Eksenel Yük Ve Döndürme Momenti.....	21
3.1.2 Diş Üzerindeki Stressler.....	22
3.1.3 Vida Yatak Basıncı.....	21
3.2 Konik Helis Dişli Gurubu.....	23
3.2.1 Düz konik dişliler.....	25
3.3 Zincir Dişliler.....	27
3.3.1 Zincirlerle Tahrik.....	27
3.3.2 Yuvarlak Halkalı Çelik Zincirler.....	27
3.3.3 Çelik Mafsallı Zincirler.....	28

3.3.3.1	Yük Zincirleri.....	28
3.3.3.2	Gal Zincirleri.....	28
3.3.3.3	Fleyer Zincirleri.....	28
3.3.3.4	Blok Zincirler.....	28
3.3.3.5	Aralıklı Lamelli Zincirler.....	29
3.3.3.6	Tahrik Zincirleri.....	29
3.3.3.7	Burçlu zincirler.....	29
3.3.3.8	Sürgülü zincirler.....	29
3.3.3.9	Makaralı zincirler.....	29
3.3.3.10	Dişli zincirler.....	30
4	MEKANİZMALARDA KONUM, HIZ, İVME VE CAE ANALİZİ....	32
4.1	Mekanizmada Konum Analizi.....	32
4.2	Mekanizmada Hız ve İvme Analizi.....	33
4.3	Mekanizmanın CAE Analizi.....	37
	SONUÇ.....	39
	KAYNAKLAR.....	40
	ÖZGEÇMİŞ.....	42

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 1.1	Yük vagonu görünüşü.....	6
Şekil 2.1	FAD-WU vagonun genel resmi.....	8
Şekil 2.2	Vagonun kesit görünüşü.....	9
Şekil 2.3	Kapaklar açıldıktan sonra yükün durumu.....	10
Şekil 2.4	Yükün dağılımı.....	11
Şekil 2.5	Yükün yan kapaklara uyguladığı kuvvet.....	13
Şekil 2.6	Kuvvetlerin gösterimi.....	14
Şekil 2.7	Mekanizmanın vagon tabanına yerleştirilmesi.....	15
Şekil 2.8	Kapağı tutan dil kolu.....	16
Şekil 2.9	Dil kolunu hareketlendiren trapez vida gurubu.....	16
Şekil 2.10	Trapez vida guruplarını hareketlendiren dişli şaftı.....	17
Şekil 2.11	Mekanizmanın serbestlik diyagramı.....	18
Şekil 3.1	Mekanizmanın vagon tabanına montajlı hali.....	19
Şekil 3.2	Trapez vida.....	20
Şekil 3.3	Trapez vida dişi gösterimi.....	22
Şekil 3.4	Konik dişli tipleri.....	24
Şekil 3.5	Konik dişli.....	25
Şekil 3.6	Bilgisayar ortamında pinyon dişlinin hesaplanması.....	26
Şekil 3.7	Bilgisayar ortamında fener dişlinin hesaplanması.....	26
Şekil 4.1	Mekanizmanın zincir dişli gurubunun hareket yönleri.....	35
Şekil 4.2	Mekanizmanın taban altındaki parçalarının hareket yönleri.....	36
Şekil 4.3	Kapak ve tabanda meydana gelen deformasyon.....	37
Şekil 4.4	Yerleştirilen mekanizmada meydana gelen toplam deformasyon.....	37
Şekil 4.5	Vagon tabanına yerleştirilen mekanizma parçalarının güvenlik katsayısı dağılımı.....	38

ÇİZELGELER DİZİNİ

Çizelge 1.1	Yük vagonu tipleri	6
Çizelge 2.1	FAD-WU vagonun genel özellikleri.....	8

SİMGELER DİZİNİ

ρ	Yoğunluk
A	Kapak yüzey alanı
m	Vagonun taşıyabileceği maksimum yük
V	Yükün hacmi
h	Yükün yüksekliği
F	Yükün kapaklara uyguladığı kuvvet
b	Kapağın boyu
P_{tep}	Yükün kapağa uyguladığı kuvveti dengeleyen kuvvet
H_1	Yükün menteşe eksenine uzaklığı
H_2	Denge kuvvetinin menteşe eksenine uzaklığı
F_{ser}	Serbestli derecesi
j	Bağlantı sayısı
l	Link sayısı
f_i	Bağlantı noktalarının serbestlik derecesi
T	Vidayı çevirmek için gereken moment değeri
W	Vida eksenine paralel yük
r_m	Ortalama dış yarıçapı
r_c	Yük yataklarına karşı kayma yüzeyleri yarıçapı
f	Vida ve somun arasındaki sürtünme katsayısı
f_c	Yük yataklarının sürtünme katsayısı
α	Ortalama yarıçaptaki helis açısı
θ_n	Diş profilinin normal kesiti ile arasındaki açı
s_b	Kesme stresi
n	Yüke maruz kalan diş sayısı
b	Diş kökünün kalınlığı
γ	Pinyon dişli pitch açısı
N_P	Pinyon dişli diş sayısı
N_G	Fener dişli diş sayısı
Γ	Fener dişli diş sayısı
d_{min}	Zincir elemanının en küçük
F_Y	Yük
σ_{sem}	Çekme emniyet gerilmesi
q	Zincirin metre ağırlığı
l	Zincirin uzunluğu
P_M	Mafsal yüzey basıncı
F_t	Teorik toplam çekme kuvveti
A_M	Mafsal yüzeyi

P_{Mem}	Emniyet yüzey basıncı
F_u	Çevre kuvveti
F_F	Merkezkaç kuvveti
P	Güç (kW)
k	İşletme faktörü
v_m	Ortalama zincir hızı (m/s)
q	Zincirin birim uzunluk ağırlığı (kp/m)
g	Yer çekimi ivmesi $\sim 10\text{m/s}^2$
v	Emniyet faktörü
F_B	Zincirin kopma yükü
v_m	Ortalama zincir hızı (m/s)
n	Zincir dişlisi dönme sayısı (1/dak)
z	Zincir dişlisi diş adedi
t	Zincir hatvesi

KISALTMALAR DİZİNİ

TÜDEMSAŞ	Türkiye Demiryolları Makine Sanayii Anonim Şirketi
TCDD	Türkiye Cumhuriyeti Devlet Demiryolları

1 DEMİRYOLU TAŞIMACILIĞI HAKKINDA GENEL BİLGİLER

1.1 Giriş

Yeni yatırımların en aza indiği ve özellikle mevcut yük vagonu işletiminin en iyileştirilmeye çalışıldığı günümüz demiryolu sektöründe, işletimi azami verime ulaştırarak bakım planlamasının gereği de açığa çıkmaktadır.

Yol ve araçların yatırım, bakım, yenileme ve işletme maliyetleri toplam demiryolu maliyetini oluşturmaktadır. Mevcut vagonların ekonomik ömrünce kullanımı araç bakım ve yenileme maliyetlerinin en aza indirilebilmesiyle mümkün olabilmektedir.

Bakım planlaması ile bakım ve yenileme programları oluşturulabilmekte ve maliyetlerinin denetimi sağlanabilmektedir. Ancak vagonların yükleme boşaltma şartlarının denetlenememesi işletim şartları göz önünde bulundurularak irdelenmektedir. Yükleme ve boşaltma koşullarının vagonun fiziksel yapısı ve buna bağlı olarak işletim üzerindeki etkileri vagon geometrisi ve elemanlarının kullanım süreleri de bir arada değerlendirilmektedir.

Demiryolu taşımacılığında belli karakterdeki işletimi iki tür gözlemi içermelidir: vagon malzemelerinin taşıma gücü ve bozulma derecesi. Vagonu oluşturan her bir malzemenin taşıma gücü ile yük tarafından uygulanacak maksimum gerilmenin kıyaslanması ve bu malzemelerde meydana gelen bozulmanın hangi seviyelerde olduğu; bakım planlamasının ana temasını oluşturmaktadır. Bu envanterin denemesi düzenli bakım çalışmaları içerisindeki tespitlerle mümkün olmaktadır. Bu tespitlerin değerlendirilerek ne tür bir önlem alınması gerektiğine karar vermek oldukça güçtür. Bozulmaların takibine ve envanterin oluşturulmasına yönelik tespitlerden vagonun tamamen veya kısmen yenilenmesine kadar bakım aşamalarına ışık tutacak ve ne tür bir bakım ihtiyacı olduğunu tartışmasız ortaya koyacak bir yaklaşıma ihtiyaç bulunmaktadır.

1.2 Literatür Taraması

Literatür taramamızda çalışacağımız probleme benzer veya en yakın problemle çalışan kişi, konu başlıkları ve elde ettiklerinin kısa özetleri aşağıdadır.

Dinamik trenin hareketini genişletilmiş frekans aralığında ray dinamiğinin detaylı modelinin ilişkisi hakkında Elias Kassa Jens CO Nielsem çalışma yapmışlar ve sonucunda ray ile tekerlek arasındaki temas düştüğünden dolayı mevcut ray ve ray yastıklarının tasarımının değiştirilmesi gerektiğini belirtmişlerdir.

Yeni model raylı taşıt dinamiğinde non-linear süspansiyon parçalarının frekans hakkında H.Sayyaadi, N.Shokouhi çalışma yapmışlar ve konfor ve sürüş kalitesini artırmak için non-linear süspansiyon parçaların kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Tren dönüşlerinin aşınma ve tekerlek, ray arasındaki temas gerilmelerine etkisi hakkında Xuesong Jin, Xinbiao Xiao, Zefeng Wang, Jun Guo,Minhao Zhu çalışmışlar ve sonucunda mevcut araştırmanın laboratuvar ortamında yapılmış deneyden ya da nümerik çalışmalardan ibaret olduğunu ancak gerçek çalışma koşullarında problemin daha kompleks olduğunu belirtmişlerdir.

Şase dinamik ilişkisi ve linerize edilmiş tekerlek ray ara yüzü kullanılarak; tekerleğin hareketinin simulasyonu prosedürü konusunda Dinh-Van Nguyen Ki-Du Kim, Pennung Warnitchai çalışmışlardır. Araç ve köprü dinamiği denklerinin formasyonu çok amaçlı köprü araç sistemlerinde kütle yay ve sönüm elemanlarının zamandan bağımsızlığını belirtmişlerdir.

Hareket halindeki yüksek hızlı trenin tekerlek kuvveleri kullanılarak yer titreşimlerinin nümerik simülasyonu konusunda Masafumi Katou, Toshifumi Matsuoka, Osamu Yoshioka, Yoshinori Sanada, Takayuki Miyoshi çalışmışlardır. Simülasyon sonuçları 5 ile 40Hz arasındaki ana bant genişliğindeki titreşimlerin çevresel problemlere neden olduğunu ve nümerik çalışmalar ile gerçek çalışmaların birbirlerine örtüştüğü sonucuna varmışlardır.

Tren-kiriş-payanda sistemlerinin yanal dinamik etkileşim analizi konusunda H.Xia, W.W.Guo, X.Wu, Y.L.Pi, M.A. Bradford çalışmışlardır. Tren ile köprü giriş ve payandaları arasındaki ilişkiyi inceleyerek trenin hızı arttıkça payanda ve girişlerinin titreşimlerinin artarak doğal frekans seviyesine çıktığı sonucuna varmışlardır.

Demiryollarında kullanılan konik masuralı rulmanların termal tepkisi için deneyler ve modeller konusunda Constantine M.Tarawneh, Kevin D.Cole, Brent M.Wilson, Fadi Alnaimat çalışmışlardır. Konik masuralı rulmanların ısınmalarının sebeplerini çeşitli senaryolarla FEM modellerinde denemişlerdir. Bu çalışmayı demir yolları bakım maliyetini azaltmak adına yapmışlardır.

Tehlikeli madde taşımak için yüksek kapasiteli demiryolu tanker dizaynı: Ağırlık ve güvenliğin optimizasyonu konusunda Christopher P.L. Barkan çalışmıştır. Tanker dizaynında kullandığı metodolojiden ve sorunlardan bahsetmiştir.

Demiryolu taşıtlarında viskoelastik sönüm malzemelerinin ses ve titreşim düşümündeki etkilerinin deneysel çalışılması konusunda Rongping Fan, Guang Meng, Jun Yang, Caichun He çalışmışlardır. Yeni sönüm elemanı materyalinin eskisine nazaran yataklı vagonlarda çok daha iyi sonuç verdiğiinden ve test koşullarından bahsetmişlerdir.

Ray üzerindeki zamana bağlı aşınmanın tekerlek izi ile ilgili modelinin simülasyonu konusunda G. Xie, S.D.Iwnicki çalışmışlardır. Aşınmanın trenin hızına bağlı olduğunun ve (non-hertziyan-non-steady) temas modeline uyduğunu, çok aşınmada da uzun dalga boyları yerine kısa dalga boylarının geçerli olduğundan bahsetmişlerdir.

Temas mekaniği problemlerinde malzeme özelliklerinin önemi ve yüksel mukavemetli ray çeliklerinin konusunda Peter Pointner çalışmıştır. Mevcut olarak kullanılan rayların malzeme kalitesinin artırılması tekerlek ve ray profilinin optimizasyonunun yapılması raylardaki bozuklukların giderilmesi ile yük faktörünün azalacağı ve malzemenin deformasyon dayanımının artacağı sonucuna varmıştır.

Ray pürüzlülüğü ve dikey takip geometrik kalitesinin sönümü ve analizi için yeni bir yaklaşım konusunda Eric G. Berggren, Martin X. D. Li, Jan Spannar çalışmışlardır. Yeni metodun sistem tanımlama metodun temel aldığı ve tekerlek ray kuvvetlerini birçok araba için hesaplayabildiği sonucuna varmışlardır.

Ray kaynaklarının plastik deformasyonu ve dinamik araç takip etkileşim konusunda Zefeng Wen, Guangwen Xiao, Xinbiao Xiao, Xuesong Jin, Minhao Zhu çalışmışlardır. Ani yüklemelerde plastik deformasyonun kaynak pürüzlerde

meydana geldiğini ayrıca kaynakla beraber rayın ana materyalinde deformasyona uğradığını belirtmişlerdir.

İnsüle edilmiş ve sabitlenmiş ray bağlantılarının sonlu elemanlar yöntemi ile analizi konusunda Anne K.Himebaugh, Raymond H.Plaut, David A.Dillar çalışmışlardır. Tekerleğin bağlantı merkezinden diğer noktalara doğru hareketinde bağlantı merkezinde yer değişimi ve maksimum stres ile merkezden bağlantının sonuna hareketinde maksimum kesme stresinin oluştuğu sonucuna varmışlardır.

Hareketli sistem tarafında bağlantılı yapıların kuvvet iletimi becerisi konusunda E.Rustighi, S.J.Elliott çalışmışlardır. Genel metodolojinin elastik yapı ile hareketli dinamik yükün etkileşimini inceleyen yeni metodolojide kuvvet ve hız iletebilirliği arasındaki ilişki zamana bağlı olarak oluşturmuşlardır.

Hareketli yük altındaki sabitlenmiş kirişin viskoz sönülmeyici kullanarak titreşim kontrolü konusunda P.Museros, M.D. Martines-Rogrigo çalışmışlardır. Sönüm elemanının titreşimi minimize ettiğini ve demiryolu köprülerinde de demiryolu hattının kaymalarını engellemek için kullanılabileceğini belirtmişlerdir.

Ray bağlantı bölgesinde dinamik sonlu elemanlar metodu kullanarak temas ve çarpma stres analizinin yapılması konusunda Zefeng Wen, Xuesong Jin, Weihua Zhang çalışmışlardır. Maksimum dikey çarpma temas kuvvetinin statik yükün 2,6 katı olduğunu ve dinamik yükte Von misses stres ve straininin artmasında trenin hızından çok aks yükünün etkili olduğunu belirtmişlerdir.

Çelik döküm demiryolu tekerleğinin hata analizi konulu çalışmada R.Fuoco, M.M. Ferreira, C.R.F. Azevedo kırılan tekerleğin makro ve mikro yapıda yorulmaya dair herhangi bir delil bulamadıkları ve tekerleğin trenin raydan çıkması sonucu kırıldığını belirlemişlerdir.

Raylı taşıma sistemlerinin sürüş konforu ve yapısal dinamik konusunda A.Stribersky, F.Moser, W.Rulka çalışmışlardır. Çalışmalarının veri tabanını gerçek metro treninden elde ederek sanal ortamda çalışmışlardır. Raylı taşıttan yapısal dinamiğini ve sürüş konforunu ön görebilmişlerdir.

Ray profili dizaynı ve ray öğünmeleri için temas mekaniğini uygulanması konusunda Eric E. Magel, Joseph Kalousek çalışmışlardır. Minimum kontak stresi elde ederek malzemelerin ray ve tekerleğin öğünmesinin minimum ve ömrünün maksimum olduğu profil geliştirmişlerdir.

Vagon sistemi ve ray izinin dikey etkileşimi için dinamik konusunda Y.Q.Sun, M.Dhanasekar çalışmışlardır, Periyodik deformasyonları tepki kuvvetlerinden daha ciddi olduğunu ve tepki kuvvetlerinin yüksek çarpma kuvvetlerine neden olduğunu ikinci süspansiyonun tekerlek ray çarpma kuvvetlerinden etkilenmediğini ve birinci süspansiyonun ilk etkilendiği sonucuna varmışlardır.

Mühendislik sistemlerinde non-lineer dinamik parçalar konusunda Jenny Jerrelind, Annika Stensson çalışmışlardır. Non-lineer mekanik parçaların araştırılması ve geliştirilmesinde matematiksel modelin oluşturulması için yaptıklarını ve araştırmanın ileri safhasının non-lineer parçalar ve toplam sistemin ilişkisinin olduğunu belirtmişlerdir.

Yüksek hızda hareket eden tren kaynaklı basit kirişte meydana gelen titreşim konusunda Yeong-Bin Yang, Jong-Dar Yau, Lin-Ching Hsu çalışmışlardır. Yüksek hızda hareket eden araçların ataleti kirişin titreşim periyodunu uzatıp küçük hızlarda rezonans piklerinin kaydığı sonucuna varmışlardır.

1.3 Dünyada Ve Türkiye’de Demiryolu Taşımacılığında Kullanılan Vagon Tipleri
Dünyada ve Türkiye’de yük taşımacılığında kullanılan vagon tipleri kullanım alanlarına ve taşınacak malın türüne göre değişmektedir. Özel yüklerin taşınması için geliştirilmiş özel standart dışı vagonlarda mevcuttur. Ancak dökme mallarda ve cevher vagonlarında HOOPER olarak tarif edilen vagonlar kullanılmaktadır. Hooperlerin haricinde maden işletmelerinde cevheri taşımak için geliştirilmiş farklı vagonlarda mevcuttur. Bu vagonlar standart olmamakla beraber işletmenin ihtiyacına göre gerekli düzeltmeler üzerlerinde yapılmıştır.



Şekil 1.1: Yük vagonu görünüşü

1.4 TCDD Yük Vagonu Tipleri

TCDD'nin yük taşımakta kullandığı vagon tipleri ve uluslararası standartları tablolaşmıştır. Modernizasyonun yaptığımız FAD-WU vagonu haricindeki diğer vagonların teknik özelliği ve yeterliliği üzerine durmayacağız.

Çizelge 1.1: Yük vagonu tipleri

S.NO	YÜK VAGONLARI	ULUSLARARASI KOD
1	Yüksek Kenarlı Yük Taşıma Vagonu	(Es-w)
2	Cevher Taşıma Vagonu	(Fad-wu)
3	Cevher Taşıma Vagonu	(Fals-wu)
4	Balast Taşıma Vagonu (İki Dingilli)	(Fb-wu)
5	Balast Taşıma Vagonu (Bojili)	(Fall-wu)
6	Kapalı Yük Vagon	(Gbs-w)
7	Platform Yük Vagonu	(Ks-w)
8	Konteynir Vagonu	(Sgs-w)
9	Hububat Taşıma Vagonu	(Uadgs-w)
10	Tank Vagonu	(60m ³ Zas)
11	Kayan Duvarlı Vagon	(Habiss-Habis)
12	Kapalı Yük Vagonu	(Gabs)
13	Konteynir Taşıma Yük Vagonu	(Sgss)
14	Alüminyum Kayar Duvarlı Vagon	(Hbbillnss)
15	Travers Taşıma Vagonu	(Uas)
16	Nitrik Asit Taşıma Vagonu	(Uas)
17	Platform Vagon	(Ss)

1.5 Taşınan Mal Türleri

Taşınacak malın çeşidi ve fiziksel özelliklerinin saptanmasında, vagonun özelliklerinin belirlenmesinde en önemli rolü kapsar. Bu nedenle taşınacak malı vagonun projelendirilmesi sırasında kesinlikle bilinmelidir. Taşınacak mallar dökme mal ve parça mallar gibi iki guruba ayrılır.

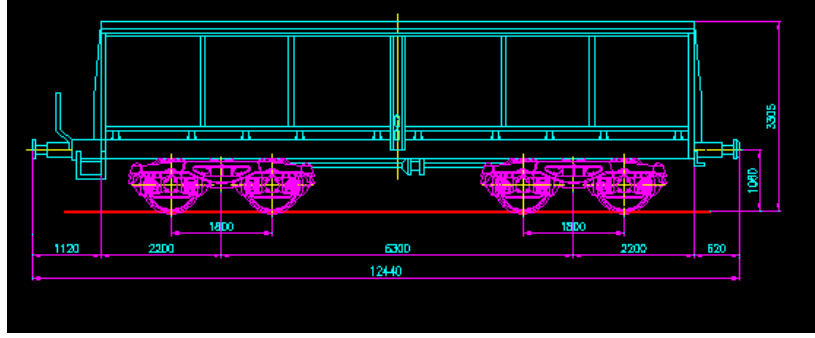
Parça mallar sayıları ile belirlene bilen mallardır. Örneğin: sandıklar, bloklar, montaj parçaları vb. mallar parça mallar gurubuna dahildir. Parça malların karakteristikleri arasında ana ölçüleri şekli ve parçanın ağırlığı sayılabilir.

Dökme mallar ise, farklı ve çok çeşitli parçalı, taneli ve toz şeklindeki malları tarif eder. Örneğin kum, çakıl, çimento ve maden cevheri dökme mallardandır. Bu tür malların karakteristikleri fiziki özellikleriyle belirlenir. Bunlar arasında, parçacıkların şekli, tanelik durumu özgül ağırlık, nemlilik, parçacıkların karşılıklı kayabilme kabiliyeti ve aşındırma kabiliyeti sayılabilir.

2 FAD-WU VAGONU HAKKINDA GENEL BİLGİLER

2.1 Geliştirdiğimiz FAD-WU Vagonun Teknik Özellikleri

— Mevcut hali



Şekil 2.1: FAD-WU vagonunun genel resmi

Çizelge 2.1: FAD-WU vagonun genel özellikleri

1.	KAPASİTESİ	56500 Kg.
2.	DARASI	23500 Kg.
3.	TABAN ALANI	29 m ²
4.	HACMİ	55 m ³
5.	BOJİ EKSENLER ARASI	6300 mm
6.	ŞASI BOYU	11200 mm
7.	TAMPONDAN TAMPONA BOYU	12440 mm
8.	VAGON YÜKSEKLİĞİ	3 305 mm
9.	VAGON GENİŞLİĞİ	3100 mm
10.	PLATFORM YÜKSEKLİĞİ	1540 mm
11.	BOJİ TİPİ	Y25 Lsd
12.	BOJİ DİNGİLLER ARASI	1800 mm
13.	TEKERLEK ÇAPI	Ø920 MONOBLOCK
14.	DİNGİL BASINCI	20 Ton
15.	CER TERTİBATI	BİLEZİK SUSTALI (TİP 540)
16.	CER KANCASI	100 Ton
17.	YARI OTOMATİK KOŞ.TAK.MONTESİ	UYGUNDUR
18.	TAMPON TİPİ	BİLEZİK SUSTALI (32 kJ)
19.	BASINÇLI HAVA FRENİ	KE-GP (14")
20.	REGÜLÂTÖR TİPİ	DRV 2A-600
21.	HAMULE KUTUSU TİPİ	LV4
22.	EL FRENİ	SAHANLIKTA

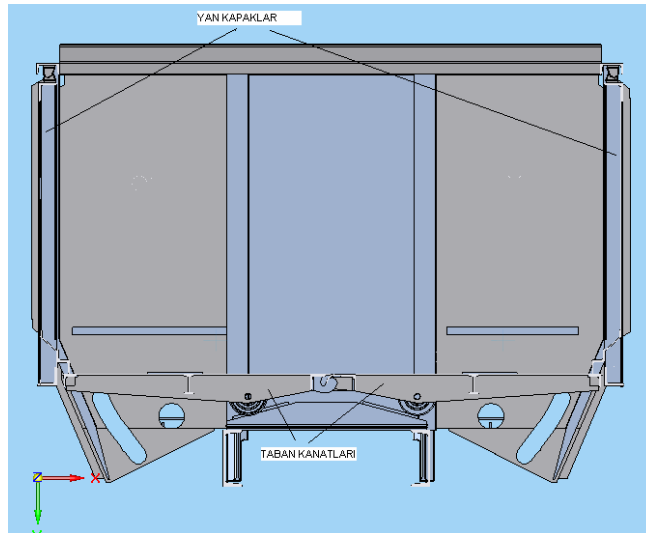
23.	SANDIK TİPİ	SAC KONSTRÜKSİYON				
24.	DOLDURMA TERTİBATI	ÜSTTEN				
25.	BOŞALTMA TERTİBATI	KENDİ AĞIRLIĞI İLE				
26.	BOŞALTMA YERİ VE SAYISI	VAGON ALTINDA - 4 ADET				
27.	ULUSLARARASI İŞLETME KARAKTERİSTİĞİ	RIV'a uygun				
28.	YÜKLEME TABLOSU		A	B ₁	B ₂	C ₂ -C ₄
			38,5 t	38,5 t	48,5 t	56,5 t
		S	38,5 t	38,5 t	48,5 t	

Vagonun üzerinde yük taşıma kapasitesini artırmak için herhangi bir modernizasyon ya da iyileştirme yapmadık. Burada asıl olarak kapakların açma kapama mekanizmaları üzerlerinde çalıştık. Vagonun darası haricinde kalan değerleri aynı kaldı. .dara değeri 23500kg den 24200kg'ye çıktı.

2.2 FAD-WU Model Yük Vagonunu Çalışma Prensibi

FAD-WU vagon modeli gelişen madencilik sektörünün ihtiyacını karşılamak amacıyla tasarlanmışlardır. Vagon maksimum ağırlıkta yük taşıyabilmesi için minimum ağırlıkta ve dikdörtgen prizması şeklinde tasarlanmışlardır.

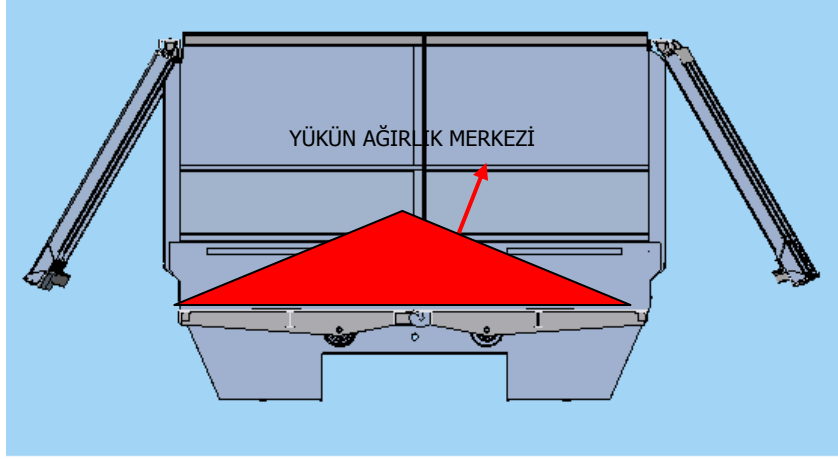
Vagonda taşınabilen dökme mallar (çakıl ve maden cevheri vb) yüksek yoğunluklu ancak iri taneli mallar taşınması için elverişlidir.



Şekil 2.2: Vagonun kesit görünüşü

Yükün vagona yüklenmesi açık olan tavanından yapılmaktadır. Yük vagona dolduruldukça tabana ve yan kapaklara baskı yaparak vagonun sızdırmazlığını artırır.

Vagonun tabanında bulunan ve yan kapakları tutan kilitleme dillerini indirince üstten menteşeli kapaklar açılarak yükün boşalmasını sağlar. Ancak yükün tamamı vagonun boşalmaz bir kısmı tabanda yığın şeklinde kalır.



Şekil 2.3: Kapaklar açıldıktan sonra yükün durumu

Yığının ağırlık merkezi katlanabilir tabanın üzerinde ortadadır. Yığının dağılımı tabanın üzerinde dengesiz olduğu için yük kenarlardan tabanı iterek ortadan kırılmasını ve yükün boşalmasını sağlar.

Kırılan tabanın tekrar düzelmesi için yaylı bir susta mekanizması tabanın altına yerleştirilmiştir. Yük boşalınca taban otomatikman kendini düzeltir.

2.3 Problemin Tanımı

Vagonun boşaltma işleminin başlayabilmesi için yan kapakların açılarak yükün bir kısmının boşalması gereklidir. Vagonun kapağını açmak için içeriden yükün uyguladığı kuvveti ortadan kaldırmak gerekmektedir. Bu kuvvet kapaklara onları tutan dillere daha fazla basarak sıkışmalarını sağlar. Sahada vagonun boşaltılabilmesi için dışarıdan kapaklar içeri yöne doğru ittirilirler. İşlem çevrede bulunan iş makineleri tarafından gerçekleştirilir. Kapağı dışarıdan ittirerek açmak o an için yükü boşaltmak adına çözüm olarak düşünülebilir fakat ileriye yönelik

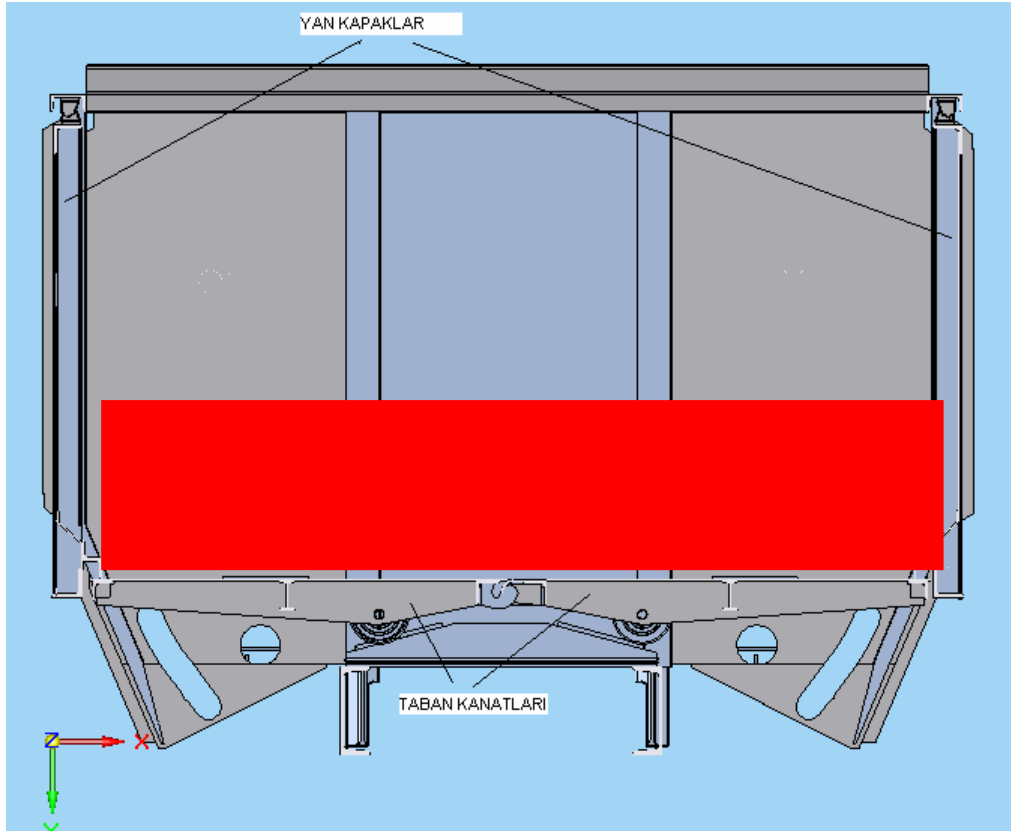
olarak kapağın ve onun hareketini sağlayan mekanizmaların, vagonun şasesinin ve bogilerin çok kısa zamanda deforme olmalarına, arızalanmalarına, uzun süreler kullanım dışı kalmalarına ve bakım masraflarının artmasına neden olmaktadır.

Bizim amacımız vagonun kaporta ve yürüyüş aksamalarında yanıl kuvvetlerden dolayı meydana gelen arızaları ortadan kaldırmaya çalışmaktır.

Çalışmamızda arızaya neden olan işletme koşullarını ortadan kaldıracak yeni bir mekanizma geliştirmek ve işletmenin bakım onarım masraflarının minimize etmeye çalışmaktır.

2.4 Kapak Mekanizmasının Tasarlanması İçin Gerekli Kuvvetlerin Hesaplanması
Vagonunu çalışabilmesi için ilk önce yan kapakların açılabilmesi gereklidir. Kapakların açılması için gereken kuvvet;

$$F = \frac{1}{2} \rho g A \quad [2.1]$$



Şekil 2.4: Yükün dağılımı

Formülünden hesaplarız. Hesaplamalarımızı yoğunluğu 2400kg/m^3 olan pelet kullanarak yapacağız. Peleti seçmemizin nedeni yoğunluğunun cevherlere nazaran daha fazla olması ve oluşturduğu baskı kuvvetinin tabana daha yakın olmasıdır.

Vagonumuzun taban alanı 29 m^2 dır. Yükün tabandan yüksekliği

$$V = \frac{m}{\rho} = \frac{55000}{2400} = 22.9\text{m}^3 \quad [2.2]$$

m = Vagonun taşıyabileceği maksimum yük

ρ = Peletin yoğunluğu

Vagondaki peletin hacminden yüksekliğini hesaplırsak

$$V = Ah$$
$$\Rightarrow h = \frac{V}{A} \quad [2.3]$$

$$h = 0.75\text{m}$$

Olarak elde ederiz

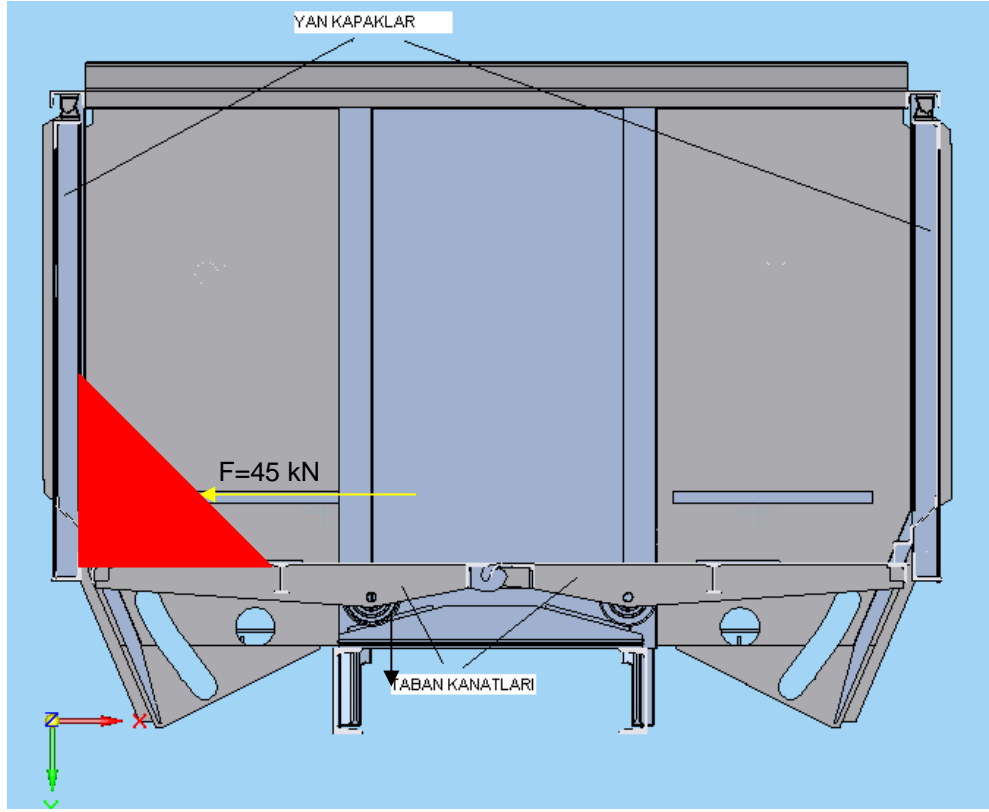
Peletin oluşturduğu kuvveti bulmak için aşağıdaki formülasyondan yararlanıyoruz;

$$F = \frac{1}{2} \rho g (bh)$$

$$F = \frac{1}{2} \times 2400 \times 9.81 \times (5.03 \times 0.75)$$

$$F = 45\text{ kN}$$

Etki eden kuvvetin merkezi üçgenin yüksekliğinin tabandan üçte biri olacağından tabandan kuvvetin yüksekliği 0.25m 'dir.



Şekil 2.5: Yükün yan kapaklara uyguladığı kuvvet

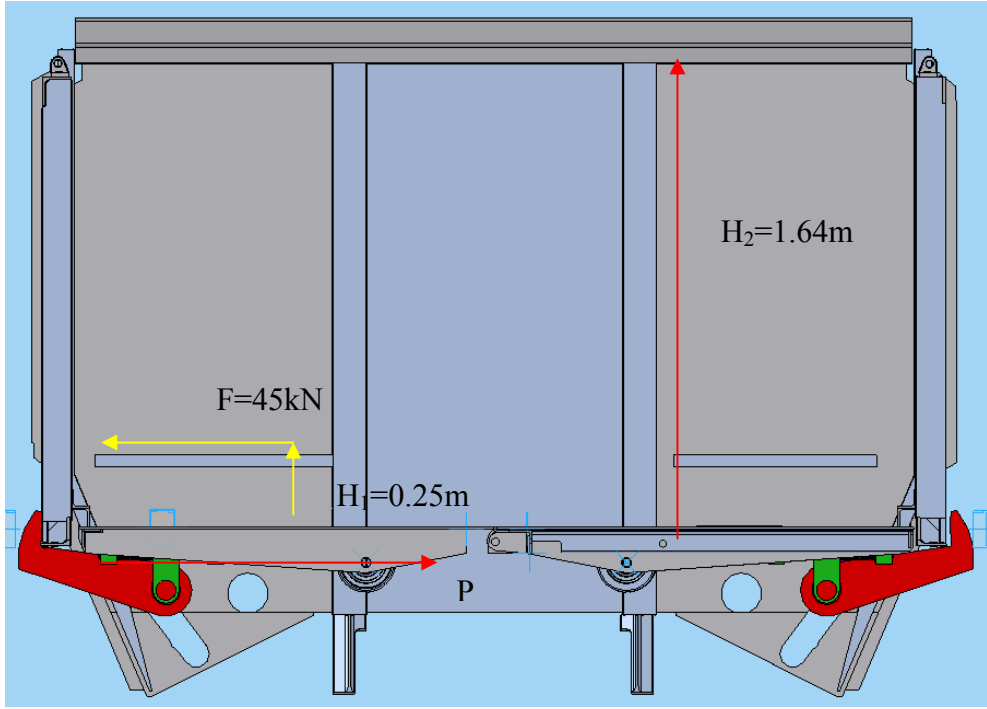
2.5 Mekanizmanın Tasarlanması

Mekanizmayı tasarlamak için en temel şart yükün kuvvetine karşı kuvveti oluşturabilecek ve kapakların rahatça açılabilmesini sağlayabilecek yapıda olması ve gerekli her türlü koşullarda müdahale edilebilecek konumda olmasıdır.

Yükün uyguladığı kuvveti ortadan kaldırmak için eklenecek olan mekanizmaya en uygun yer vagonun tabanıdır. Tabana mekanizmayı yerleştirmenin çeşitli avantajları vardır:

- Yükün dolumu esnasında mekanizmaya parça çarpması engellenir.
- Mekanizma toz ve yağmur, kar gibi çevre koşullarından korunur.
- Mekanizmada bir sıkışma olduğu zaman müdahale edilebilir.

Mekanizmanın uygulayacağı kuvveti menteşelerin dönme eksenine göre moment denkleğini kullanarak buluruz.



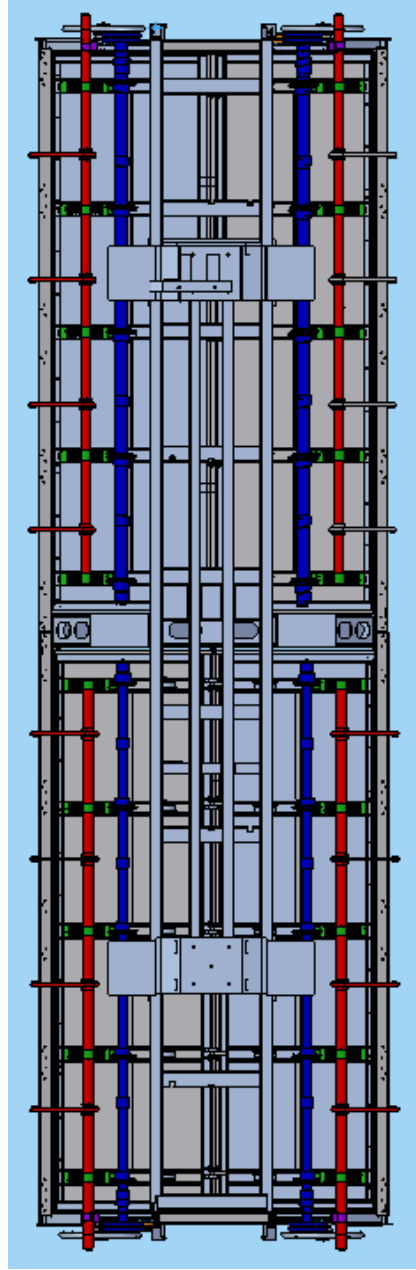
Şekil 2.6: Kuvvetlerin gösterimi

$$FH_1 = PH_2 \quad [2.4]$$

$$45 \times 0.25 = P \times 1.64$$

$$P_{tep} = 38.14 \text{ kN}$$

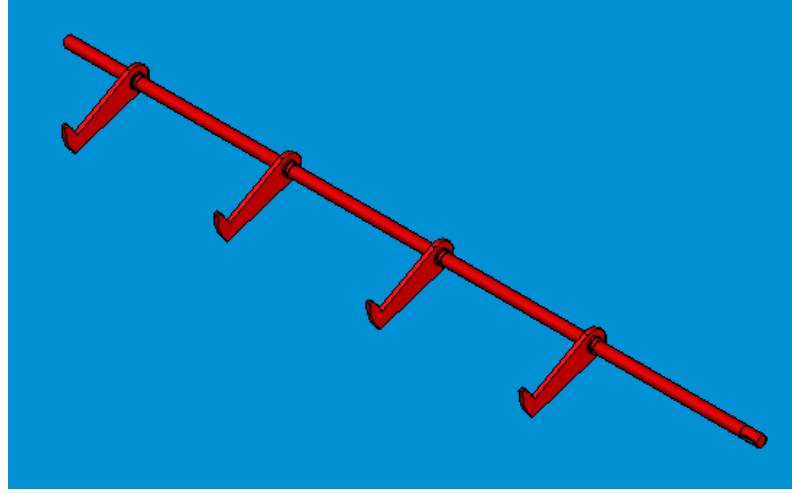
Yükün uyguladığı kuvvet yayılı yük olduğundan mekanizmanın yükü tek noktadan tutması mevcut kapak kullanılarak yapılamaz. Bu sebepten kapağı farklı noktalardan tutacak şekilde mekanizmayı tasarladık.



Şekil 2.7: Mekanizmanın vagon tabanına yerleştirilmesi

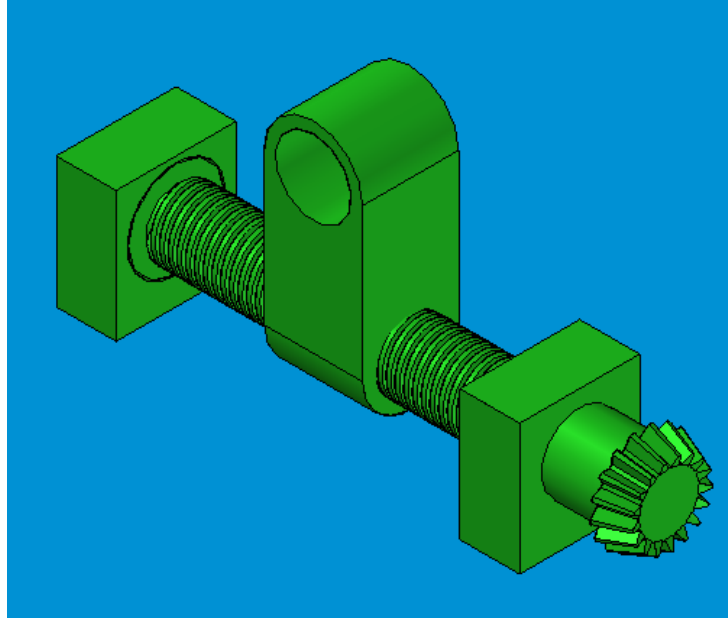
Yükün içeriden dışarıya doğru uyguladığı kuvveti ve yığın halindeki parçaların oturmasından meydana gelen sıkışmanın etkisini bir anda ortadan kaldırmak mümkün olmayacaktır. Bu sebepten yükün etkisini parçalar dahilinde ortadan kaldırmak daha uygun olacaktır.

Vagon hacmini artırarak veya yan kapakları kontrollü şekilde açarak yükü yavaş yavaş boşaltmak yolunu tercih ettik.



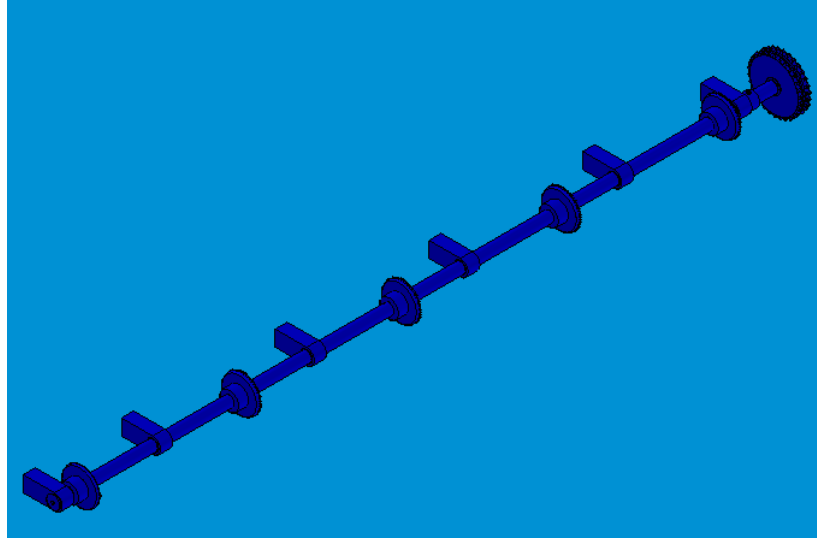
Şekil 2.8: Kapağı tutan dil kolu

Yükün etkisini parçalar halinde ortadan kaldırmak için vida somun mekanizmasını kullandık. Mekanizmanın bize kapakların kapatılması yönünde çekilmesinde ve kontrollü olarak serbest bırakılmasında yardımcı oldu. Kapağa düşen yükün ($P=38.14$ kN) beşte biri üzerine düşmektedir. Tekerlek yuvalarına (şase altı payandaların aralarına) yatakları yerleştirmemizin yükü eşit olarak tutmalarını, montaj sırasında vida yataklarının tarik gurubuna dik olarak monte edilmesini ve merkezlenmelerinin kolay olmasını sağladı.



Şekil 2.9: Dil kolunu hareketlendiren trapez vida gurubu

Kapakları yük altında kontrollü olarak açılması için frenlenerek açılması gerekir. Vida açısını 7° olacak şekilde tasarlayarak sağladık. Kapağı tutan kolları hareketlendirmek için vida mekanizmasını kullanmanın dezavantajı mekanizmayı tarik edebilmektir. Operatörün vagon üzerinde hareket alanı sınırlı olduğu için sadece tamponlardan tahrik edilebilme zorunluluğu vardır.

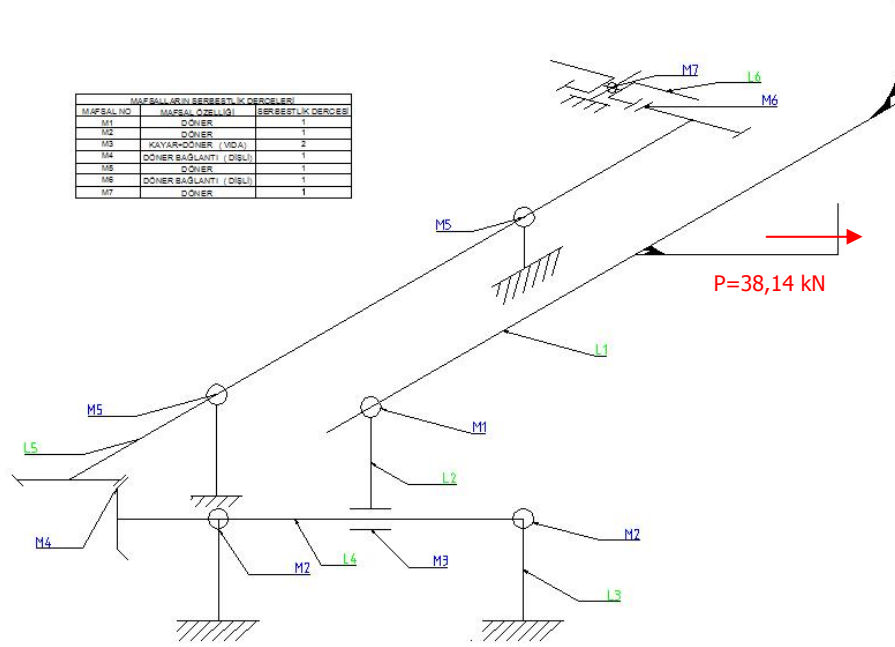


Şekil 2.10: Trapez vida guruplarını hareketlendiren dişli şaftı

Vagonun boyunca ilerleyen uzun bir şaft ile tüm vidaları eş zamanlı tahrik ederek sıkışmaları engelleme ve uzaktan kumanda etme yetisini de sağlayabildik. Vidaları tahrik etmek için şafta ve vidaya ayna-mahrutlu dişli mekanizmasını ekledik.

Dişli mekanizmasında çevrim oranını değiştirerek operatörün vidayı hareketlendirmek için uygulayacağı döndürme momenti değerini düşürdük vidanın yük altında hareket etmesini sağlayacak döndürme momentinin değerini düşürdük.

2.6 Mekanizmanın Serbestlik Derecesi



Şekil 2.11: Mekanizmanın serbestlik diyagramı

Mekanizmamız üç boyutlu olmasına rağmen hareketini iki boyutta yaptığı için düzlemseldir. Mekanizmamız (L1...L7) 7 link ten oluşmaktadır. Kaymalı ve döner bağlantı noktaları olmak üzere (M1...M8) 8 adettir. Döner ve kayar bağlantı noktalarının serbestlik dereceleri toplamı 7 dir.

Mekanizmamızın serbestlik derecesi

$$F_{ser} = \lambda(l - j - 1) + \sum_{i=1}^j f_i \quad [2-5]$$

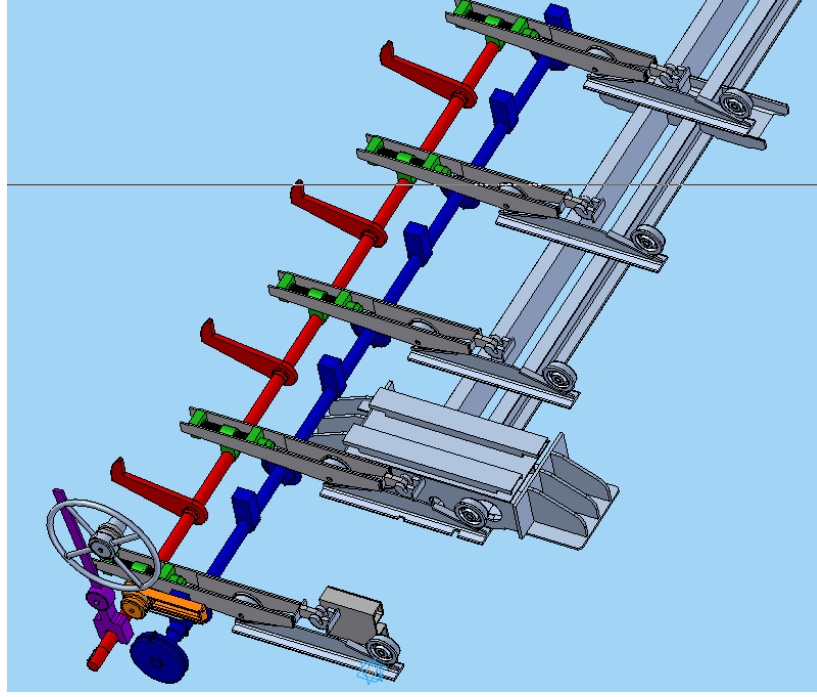
$$F_{ser} = 3(5 - 6 - 1) + 8$$

$$F_{ser} = 2' \text{ dir.}$$

3 MEKANİZMA ELEMANLARININ MUKAVEMET ANALİZİ

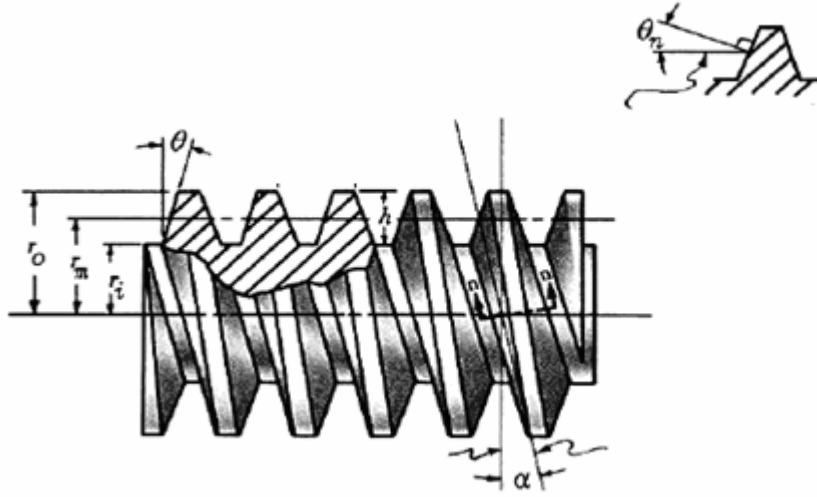
3.1 Trapez Vida

Mekanizmanın kilitleme dilinden tahrik ettiğimiz simide doğru kuvvet analizini yaparsak.



Şekil 3–1: Mekanizmanın vagon tabanına montajlı hali

Dillere etki eden toplam $P=38.14$ kN yükü 5 adet Tr65X4 vida taşımaktadır. Vidalar araçların tekerleğini değiştirirken ulandığımız krikolar gibi çalışırlar.



Şekil 3–2: Trapez vida

Vidaların temel tanımları

Pitch: aynı ekseninde bir dişten diğerine kadar olan mesafedir.

Adım: vidanın bir turunda somunun aldığı yoldur. Tek dişli vidalarda pitch ve adım aynıdır. Fakat çift dişli vidalarda adım pitch'in iki katıdır.

Helis açısı: adım ve ortalama çapla alakalıdır.

$$\tan \alpha = \frac{adım}{2\pi r_m} \quad [3.1]$$

Bazı hesaplamalarda diş profilinin normal kesiti ile arasındaki açığı θ_n kullanacağız. θ_n aksenal kesitteki helis açısı ile arasında

$$\tan \theta_n = \tan \theta \cos \alpha \quad [3.2]$$

Bağıntısı vardır.

Formüllerde $\cos \theta$ yerine $\cos \theta_n$ kullanılmıştır. Bu yaklaşık sonuç vermektedir fakat α 'nın küçük değerlerinde çok büyük hatalara sebep olmaz.

3.1.1 Eksenel Yük Ve Döndürme Momenti

Eksenel yük ve döndürme momenti birbirleriyle aşağıdaki eşitliğe göre ilişkilidir. (yükü kaldırma yönünde)

$$T = W \left[r_m \left(\frac{\tan \alpha + f / \cos \theta_n}{1 - f \tan \alpha / \cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right] \quad [3.3]$$

T = Vidayı çevirmek için gereken moment değeri

W = Vida eksenine paralel yük

r_m = Ortalama dış yarıçapı

r_c = Yük yataklarına karşı kayma yüzeyleri yarıçapı

f = Vida ve somun arasındaki sürtünme katsayısı

f_c = Yük yataklarının sürtünme katsayısı

α = Ortalama yarıçaptaki helis açısı

θ_n = Dış profilinin normal kesiti ile arasındaki açı

Yükü indirme yönünde eksenel yük ve döndürme momentinin birbirleriyle arasındaki ilişki aşağıdaki eşitliğe göre dir.

$$T = W \left[r_m \left(\frac{-\tan \alpha + f / \cos \theta_n}{1 + f \tan \alpha / \cos \theta_n} \right) + f_c r_c \right] \quad [3.4]$$

Bu döndürme moment değeri pozitif yada negatif olabilir. Şayet pozitifse yüke kaşı iş yapıyor demektir. Şayet negatif olursa, eşitliğe göre, döndürme momenti değeri vidanın dönmesini engelliyor demektir. Yani eksenel yük tek başına vidanın dönmesine sebep oluyor demektir.

Mekanizmamız kapağı kapama yönünde bir yükü karşılamayacaktır. Ancak vagonun doldurularak yan kapaklara yükün etki ettiği andan itibaren kapakların açılıncaya kadar yükün altındadır. Kapağı açarken vidamıza gelen yük kapağa gelen yükün beşte biridir.

$W = 7,63\text{kN}$ ' dir.

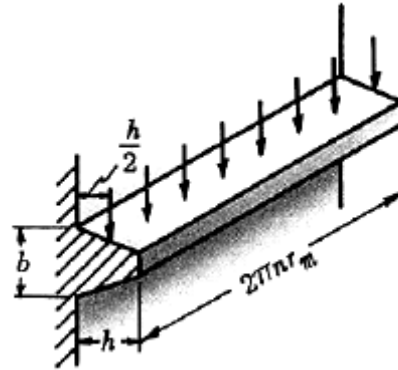
$$T = W \left[0,057 \left(\frac{\tan 7 + 0,15/\cos 14,5}{1 - 0,15 \tan 7/\cos 14,5} \right) + 0 \right]$$

$$T = 7,63 \left[0,057 \left(\frac{0,278}{0,981} \right) + 0 \right]$$

$T = 123 Nm$ Döndürme momentine ihtiyacımız vardır.

3.1.2 Diş Üzerindeki Stressler

Diş üzerindeki stressler diş vidanın kök silindirine bağlı kısa tek mesnetli kiriş olarak varsayılmıştır. Kirişin yükü aksenal vidanın yükü W 'dur ve diş boyu ortasında konsantre olarak toplanmıştır örneğin diş derinliğinin yarısıdır. Kirişin boyu yükün etki ettiği dişin boyu kadardır. Varsayımları yapılarak stres hesaplamaları yapılır. Bu varsayımlara dayanarak diş kökündeki eğilme stressi yaklaşık olarak



Şekil 3-3: Trapez vida dişi gösterimi

$$s_b = \frac{3Wh}{2\pi r_m b^2} \text{ 'dir.} \quad [3-5]$$

Kesme stressi

$$s_s = \frac{W}{2\pi r_m b} \text{ 'dir.} \quad [3-6]$$

Burada

$n =$ Yüke maruz kalan diş sayısı

$b =$ diş kökünün kalınlığıdır.

Bizim vidamızın dişlerinin maruz kaldığı kesme stresi

$$s_s = \frac{W}{2\pi r_m b}$$

$$s_s = \frac{7630}{2\pi 11.28,5x10^{-3} \cdot 6x10^{-3}}$$

$s_s = 411kPa$ kesme stresine dişler maruz kalmaktadır.

$$n = 11$$

$$b = 6mm$$

Bizim vidamızın dişlerinin maruz kaldığı eğilme stressi;

$$s_b = \frac{3Wh}{2\pi r_m b^2}$$

$$s_b = \frac{3 \cdot 7630 \cdot 4x10^{-3}}{2\pi 11.28,5x10^{-3} \cdot (6x10^{-3})^2}$$

$$s_b = 1300kPa$$

3.1.3 Vida Yatak Basıncı

Vida ve somun dişlerinin arasındaki yüzey kuvvet iletimi için kritik bir faktör olabilir.

$$P = \frac{W}{2\pi r_m h} \quad [3.7]$$

Bu varsayım alçak yüzeyde olacaktır çünkü diş kökleri ile diş uçları arasındaki boşluk vardır. Yani yük dişlerin yüksekliğini tamında taşınmaz ve yük eşit olarak yayılı değildir.

$$P = \frac{W}{2\pi r_m h}$$

$$P = \frac{7630}{2\pi 11.57x10^{-3} \cdot 4x10^{-3}}$$

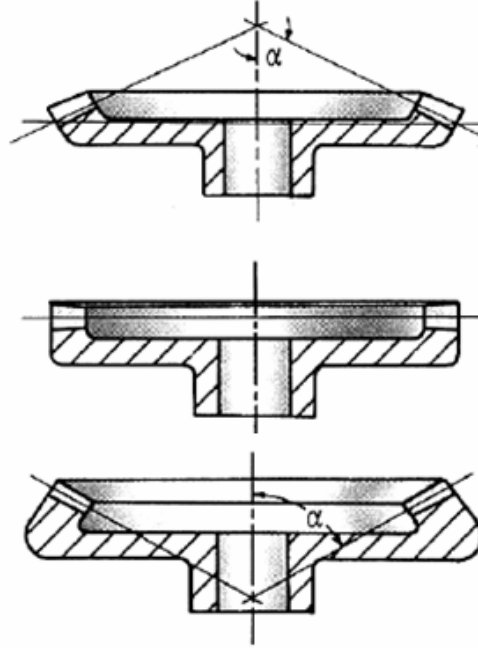
$$P = 484,2kPa$$

Trapez vidalardan kuvvet konik helis dişlilere gelir.

3.2 Konik Helis Dişli Gurubu

Konik dişliler genellikle eksenleri birbirlerine dik olan şaftlar arasında güç ve kuvvet iletimini sağlamak için kullanılırlar. Pitch açılarının değerine göre sınıflandırılabilirler. Pitch açısı 90°'nin altında olan dişlilere dış konik dişliler, pitch

açısı 90° olan konik dişlilere taç konik dişli, pitch açısı 90° 'nin üzerinde olan dişlilere iç konik dişliler denir. İki konik dişlinin pitch açılarının toplamı kesişen shaftlar arasındaki açının toplamına eşittir. Hypoid konik dişliler kesişmeyen konik dişlilerin birleştirilmesinde kullanılırlar. Dişlinin dişleri konikliğe bağlı olarak düz yada helisel olabilir.

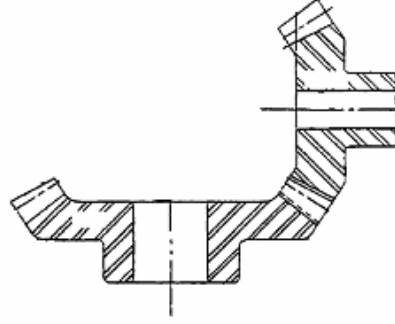


Şekil 3.4: Konik dişli tipleri

Diğer birçok makine elemanlarında olduğu gibi konik dişlilerin dizaynında da birçok yaklaşım vardır. Birçok değişkeni olduğu için hiçbir firmanın standartları standartlaştırılmamıştır. Birçok mühendis Buckingham, Gleason yada bunların tavsiye ettiği AGMA standartlarını kullanırlar. Dişli dizaynındaki herhangi bir prosedür özel ihtiyaçları karşılayıncaya kadar gerekli deneyler yapılır. Deneylerin sonucu olumlu oluncaya kadar prosedür varsayım olarak kalır.

Düz dişlilerde ve helis dişlilerde olduğu gibi konik dişlilerin dizaynında dinamik yükler altında ve aşınmada kiriş mukavemetini esas alır.

3.2.1 Düz konik dişliler



Şekil 3.5: Konik dişli

Konik dişli terminolojisi yukarıdaki şekilde açıklanmıştır. Konik dişlinin pitch'i dişlerin sonundaki geniş bitim noktalarından ölçülür ve çevresel pitch ve pitch çapı düz dişliler gibi hesaplanır. Dikkat edilmesi gereken boşluğun eşit olmasıdır. Pitch açısı pitch koniğinin tepe noktasındaki kesişme noktasından tanımlanır. Diş sayıları aşağıda belirtilmiştir.

$$\tan \gamma = \frac{N_P}{N_G} \quad [3.8]$$

$$\tan \Gamma = \frac{N_G}{N_P} \quad [3.9]$$

Burada yer alan P ve G sem bolleri sırasıyla pinyon ve fener dişliyi γ ve Γ sırasıyla pinyon ve fener dişli pitch açısını sembolize etmektedir. Arka koniden izdüşümü olarak bakıldığında arka koni yarıçapında düz dişlinin olduğunu görürüz. Bu Tredgold yaklaşımı olarak bilinir. Bu hayali dişlinin diş sayısı

$$N' = \frac{2\pi r_b}{p} \quad [3.10]$$

Formülünden bulunur.

Dişlimiz ve vidamız birbirlerine direkt olarak bağlı oldukları için vidayı çevirmek için gereken döndürme momenti değeri dişliye de etki edecektir.

$$M = Fd \quad [3.11]$$

$$123Nm = F \cdot 0,0425m$$

$$F = 2894N \sim 2900N$$

Kuvvet pinyon dişlinin dişlerine etki eder.

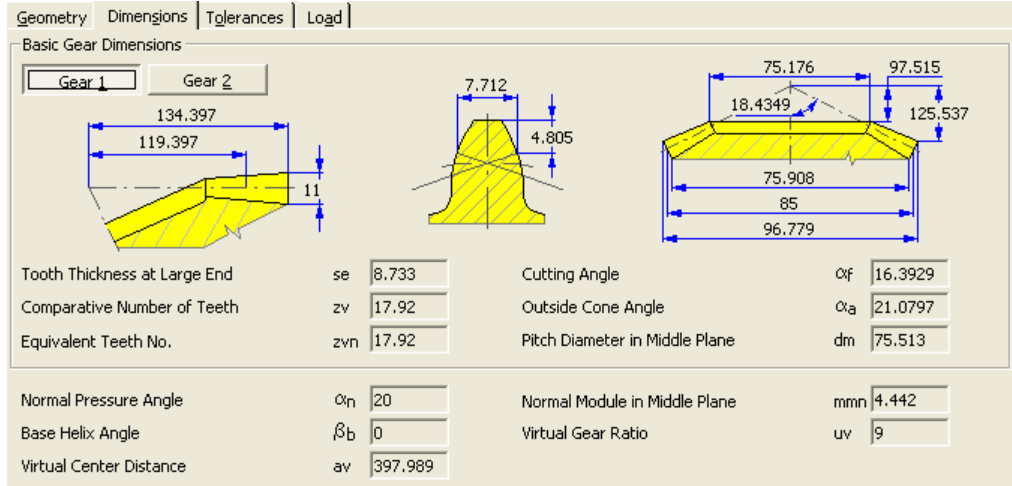
Fener dişlinin dişlerine etki eden kuvvet

$$M = Fd$$

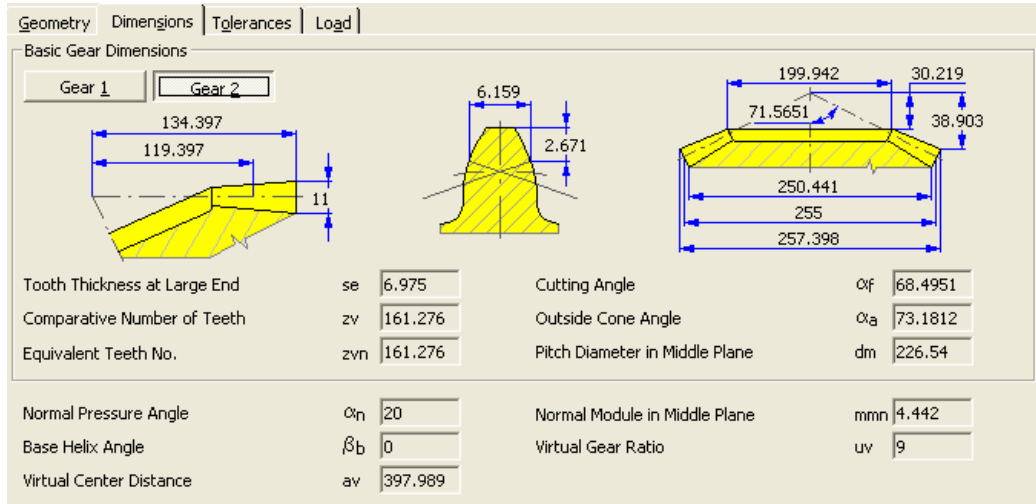
$$123Nm = F0,128m$$

$$F = 964,7N \sim 965N$$

Fener dişliden iletilen kuvvet direkt olarak zincir dişli mekanizmasına iletilir.



Şekil 3.6: Bilgisayar ortamında pinyon dişlinin hesaplaması



Şekil 3.7: Bilgisayar ortamında fener dişli hesaplaması

3.3 Zincir dişiler

3.3.1 Zincirlerle tahrik

Zincirlerin, kaldırma makinelerindeki önemi aşağıdaki nedenlerden dolayı, çelik halatlara nazaran çok daha azdır.

- Ancak küçük hızlara müsaade edilir.
- Özgül ağırlıkları yüksektir.
- Elastikiyetlerinin düşük olması nedeniyle darbelere kaştı hassastırlar.

Diğer yönden,

- Yüksek taşıma kabiliyeti
- Korozyon ve ısıya karşı daha mukavemetli olmaları da, zincirlerin olumlu yönleridir.

Sarma ve tutma zincirlerinin dışında zincirler palangalarda vinç zincirleri olarak da kullanılırlar. En önemli zincirler, yuvarlak halkalı zincirler ve lamelli zincirlerdir.

3.3.2 Yuvarlak halkalı çelik zincirler

Yuvarlak halkalı zincirler iyi hareket kabiliyeti, düşük fiyat, yüksek dayanım ve küçük sarılma açısı gibi uygun özellikler gösterirler. Bu son özellik dolayısı ile gerekli tambur ve makara çapları küçük olur ve yük momenti de düşük değerler alır. Yuvarlak halkalı zincirler 1m/s lik çalışma hızları için düşünülmüştür. Zincir halkalarının imali elektrik ark kaynağı (malzeme St35.13K) ile veya halkaların büyük olması halinde döküm yolu ile olabilir (malzeme GS-45). Daha ayrıntılı bilgiler DIN standartlarının 762, 764, 766 ve 5884 no'lu levhalarından alınabilir.

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{2F_Y}{\sigma_{\text{sem}} \pi}} \quad [3.12]$$

d_{\min} = Zincir elemanının en küçük

F_Y = Yük

σ_{sem} = Çekme emniyet gerilmesi

Uzun zincirlerde, zincirin kendi ağırlığının etkisinde hesaplar dahil edilir.

$$d_{\min} = \sqrt{\frac{2F_Y + ql}{\sigma_{\text{sem}} \pi}} \quad [3.13]$$

q = Zincirin metre ağırlığı

l = Zincirin uzunluğu

Zincir uçlarını birleştirmek için zincir kilitleri kullanılır. Bunlar birbirlerine vidalanarak tutturulan pençeli çenelerden ibarettir.

3.3.3 Çelik mafsallı zincirler

Her bir elemanında tam bir mafsal teşekkülü olan zincirlere mafsallı zincirler denir. Kaldırma makineleri yapımın da iki tür zincir kullanılır. Bunlardan biri “yük zincirleri” diğeri ise “tahrik zincirleri”dir.

3.3.3.1 Yük zincirleri

Bu guruba dahil olan zincirler; gall zincirleri, fleyer zincirleri, blok zincirler ve lamelli zincirlerdir. Bu zincirlerin mafsal yüzeyleri küçük olduğundan düşük hızlarda (Örneğin maksimum 0,6m/s ye kadar) buna mukabil büyük yüklerde kullanılırlar.

3.3.3.2 Gal zincirleri

Gal zincirlerini lamelleri pernolarla ve birbiri ile irtibat halindedir. Yapılışları oldukça basittir. Gal zincirlerinde tahrik, dişli çarklar üzerinden. Zira hızı en çok 0,3m/s değerine kadar yükselebilir.

3.3.3.3 Fleyer zincirleri

Fleyer zincirlerinin lamelleri de pernolar üzerinde dönerler ve değişik kombinezonlar halinde düzenlenirler. bu tür zincirlerde uç elemanı olarak iki kısımdan ibaret olan özel lameller kullanılırlar. Zincirin döndürülmesi için dişsiz köşeli makaralar gerekli olur. Ancak 0,5 m/s ye kadar olan hızlara müsaade edilir.

3.3.3.4 Blok Zincirler

Blok zincirin iç tarafındaki bloğu içine perno üzerin de döner. Perno ise dıştaki lamelle tespit edilmiş olup dönmesine müsaade edilmemiştir. Tahrik, iç blokta zincir çarkları üzerinden gerçekleşir.

3.3.3.5 Aralıklı Lamelli Zincirler

Aralıklı lamelli zincirlerde lameller perno üzerinde dönerler. Mafsal yüzeyleri oldukça hassas işlenmiştir. Tahrik, dişli çarklar üzerinden pernodan gerçekleşir. Bütün yük zincirleri hesaplarında kopma kuvveti esas alınır. Zira bu tür zincirlerde müsaade edilen hızlar için oluşacak merkez kaç kuvvetleri rahatlıkla ihmal edilebilir.

$$F_k \geq Fv$$

F = Taşınan yük

v = Emniyet faktörü

3.3.3.6 Tahrik Zincirleri

Burçlu zincirler, makaralı zincirler ve dişli zincirler tahrik zincirleri sınıfına dahil edilirler. Söz konusu olan bu zincirler düzeltilmiş mafsal yüzeyleri sayesinde 40m/s lik hızlara kadar rahatlıkla kullanılabilirler.

3.3.3.7 Burçlu zincirler

Burçlu zincirlerin iç kısımdaki elemanları iki lamel ve iki burçtan ibarettir. Burçlar kalın cidarlı olup dönmeleri önlenmiştir.

İç eleman pernoya göre döner halde olmasın rağmen, pernonun dönmesi önlenmiştir. Bu zincir tipi oldukça sert ve gevrekçidir. Zincir hızı: hatvesi 20mm ye kadar olan zincirler için maksimum 5m/s, 40mm ye kadar olanlarda 4m/s, hatvesi 40mm den büyük olanlarda da maksimum 3m/s olabilir.

3.3.3.8 Sürgülü zincirler

Sürgülü zincirlerin iç elemanı iki lamel ve iki ince cidarlı burçtan ibarettir. Pernolar ve sürgüler lameller içinde preslenir fakat dönmeleri engellenmez. Yapılış şekli oldukça basittir. Bazen çok sıralı zincir halinde de imal edilirler.

3.3.3.9 Makaralı zincirler

Makaralı zincirlerin bir iç elemanı, iki lame, iki burç ve iki makaradan meydana gelmiştir. Pernolar ve burçlar lamelle içinde preslenir fakat dönmeleri engellenemez. Burçlar üzerinde dönen makaralar nispeten sessiz bir çalışmayı sağlarken, %98,5 gibi yüksek bir verime ulaşılmasına da sebep olur. Bu zincir tipide

çok sıralı olarak imla edilebilir. Ünlversal bir tip olduğundan en çok kullanılan zincir tiplerindendir. Asansörlerde ve çeşitli asılı yüklerde bazen yük zinciri olarak makaralı zincirlere rastlamak mümkündür.

3.3.3.10 Dişli zincirler

Dişli zincirlerde, burç mafsallı zincir ve beşik mafsallı zincir olarak iki farklı tip göze çarpar. İlk tipte lamel çiftleri bir burçla birleştirilmişlerdir ve perno üzerinde mafsalı oluştururlar. İkinci tipte ise, yatak çatalı bir düzlem, beşik çatalı ise kıvrılmış bir yüzey meydana getirirle ki, bu sayede zincirin zincir dişlisinden geçmesi oldukça az bir sürtünme ile gerçekleşir.

Zincirlerin hesaplanmasında, iletilen çekme kuvveti, dönme sayısı, diş sayısı(zincir dişlisinin), zincir hatvesi ve çevrim oranı gibi pek çok faktör rol oynar.

Bu bakımdan tahrik zincirlerinin hesaplanmasında, yük zincirlerinde olduğu gibi sadece çekme kuvvetinin ele alınıp kopma yüküne göre boyutlandırma yeterli değildir. Zincirin boyutlandırılmasında aşınma mukavemetine önem verilmeli ve mafsal basınç yüzeyinden hareket edilmelidir.

$$P_M = \frac{F_t}{A_M} \leq P_{Mem} \quad [3.14]$$

P_M = Mafsall yüzey basıncı

F_t = Teorik toplam çekme kuvveti

A_M = Mafsall yüzeyi

P_{Mem} = Emniyet yüzey basıncı

$$F_t = F_u + F_F$$

F_u = Çevre kuvveti

F_F = Merkezkaç kuvveti

$$F_u = \frac{102Pk}{v_m} kp \quad [3.15]$$

P = Güç (kW)

k = İşletme faktörü

v_m = Ortalama zincir hızı (m/s)

Zincir hesaplamalarında sınır dönme sayılarının aşılması için, zincir hatvesi seçimine özel dikkat verilmelidir.

$$F_F = q \frac{v_m^2}{g} \quad [3.16]$$

q = Zincirin birim uzunluk ağırlığı (kp/m)

g = Yer çekimi ivmesi $\sim 10\text{m/s}^2$

Emniyet faktörü v :

$$v = \frac{F_B}{F_t} \quad [3.17]$$

Şeklinde bulunur

v = Emniyet faktörü

F_B = Zincirin kopma yükü

Bir zinciri, düzgün hareketli bir zincir çarkı üzerinden geçerken, zincir mafsalları kesintili olarak krank hareketi yaparlar. Ortalama zincir hızı değeri:

$$v_m = \frac{ztn}{60} \quad [3.18]$$

v_m = Ortalama zincir hızı (m/s)

n = Zincir dişlisi dönme sayısı (1/dak)

z = Zincir dişlisi diş adedi

t = Zincir hatvesi

Dişli mekanizmamızı tahrik eden zincir dişil mekanizmasının fener dişlisi beş dişli mekanizmasına etki eden kuvvetlerin toplamı kadar etki eder.

$$\Sigma F = 5F_{diş}$$

$$\Sigma F = 4825\text{N}$$

Dişli mekanizması ile fener zincir dişli aynı mile bağlı odluklarından aralarında moment eşitliğini kurarız.

$$F_z d_z = \Sigma F_{diş} d_{diş}$$

$$F_z \times 0,181 = 4825 \times 0,127$$

$$F_z = 3394\text{N}$$

Yaptığımız araştırma ve dizayn ettiğimiz simit çapı ile eş çaplı vana simitlerini yaklaşık olarak 18-20d/d ile bir insanın çevirdiğini tespit ettik.

Tahrik dişlisi ile fener dişlinin çevrim oranı $\frac{1}{2}$ dir. Tahrik dişlisi 20 d/d ile döndürüldüğünde fener dişli 10 d/d/ ile döner. Fener dişlideki zincirin hızı;

$$v_m = \frac{ztn}{60}$$

$$v_m = \frac{30 \times 38,1 \times 10}{60 \times 1000}$$

$$v_m = 0,19 \text{ m / s Olur.}$$

Bir insanın 0,9HP gücünde olduğunu var sayarsak

Zinciri çevirirken oluşan çevre kuvveti

$$F_u = \frac{102Pk}{v_m} kp$$

$$F_u = \frac{102 \times 0,6 \times 1}{0,19} kp$$

$$F_u = 322kp = 3158,8N$$

$$P_M = \frac{F_u}{A_M} \leq P_{Mem}$$

$$P_M = \frac{3158,8N}{420 \times 10^{-6} m^2} \leq P_{Mem}$$

$$P_M = 7,5MPa \leq P_{Mem}$$

$$P_{mem} = 28,5MPa$$

$$P_{mem} \geq P_M$$

Zincirimiz kuvveti iletmek için yeterli olacaktır.

$$v_m = \frac{ztn}{60}$$

$$v_m = \frac{30 \times 38,1 \times 25}{60 \times 1000}$$

$$v_m = 0,476 \text{ m / s}$$

4 MEKANİZMADA KONUM, HIZ, İVME VE CAE ANALİZİ

4.1 Mekanizmada Konum Analizi

Mekanizmalarda konum analizi mekanizma serbestlik derecesine eşit sayıda parametre değeri tanımlandığında:

1. Uzuvların veya uzuv üzerinde bir noktanın sabit veya bir hareketli uzuv üzerinde bulunan referans eksene göre bağıl konumunun bulunmasını,
2. Bir uzuv üzerindeki bir noktanın başka bir uzuv üzerinde bulunduğu konumunun bulunmasını,
3. Bağımsız parametre değerlerinin değişimine göre bir uzvun açısının değişimi veya bir noktanın diğer uzuv üzerinde çizdiği yörüngenin bulunmasını içerir.

Serbestlik derecesi tanımında belirtilmiş olduğu gibi, uzuvların konumlarını belirlemek için serbestlik derecesi kadar parametrenin değeri önceden bilinmelidir. Genellikle bu parametreler bir uzvun konumunu belirlemek için kullanılan mafsallık serbestlik dereceleri. Bu mafsallara tahrik mafsalları diyeceğiz. Genellikle bu tahrik mafsalları bir hareketli uzvu sabit uzva bağladıkları için bu durumda tahrik uzvu terimi de kullanılabilir.

4.2 Mekanizmalarda Hız ve İvme Analizi

Mekanizmalarda hız ve ivme analizi vektörel olarak bağıl hız ve ivme kavramı ile yapılır. Genel olarak verilen değerler ile başlanılır ve A,B,C,... gibi genellikle mafsal eksenlerinin geçtiği noktalar sırası ile kullanılarak analiz gerçekleştirilir.

Elde edilecek olan hız denklemleri:

$$V_B = V_A + V_{B/A} \quad [4.1]$$

$$V_C = V_B + V_{C/B} \quad [4.2]$$

ve benzeri denklemler olacaktır. İvme için ise, benzer şekilde:

$$a_B = a_A + a_{B/A}^t + a_{B/A}^n \quad [4.3]$$

$$a_C = a_B + a_{C/B}^t + a_{C/B}^n \quad [4.4]$$

veya

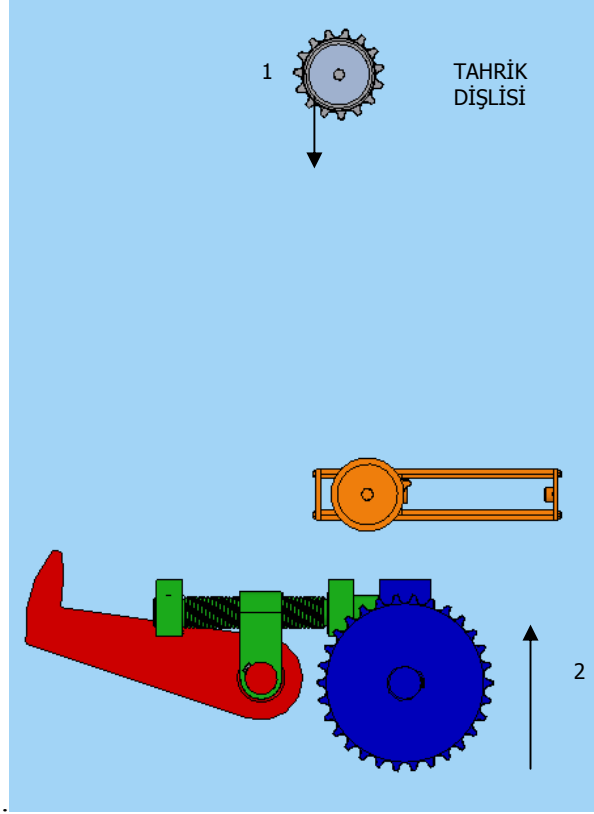
$$a_{D4} = a_{D3} + a_{D4/D3}^t + a_{D4/D3}^c \quad [4.5]$$

Benzer denklemler yazılacaktır. Seçilen A,B,C,D noktalarının mümkün olduğunca döner mafsal eksenini üzerinde olmasının en önemli nedeni mafsal ekseninde olan bu noktanın mafsalla birleştirilen iki uzuv üzerinde daima çakışan nokta olmasıdır. Daima çakışan bu noktalar arasında bağıl hız ve ivme olmayacağından (sıfır olacağından) dolayı her iki uzuvda da bu noktaların hız ve ivmesi eşit olacaktır. Bu nedenle genel kural olarak bir uzvun üzerinde bulunan herhangi bir noktanın hız ve ivmesini belirlemeden önce bu uzvu diğer uzuvlar ile birleştiren mafsalların merkezlerinde bulunan noktaların hız ve ivmesi bulunmalıdır.

Dikkat edilmesi gereken diğer bir önemli nokta ise, konum hız ve ivme analizi sıra ile yapılabilir. Konum analizi yapılmadan hız analizi, konum ve hız analizi yapılmadan ivme analizi yapılamaz. Bunun nedeni, hız ve ivmelerin belirlenmesi sırasında gerekli olan yönler konum analizi ile belirlenecek, ivme analizi için normal ve Coriolis ivmesi terimleri sadece hız analizinde elde edilen terimlerin fonksiyonu olacaktır.

Devre kapalılık denklemleri hız ve ivme analizi için kolaylıkla kullanılabilir çünkü bu denklemlerde mekanizmada bulunan tüm değişkenler yer almaktadır. Devre kapalılık denklemlerinin zamana göre birinci ve ikinci türevleri alındığında ve konum değişkenlerinin birinci ve ikinci türevlerine göre çözüm yapıldığında bu değerler herhangi bir noktanın hız ve ivmesinin belirlenmesi için gerekli tüm terimleri belirleyecektir. Vektör devre denkleminin zamana göre birinci türevi bize "Vektörel Hız devre denklemini", ikinci türevi ise "Vektörel İvme devre denklemini" verecektir. Eğer konum değişkenleri vektör devre denklemini kullanarak çözülmüş ise, vektör hız denklemleri konum değişkenlerinin birinci türevlerine göre (bu değişkenlere hız değişkenleri diyeceğiz) ve vektör ivme denklemlerinde konum değişkenlerinin ikinci türevine göre (bu değişkenlere ivme değişkenleri diyeceğiz) lineer bir denklem takımı oluşturacaktır. Hız ve ivme değişkenleri bu denklemlerden çözüldükten sonra herhangi bir uzvun üzerinde herhangi bir noktanın hız ve ivmesi kolaylıkla bulunacaktır. Mekanizmanın tahrik kolunu çevirebileceğimiz maksimum devri bulabilmek için aynı yük koşullarına sahip bir yük kolumuz olmadığından kesin olarak bir veriye sahip değiliz. Ancak

yaklaşık yüklere sahip olan DN500 kelebek vanalar üzerinde yaptığımız açma ve kapama denemelerinde vanaların kollarını ortalama 20 dev/dak ile çevirebildiğimizi ortaya çıkardık.



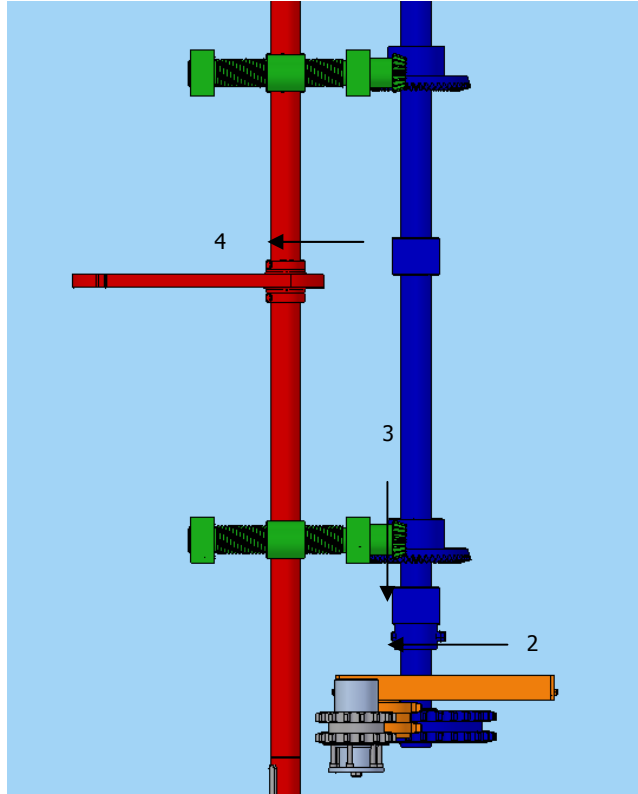
Şekil 4.1: Mekanizmanın zincir dişli gurubunun hareket yönleri

Tahrik dişlisi üzerinde bulunan 1 noktasının avare dişli üzerinde bulunan 2 noktasına göre ilk başlangıç pozisyonu şekildeki gibidir.

$$s_1 = \frac{r_1}{r_2} = \frac{\theta_1}{\theta_2} = s_2 \quad [4.6]$$

$$\frac{183,25}{364,5} = \frac{\theta_1}{\theta_2}$$

$$2\theta_1 = \theta_2$$



Şekil 4.2: Mekanizmanın taban altındaki parçalarının hareket yönleri

Avare dişlinin bağlı olduğu şaftta aynı hızda ve aynı konumda olacaktır.

Trapez dişlilerin tahrik aldığı pinyon dişlinin konumu

$$s_2 = \frac{r_2}{r_3} = \frac{\theta_2}{\theta_3} = s_3$$

$$\frac{255}{85} = \frac{\theta_2}{\theta_3}$$

$$3\theta_3 = \theta_2$$

Trapez vida aldığı dönme hareketini lineer harekete çevirmektedir. Kolların bağlı olduğu şaftın trapez vidaya göre konumu;

$$s_3 = \frac{\theta_3 p}{2\pi} \quad [4-7]$$

Denklemleri birleştirerek kolların bağlı olduğu şaftın tahrik dişlisine göre konumunu buluruz.

$$s_3 = \frac{\theta_1 p}{3\pi} \text{ Değerini elde ederiz}$$

Denklemin zamana göre türevini alırsak hız denklemini elde ederiz.

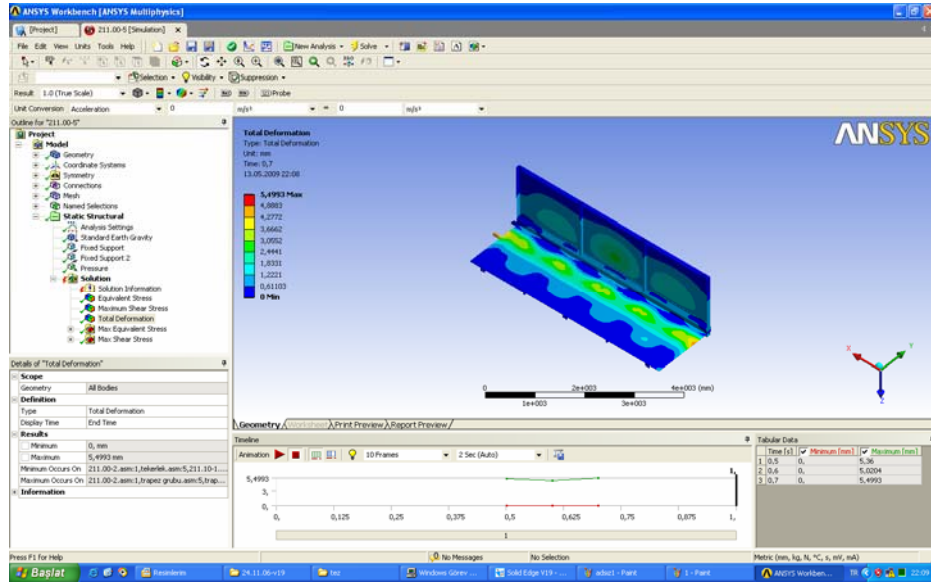
$$\dot{s}_3 = \frac{p}{3\pi} \frac{d\theta}{dt}$$

Buradan hızın sabit olduğunu görürüz.

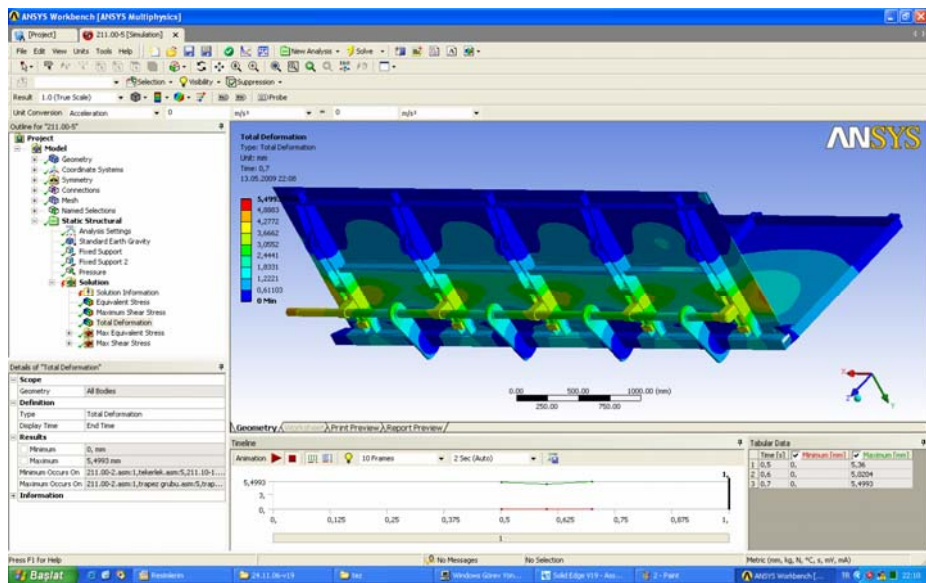
Hız denkleminin zamana göre türevi ivme denklemini verir.

4.3 Mekanizmanın CAE Analizi

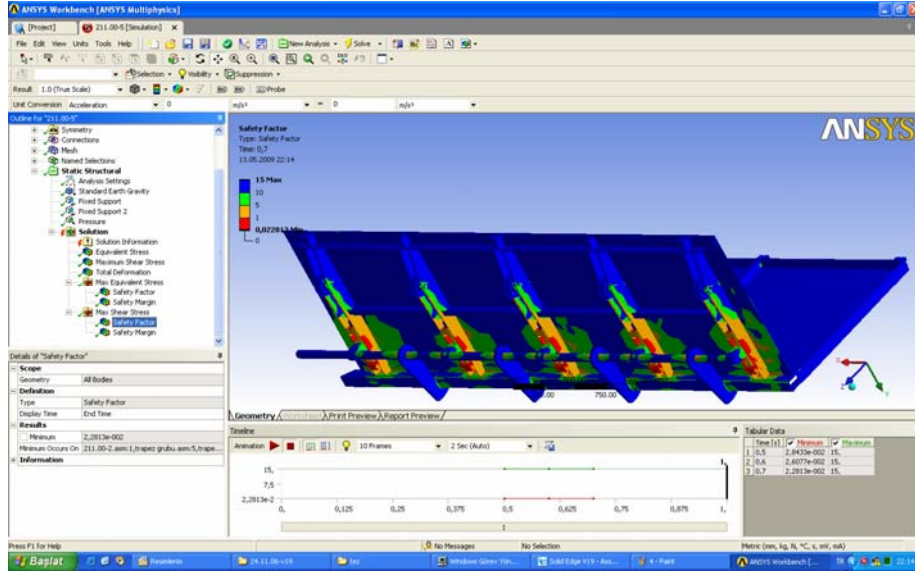
Mekanizmayı oluşturan elemanların mukavemet analizini Ansys programında yaptık.



Şekil 4.3: Kapak ve tabanda meydana gelen deformasyon



Şekil 4.4: Yerleştirilen mekanizmada meydana gelen toplam deformasyon



Şekil 4.5: Vagon tabanına yerleştirilen mekanizma parçalarının güvenlik katsayısı dağılımı

Mekanizmada kullandığımız dişlilerin mukavemet analizlerini harici olarak yaptık.

SONUÇ

Vagonun bakım onarım masraflarını minimize etmek için yaptığımız çalışmada. Sahada çalışanların masraflar üzerindeki etkisinin çok büyük oranda olduğunu gözlemlerimiz ve TÜDEMSAŞ çalışanlarınca tespit edilmiştir. Sahada vagonun doldurulması ve özellikle boşaltılması sırasında kapak hareketlerinin neredeyse imkânsız olduğu için. Çalışanlar bulabildikleri her türlü çözüm yoluna başvurmaktadırlar.

Mekanizmayı tasarlarken statik analizler dinamik analizlerden öncelikli olmasının sebebi mekanizmanın parçalarının hareketleri sırasında oluşan dalambert kuvvetlerinin düşük olmasından dolayıdır. Üç boyutlu modellemede sistemin hareketlerini incelediğimizde parçaların uyumlu çalıştığını gözlemledik. Parçaların büyük olmasının sebebi periyodik bakım faaliyetlerinde insan faktörünü minimize etmek için servis faktörlerini olabildiğince büyük seçtik. Dinamik çözüm yapabilecek uygun bir program bulamadığımızdan analizleri elimizde çözdük.

KAYNAKLAR

A. Stribersky, F. Mosera, W. Rulka (2006), Structural dynamics and ride comfort of a rail vehicle system

Anne K. Himebaugh, Raymond H. Plaut, David A. Dillard (2007), Finite element analysis of bonded insulated rail joints

Christopher P.L. Barkan (2008), Improving the design of higher-capacity railway tank cars for hazardous materials transport: Optimizing the trade-off between weight and safety

Constantine M. Tarawneh, Kevin D. Cole, Brent M. Wilson, Fadi Alnaimat (2008), Experiments and models for the thermal response of railroad tapered-roller bearings

E. Rustighi, S.J. Elliott (2007), Force transmissibility of structures traversed by a moving system

Elias Kassa, Jens C.O. Nielsen (2008), Dynamic train–turnout interaction in an extended frequency range using a detailed model of track dynamics

Eric E. Magel, Joseph Kalousek (2002), The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding

Eric G. Berggren, Martin X.D. Li, Jan Spannar (2008), A new approach to the analysis and presentation of vertical track geometry quality and rail roughness

G. Xie, S.D. Iwnicki (2007), Simulation of wear on a rough rail using a time-domain wheel–track interaction model

H. Sayyaadi, N. Shokouhi (2009), A new model in rail–vehicles dynamics considering nonlinear suspension components behavior

H. Xia, W.W. Guo, X. Wu, Y.L. Pi, M.A. Bradford (2008), Lateral dynamic interaction analysis of a train–girder–pier system

Jenny Jerrelind, Annika Stensson (2000), Nonlinear dynamics of parts in engineering systems

Masafumi Katoua, Toshifumi Matsuoka, Osamu Yoshioka, Yoshinori Sanada, Takayuki Miyoshi (2008), Numerical simulation study of ground vibrations using forces from wheels of a running high-speed train

P. Museros, M.D. Martinez-Rodrigo (2006), Vibration control of simply supported beams under moving loads using fluid viscous dampers

Peter Pointner (2008), High strength rail steels-The importance of material properties in contact mechanics problems

R. Fuoco, M.M. Ferreira, C.R.F. Azevedo (2004), Failure analysis of a cast steel railway wheel

Rongping Fan, GuangMeng, JunYang, Caichun He (2008), Experimental study of the effect of viscoelastic damping materials on noise and vibration reduction within railway vehicles

XuesongJin, XinbiaoXiao, ZefengWen, JunGuo, MinhaoZhu(2008), An investigation into the effect of train curving on wear and contact stresses of wheel and rail

Y.Q. Sun, M. Dhanasekar (2000), A dynamic model for the vertical interaction of the rail track and wagon system

Yeong-Bin Yang, Jong-Dar Yau and Lin-Ching Hsu (1996), Vibration of simple beams due to trains moving at high speeds

Zefeng Wen, Guangwen Xiao, Xinbiao Xiao, Xuesong Jin, Minhao Zhu (2008), Dynamic vehicle-track interaction and plastic deformation of rail at rail welds

Zefeng Wen, Xuesong Jin, Weihua Zhang (2003), Contact-impact stress analysis of rail joint region using the dynamic finite element method

ÖZGEÇMİŞ

Kişisel bilgiler

Adı Soyadı	Seyit KÜLTÜR
Doğum Yeri ve Tarihi	Sivas, 03/03/1980
Medeni Hali	Bekar
Yabancı Dil	İngilizce
İletişim Adresi	Gazimuhtarpaşa sok. Günay Apt. 9/9 Kadıköy/İSTANBUL
E-posta Adresi	kulturseyit@gmail.com

Eğitim ve Akademik Durumu

Lise	Divriği Lisesi, 1997
Lisans	Gaziantep Üniversitesi, 2004
Yüksek Lisans	Cumhuriyet Üniversitesi, 2009

İş Tecrübesi

Erdemir Maden San.tic.AŞ	Makine mühendisi, 2004-2007
Kroman Çelik San.Tic. AŞ	Makine Mühendisi, 2008-