

**DOKUZ EYLÜL ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**ÇEKİCİ ARAÇLAR İÇİN HAVA KÖRÜKLÜ
SÜSPANSİYON SİSTEMİNE SAHİP ÖN DİNGİL
TASARIMI**

Hasan GÜNAL

Haziran, 2010

İZMİR

**ÇEKİCİ ARAÇLAR İÇİN HAVA KÖRÜKLÜ
SÜSPANSİYON SİSTEMİNE SAHİP ÖN DİNGİL
TASARIMI**

**Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi
Makina Mühendisliği Bölümü, Konstrüksiyon-İmalat Anabilim Dalı**

Hasan GÜNAL

**Haziran, 2010
İZMİR**

YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU

HASAN GÜNAL, tarafından **PROF.DR.N.SEFA KURALAY** yönetiminde hazırlanan “**ÇEKİCİ ARAÇLAR İÇİN HAVA KÖRÜKLÜ SÜSPANSİYON SİSTEMİNE SAHİP ÖN DİNGİL TASARIMI**” başlıklı tez tarafımızdan okunmuş, kapsamı ve niteliği açısından bir Yüksek Lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Prof.Dr.N.Sefa KURALAY

Danışman

Yrd.Doç.Dr. Melih BELEVİ

Jüri Üyesi

Doç.Dr. Bülent ÖNAY

Jüri Üyesi

Prof.Dr. Mustafa SABUNCU

Müdür

Fen Bilimleri Enstitüsü

TEŞEKKÜR

Çekici araçlar için hava körüklü bir süspansiyon sistemi tasarımı yaptığım bu çalışmada yaptığı olumlu katkıları ve yol göstericiliği için Prof. Dr. N.Sefa Kuralay' a teşekkürü bir borç bilirim. Ayrıca lisans hayatımdan bugüne birlikte çalışmaktan büyük keyif duyduğum M. Murat Topaç'a yardımlarından ötürü çok teşekkür ederim.

Çalışmanın başlangıcında konsept tasarım için görüşlerini esirgemeyen ve aynı mesaiyi paylaşmaktan büyük gurur duyduğum Mehmet Cevgin (Diva) ağabeyime, Özcan Doğan ve Ufuk Üstün kardeşlerime çok teşekkür ederim. Ayrıca sağladıkları destekten ötürü Ege Endüstri ve Ticaret A.Ş. Mamül Mühendislik bölümü Müdürü Ayhan Özel'e ve Ar&Ge Şefi Görkem Özçelik' e teşekkür ederim.

Çalışmalarına verdiği destek ve anlayışından ötürü Otokar A.Ş. Bilgisayar Destekli Mühendislik bölümü Müdürü Namık Kılıç'a teşekkürü bir borç bilirim.

Tüm hayatım boyunca desteğini esirgemeyen aileme en yüce duygularıyla teşekkür ederim.

Hasan GÜNAL

ÇEKİCİ ARAÇLAR İÇİN HAVA KÖRÜKLÜ SÜSPANSİYON SİSTEMİNE SAHİP ÖN DİNGİL TASARIMI

ÖZ

Ülkemizde, taşımacılık sektörünün ve teknolojinin gelişmesiyle birlikte kullanıcıların beklentileri de sürekli artmaktadır. Bu beklentilere ve rekabet ortamına paralel olarak kamyon kullanımı gün geçtikçe azalırken çekici (TIR) kullanımı artmaktadır.

Bu çalışmada ülkemizde üretilen bir çekici araç referans alınarak hava körüklü bir ön süspansiyon(askı) sistemi tasarlanmıştır. Askı sistemi ile birlikte araca uygun yönverme geometrisi tekrar tasarlanmış ve optimize edilmiştir. Tasarımlar yapılırken bilgisayar destekli mühendislik araçlarından mümkün olduğunca yararlanılmaya çalışılmış ve her problem için optimum çözüm bulunmaya çalışılmıştır. Çalışmada ilk olarak askı sistemi kavramsal tasarımı yapılmış, bu kavramsal tasarıma uygun sistem bilgisayar ortamında tasarlanmıştır. Sistemi oluşturan elemanlar üzerine etki eden kuvvetler çeşitli senaryolar için elde edilmiş ve bu kuvvetler altında her parça için kütle optimizasyonu yapılmıştır.

Çalışmanın son bölümünde, askı sisteminin temel taşıyıcı elemanı olan dingilin yorulma analizi yapılmıştır. Çalışma içerisinde tasarlanan komple sacdan kaynaklı olarak imal edilebilecek dingile geniş yer verilmiştir. Bu tasarım sayesinde imalatı oldukça kolay, ilk yatırım maliyeti muadil dövme parçaya göre oldukça düşük ve hafif bir çözüm oluşturulmuştur.

Anahtar sözcükler: Süspansiyon, Askı sistemi, Dingil, Aks, Araç dinamiği, Sonlu elemanlar, Yorulma

DESIGN OF FRONT AXLE WITH AIR SUSPENSION SYSTEM FOR TRUCKS

ABSTRACT

In our country, with the development of the transportation sector and technology, users' expectations are continuously increasing. Parallel to these expectations and the competitive environment, while the usage of trucks is decreasing the usage of tractor is increasing.

In this study, based on a tractor which is produced in Turkey, an air spring front suspension system was designed. Also the steering geometry of the vehicle was optimized. During the designs, computer aided engineering tools was used as much as possible and an optimum solution was found for each problem. Firstly the concept design of the system was done, then the system which is suitable with the concept was designed by CAD. The forces which acted on the components of the system were predicted for various road scenarios by vehicle dynamic model. By using these forces, mass-strength optimization was done for each component of the system by finite element method.

In the last part of the study, fatigue analysis of the rigid axle which is the main component of the system was done. Large part of the study was devoted to this axle design which can be manufactured completely by steel welding. With the help of this design, a solution which can be manufactured very simply, with lower initial investment cost and lighter, was found.

Key words: Suspension, Solid axle, Axle, Vehicle dynamics, Finite element method, Fatigue

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
YÜKSEK LİSANS TEZİ SINAV SONUÇ FORMU.....	ii
TEŞEKKÜR.....	iii
ÖZ.....	iv
ABSTRACT.....	v
BÖLÜM BİR-ASKI SİSTEMLERİ VE ALT BİLEŞENLERİ.....	1
1.1 Askı Sistemi Tipleri ve Sistemden Beklentiler	1
1.2 Sabit Akslar	1
1.2.1 Yönverilen Sabit Akslar	4
1.3 Hava Körükleri.....	4
1.3.1 Hava Körüklerinin Karakteristikleri.....	5
1.3.2 Efektif Alan	6
1.4 Motorlu Taşıtlarda Hava Körükleri(Yayları)	8
1.4.1 Taşıtlarda Hava Körüğü Uygulama Örnekleri	8
1.5 Amortisörler	11
1.5.1 Hidrolik Sönümleme Kuvveti ve Amortisör Tanım Eğrileri.....	11
1.5.2 Çeki ve Bası Sönümleme Kuvveti Oranı	14
BÖLÜM İKİ-TASARIM ÖNCESİ ÇALIŞMALAR.....	16
2.1 Askı(Süspansiyon) Sitemi Konsept Tasarımı.....	16
2.2 Tasarımda Kullanılacak Aracın Özellikleri.....	17
BÖLÜM ÜÇ-YAY VE SÖNÜM ELEMANLARININ SEÇİMİ	20
3.1 Yay Elemanının Seçimi.....	20
3.2 Sönüm Elemanı Seçimi	27

BÖLÜM DÖRT-ASKI SİSTEMİ TASARIMI	31
4.1 Askı Sistemi Genel Tasarımı ve Yerleşim Geometrisi	31
4.2 Dingil Tasarım Detayları.....	39
4.3 Akson Tasarım Detayları.....	43
BÖLÜM BEŞ-YÖNLENDİRME TRAPEZİ TASARIMI	46
5.1 Aksondan Yön Verme	46
5.2 Yönverme Sistemi Tasarımı.....	48
5.3 Yönverme Trapezinde İzkolu açısının Belirlenmesi	49
5.4 Tasarımı Yapılan Araca Uygun Yönverme Trapezi Tasarımı	50
BÖLÜM ALTI-ARAÇ DİNAMİĞİ ÇALIŞMALARI	58
6.1 Araç Dinamiği Çalışmalarında Kullanılan Metodoloji ve Yazılım.....	58
6.2 Araç Dinamiği Modeli Detayları.....	59
6.3 Dinamik Yol Simülasyonları	63
6.3.1 AITM Standart Test Parkuru Simülasyonu	63
6.3.2 Çukur Simülasyonu	65
6.3.3 Trapez Engel Geçiş Simülasyonu.....	66
6.3.4 Yarım Daire Engel Geçme Simülasyonu	67
6.3.5 Sinüs Dalgalı Engel Geçiş Simülasyonu	68
6.3.6 Seri Engel Geçiş Simülasyonu	69
6.3.7 Asimetrik Engel Geçiş Simülasyonu.....	70
6.3.8 Frenleme Simülasyonu	72
6.3.9 Viraj Simülasyonu	74

BÖLÜM YEDİ-SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ	76
7.1 Sonlu Elemanlar Analizlerinin Amacı ve Kullanılan Metodoloji	76
7.2 Dingil Sonlu Elemanlar Analizi	76
7.3 Akson Sonlu Elemanlar Analizi	82
7.4 Alt Körük Tablası ve Cıvata Tablası Sonlu Elemanlar Analizi	89
7.5 Amortisör Bağlantı Parçası Sonlu Elemanlar Analizi.....	98
7.6 Körük Üst Tablası Sonlu Elemanlar Analizi	102
7.7 Ön Askı Kolu Bağlantı Parçası Sonlu Elemanlar Analizi	106
7.8 Ön Askı Kolu Sonlu Elemanlar Analizi	111
7.9 Yön Verme Kolu Sonlu Elemanlar Analizi.....	114
7.10 İzkolu Sonlu Elemanlar Analizi	119
BÖLÜM SEKİZ-DİNGİL YORULMA ANALİZİ	123
8.1 Yorulma Analizinde Kullanılan Metodoloji.....	123
8.2 Dingil Malzemesinin Yaklaşık Wöhler Eğrisinin Çıkarılması.....	124
8.3 Yorulma Düzeltme Faktörünün Hesaplanması	127
8.4 Yorulma Analizi Sonuçları ve Değerlendirme	130
BÖLÜM DOKUZ-SONUÇ	134
KAYNAKÇA	136

BÖLÜM BİR

ASKI SİSTEMLERİ VE ALT BİLEŞENLERİ

1.1 Askı Sistemi Tipleri ve Sistemden Beklentiler

Ön ve arka tekerlek askı sistemleri esas itibariyle tekerlek göbeği ve karoseri (şasi) arasındaki hareketli bağlantı elemanlarıdır. Görevleri bir taraftan fren, tahrik ve yan kuvvetle bağlantılı olarak tekerleği boyuna, enine yönde şasiye göre kılavuzlamak, diğer taraftan yoldan gelen, tekerlekler üzerinden araç gövdesine iletilen düşey kuvvetleri almak için kullanılan yay ve stabilizatörlerin desteklenmesini sağlamaktır. Yaylanma ve tekerlek tahrikinin tipine bağlı olarak farklı şekillerdeki aks konstrüksiyonları, yani askı sistemleri kullanılabilir. Örneğin sabit akslar otomobillerde arka aks olarak uygulanırken, ön aksta motor altında fazla yer talep etmesi nedeniyle kullanılmamaktadır. Kamyonlarda sabit akslar büyük taşıma kapasiteleri nedeniyle her iki aksta da kullanılmaktadır. Bağımsız askı sistemleri özellikle ön tekerlekler için uygundur. Düşük hacim talebi, düşük ağırlıkları ve her iki tekerleğin birbirinden bağımsız olması nedeniyle arka akslarda da gittikçe artan oranda kullanılmaktadır. (Kuralay,2008s.258)

1.2 Sabit Akslar

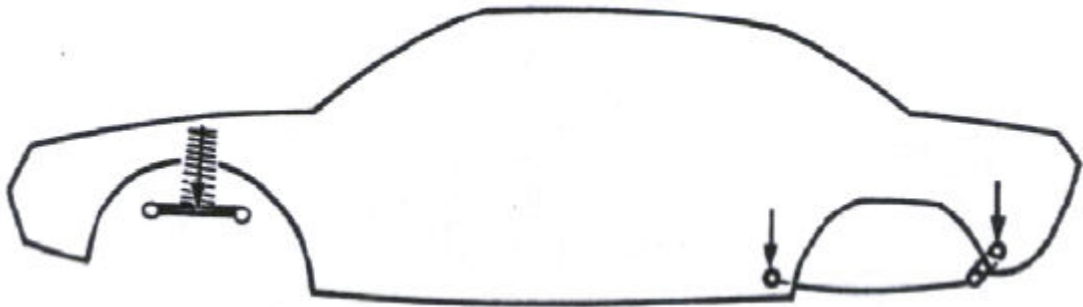
Bilinen en eski askı sistemidir. Aşağıda sıralanan dezavantajlarına rağmen çok defa kullanılmaktadır:

- Fazla ağır olması (özellikle tahrik edilen sabit akslarda),
- Enine dalgalı yolda konum değiştirmeye meyilli olması,
- Bir tekerleğin bir engeli aşması esnasında tüm aksın eğimli pozisyona gelerek tekerleklerde kamber açısı değişimi oluşarak, tekerleklerin birbirini etkilemesi. Aks üzerinde kalan yer ihtiyacının diferansiyelin yaylanma yoluna uygun olmaması, yani bagaj hacminin küçülmesi.

- Genelde otomobillerde arka aks olarak kullanılır. Sabit aksa getirilen yenilik ve ilavelerle olumsuz özellikleri düzeltilmeye çalışılmaktadır. Modası geçmiş olarak görülmemesi gerekir.

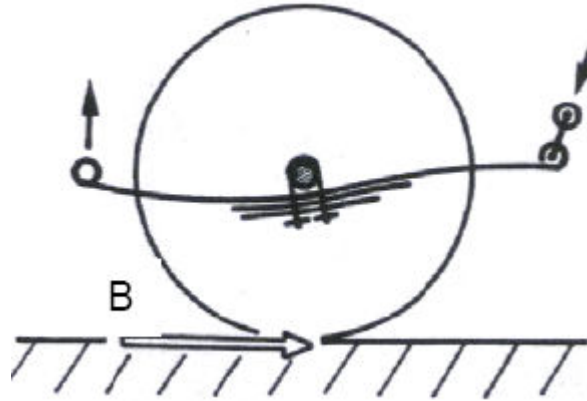
Sabit aksların sahip oldukları avantajlar ise,

- Basit olmaları ve ekonomik olarak imal edilebilmeleri,
- Tam yaylanmada hemen hemen hiç denecek kadar iz genişliği ve kamber açısı değişimine sebep olmaları, yani düşük lastik aşınması, buzlu ve kirli yollarda iyi bir sürüş emniyetine sahip olmalarıdır,
- Bağımsız askı sistemlerinin aksine, sabit akslar virajda kütlesi nedeniyle aksa etkiyen merkezkaç kuvvetinin oluşturduğu momenti karosere iletmez, kendisi karşılar. Bu sayede bağlantı noktalarında ek zorlanmalar meydana gelmez
- Virajda şasinin yana yatması sonucu tekerleklerde kamber açısı değişiminin olmaması.
- Sabit aks boyuna yön vericilerin veya yaprak yayların belirli bir eğimle bağlanmasıyla virajda aracın çok döner özelliği azaltılabilir. Yani viraj dışındaki tekerlek yaylanma sonucu hafif bir aks aralığı kısılmasına, buna karşın viraj içindeki tekerlek çok az da olsa aks aralığı büyümesine uğrar. Bu sayede aksın kendisi hafifçe viraj içine doğru yönelmiş olur. Bu da tüm aracın viraj dışına doğru yönelmesine sebep olur.
- Boyuna taşıyıcı ve aynı zamanda yaylanan eleman olarak yaprak yayların avantajı küçük araçlarda yan kuvveti de alabilmesi ve aksın iki noktadan şasiye bağlanması ile karoser veya şasinin bağlantı yerlerinden daha az zorlanmalarıdır. Ancak şekil 1.1’de gösterildiği gibi bagaj hacmi azalmasına sebep olur.



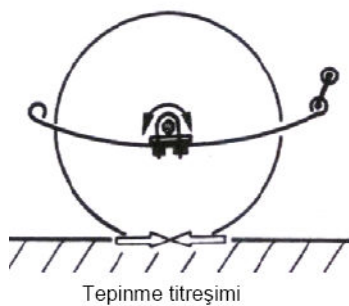
Şekil 1.1 Boyuna taşıyıcı olarak kullanılmış yaprak yaylar

- Arzulanan seyahat konforu nedeniyle yaprak yaylar uzun olarak kullanılırsa ve parabolik ise, aracın virajdaki davranışı kötüleşir. Ayrıca bu yaylar frenleme ve tahrik esnasında S formunu aldıklarından aksın hafifçe dönmesine ve şekil 1.2'deki gibi yay ortasında yayın fazlaca zorlanmasına neden olur.

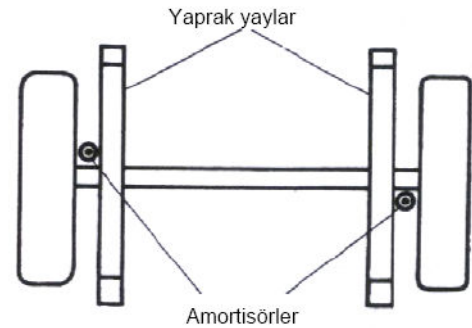


Şekil 1.2 S formu almış bir yaprak yay

Tahrik edilen arka akslarda diğer bir olumsuz tarafı ise, araç boyuna ekseninde etrafında sabit aksın burulma titreşimlerine maruz kaldığı tek yönlü yaylanmada veya aksın kötü yolda sıçraması sonucu değerini değiştiren tahrik kuvvetleri nedeniyle aks ekseninde dairesel titreşimler oluşturur. Bu bilinen ismiyle tepinme titreşimleri (Trampeln) aksın ortasına yerleştirilmiş amortisörlerle sönmülmeyebilir. Bu nedenle amortisörler genelde aks ekseninden sapmış olarak takılır.



Tepinme titreşimi



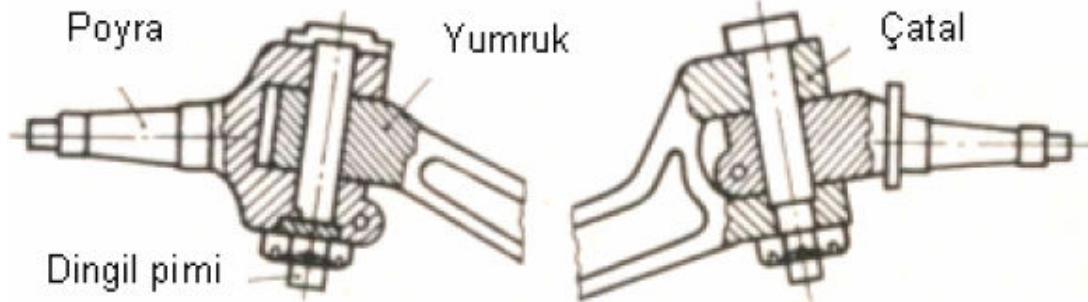
Amortisörler

Şekil 1.3 Sabit aksda ortaya çıkan tepinme titreşimleri

Sabit aksta her iki tekerlek rijit bir aks ile birbirine bağlantılıdır ve araç karoserisine karşın yaylanır. Sabit akslar genelde yaprak yaylar veya yön verici kollarla şasiye bağlanır.(Kuralay,2008 s.258)

1.2.1 Yönverilen Sabit Akslar

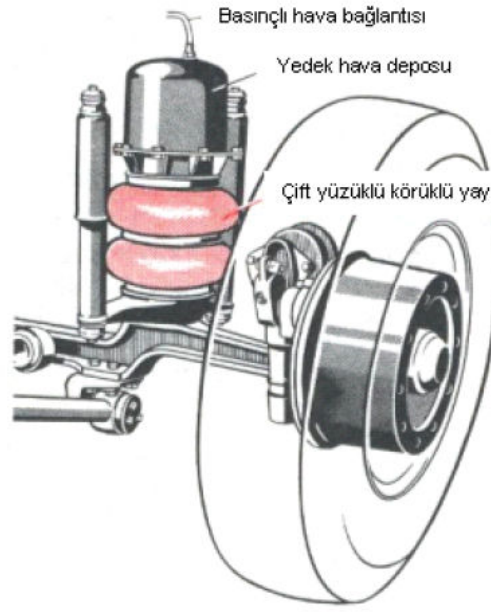
Yön verilen sabit akslar yalnızca kamyonlarda kullanılır. Genelde I formulu kesite sahip ıslah edilmiş dövme parçalardır. Uçları dingil piminin asılması için bir yumruk veya çatal şeklinde dövülür. Aks tarafından yürütülen tekerlekler hiçbir şekilde birbirinden bağımsız hareket edemedikleri için, tek bir trapez yön verme sistemi ve tek parçalı bir rot çubuğu yeterli olmaktadır. Arazi araçlarında ön tekerleklerin tahrik edilmesi durumunda aksın ortasına diferansiyelli bir aks tahrik sistemi aksa ilave edilir. (Kuralay,2008 s.270)



Şekil 1.4 Yumruk ve çatal aks

1.3 Hava Körükleri

Gazlı yaylar (Hava veya azot gazı), kapalı hacimdeki gazların elastik davranışının yay olarak kullanılmasıdır. Otobüs ve kamyonlarda tercih edilirler. Hava yayları progresif yay karakteristiğine sahiptir. Gaz basıncının değişmesi ile yaylanma yüküne göre ayarlanır, ayrıca şasi yüksekliği muhafaza edilebilir, hatta bir seviye ayar regülatörü ile aynı seviyede tutulabilir. Bu şekilde virajdaki yana yatma da azaltılır. (Kuralay,2008 s.219~240)



Şekil 1.5 Askı sistemlerinde hava körüğü uygulaması

1.3.1 Hava Körüklerinin Karakteristikleri

Bir hava yayı sistemi; yay körükleri, ayar ventilleri, basınçlı hava boruları, depolar ile bir kompresörden meydana gelir. Esas itibariyle yay elementini, uygun ayar ventillerinin kullanılmasıyla araçlarda çoğu kez değişik yük durumlarına otomatik olarak uyan ve basınçlı hava ile doldurulmuş yay körüğü oluşturmaktadır.

Seviye ayar ventilleri, statik yükten bağımsız olarak montaj yerini, yani otobüslerde sabit bir binme yüksekliğini ve kamyonlarda ise sabit bir yükleme yüksekliğinin muhafaza edilmesini sağlarlar.

Hava yayı körüğü ile çelik yay elemanlarında olduğu gibi, aks ile gövde arasındaki metal bir bağlantı olmadığı için ses gürültüleri gövdeye çok az iletilir.

Hava yayının diğer bir önemli yanı, artan yük ile körüğün artan iç basıncı neticesinde yay katsayısının artması ve azalan işletme basıncında ise uygun bir şekilde azalmasıdır. Araç konforunun bir ölçüsü olarak yay tekniğinde genelde doğal frekans kullanılır. Bu ise yay katsayısı ve yaylanan kütle arasındaki

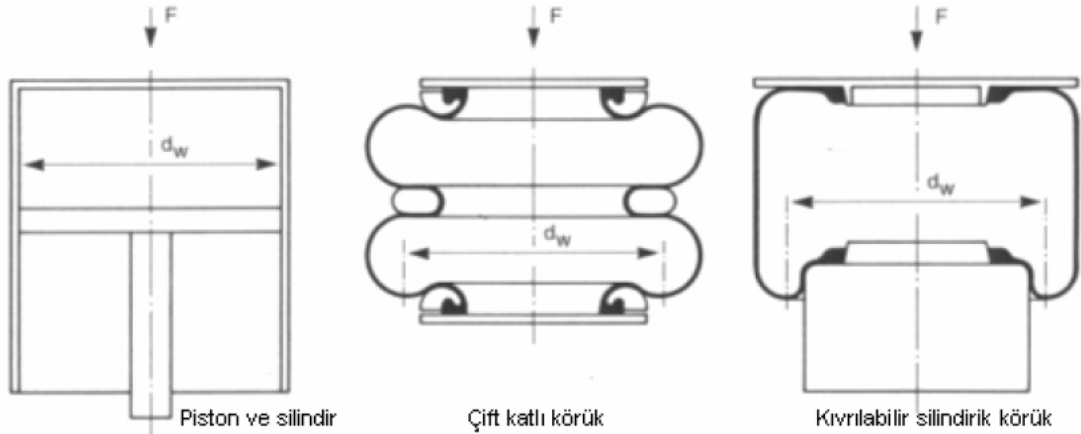
$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} [Hz]$$

denklemini ile ifade edilmektedir ve havalı yay için hemen hemen sabittir. Hava yayı körüğünün taşıma kuvveti ,üst basınç ile efektif alanın (basınç alanının) çarpımından bulunur: (Kuralay,2008 s.219~240)

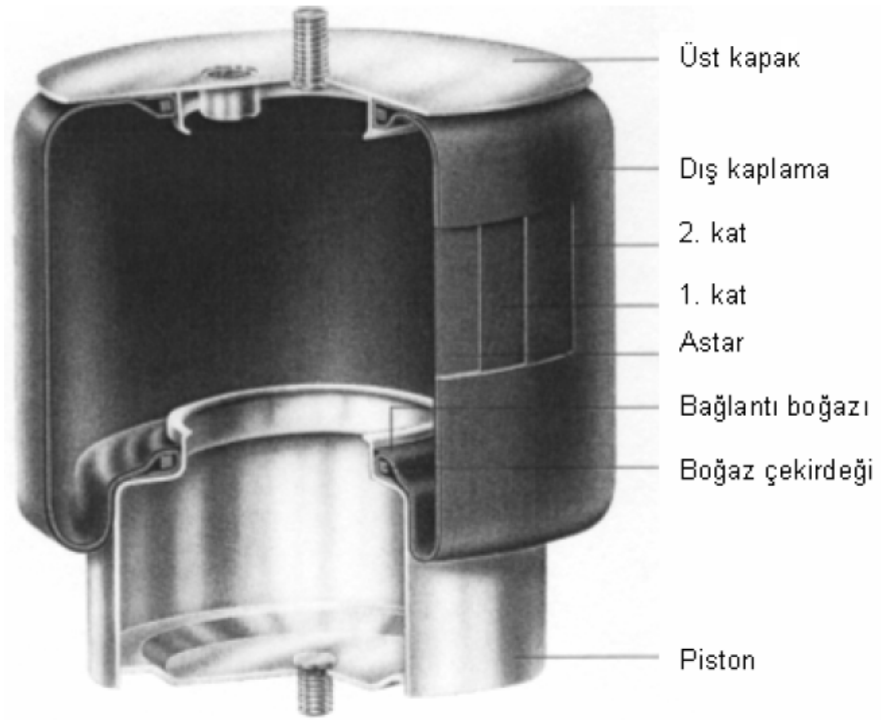
$$F = p_u A_w$$

1.3.2 Efektif Alan

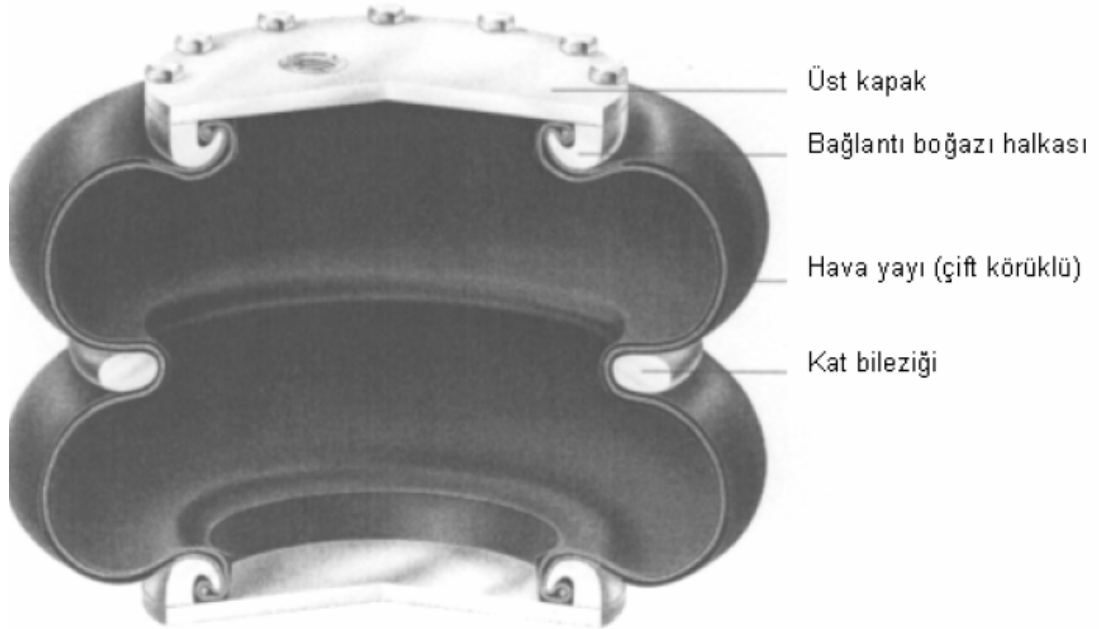
Hava yayı körükleri kloropren tabanlı, örneğin Du-pont firmasının Neopren ve bunun içinde mukavemet artırıcı vulkanize edilmiş kord dokuma gibi lastik karışımlarından meydana gelmektedir. Körüğün cidarı çok ince ve esnek olduğundan aracın boyuna ve enine yönde etkiyen kuvvetlerin taşınmasında bir rolü yoktur. Düşey yük dokuma tabakaları yönündeki taşıyıcı lifler tarafından karşılanır. Körük duvarındaki teğette ve yay kuvveti yönüne dik yerlerde kuvvet bileşenleri yay kuvveti yönünde ve yük taşıyıcısı üzerinde kaybolmaktadır. Bu yerde tesir alanının dış sınırlayıcısı bulunmaktadır. Aşağıdaki resimde iki katlı (iki yüzüklü) ve katlanabilir silindirik körüğün tesir alanı gösterilmiştir. Konstrüksiyon durumuna göre tek katlı, çift katlı, üç katlı, kıvrılabilir membranlı, yarım ve kıvrılabilir silindirik körük tipleri mevcuttur. (Kuralay,2008 s.219~240)



Şekil 1.6 Çift katlı körükte ve kıvrılabilir silindirik körükte efektif alan



Şekil 1.7 Kıvrılabilir silindirik körük



Şekil 1.8 Çift katlı hava körüğü

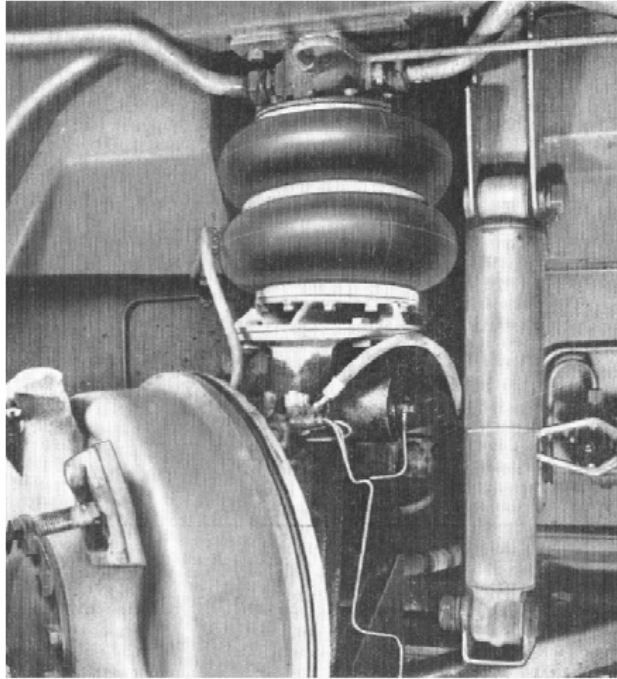
1.4 Motorlu Taşıtlarda Hava Körükleri(Yayları)

Yol araçları hava yaylarının mekanik durumları çelik civata yaylarının karakterine benzemektedir. Bunlar yana doğrulabilir, yani dikey yönde yük taşıyabilir yanal kuvvet taşıyamazlar. Bu sebepten hava yaylı araç akslarının yana doğru kaçmaları, uygun boyuna ve enine yön verici elemanlarla desteklenmelidir. (Kuralay,2008 s.219~240)

1.4.1 Taşıtlarda Hava Körüğü Uygulama Örnekleri

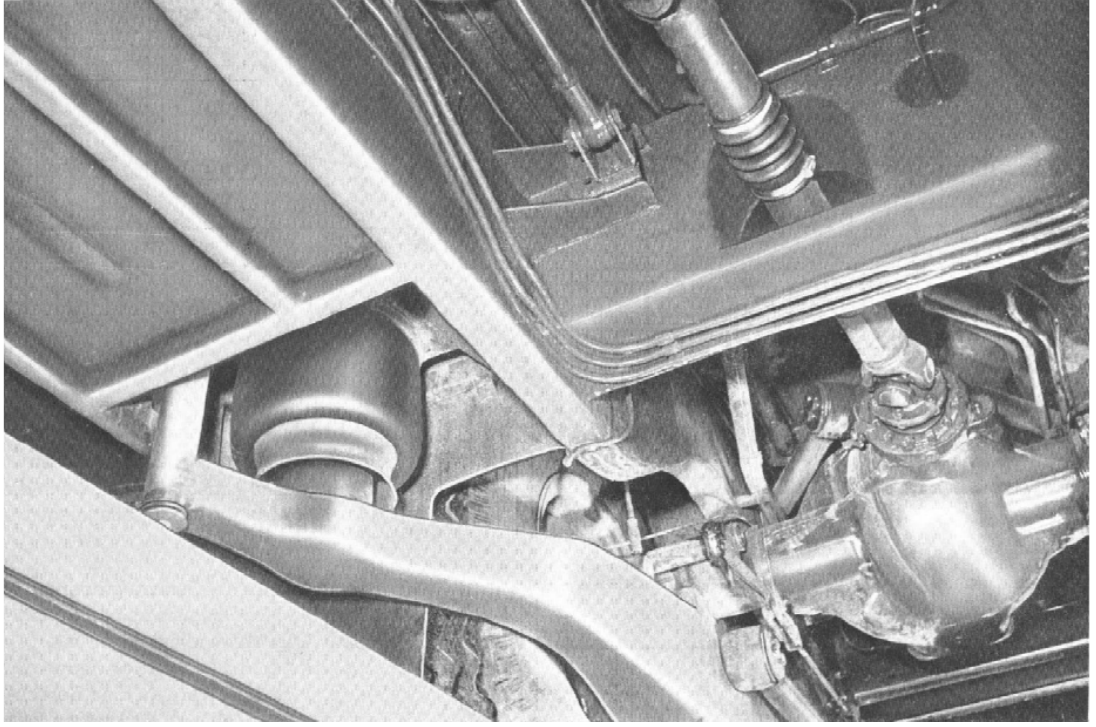
Aşağıdaki resimlerde bazı araçlardan örnek hava körüğü konstrüksiyonları görülmektedir.

Şekil 1.9'da bir şehirli otobüsün ön aksında kullanılmış çift enine yönvericili askı sistemindeki hava körüğü uygulaması görülmektedir.



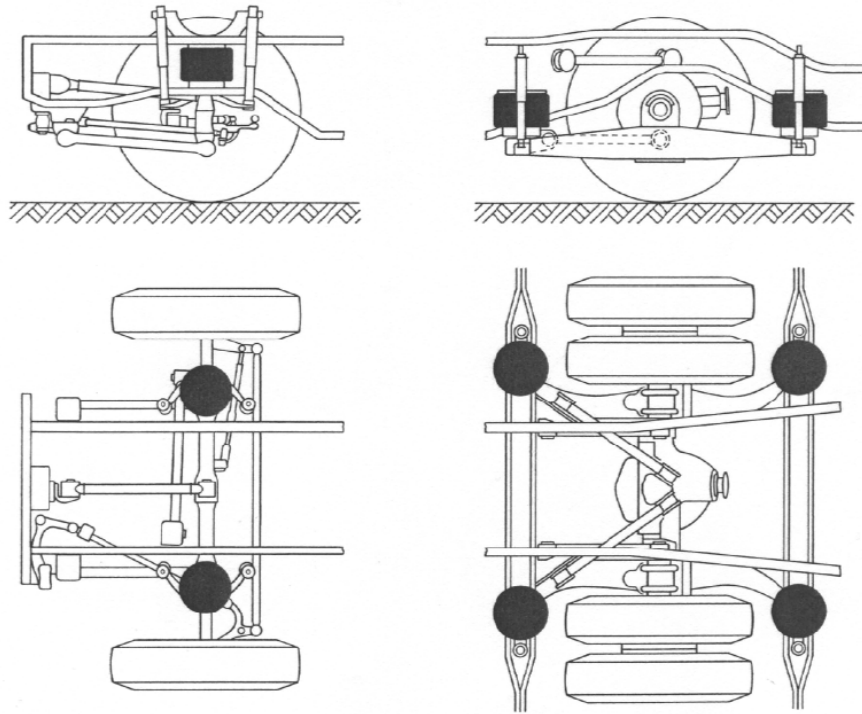
Şekil 1.9 Bir şehirli otobüste kullanılan hava körüğü

Şekil 1.10'da ise benzer bir araca ait arka aks konstrüksiyonu gösterilmiştir.



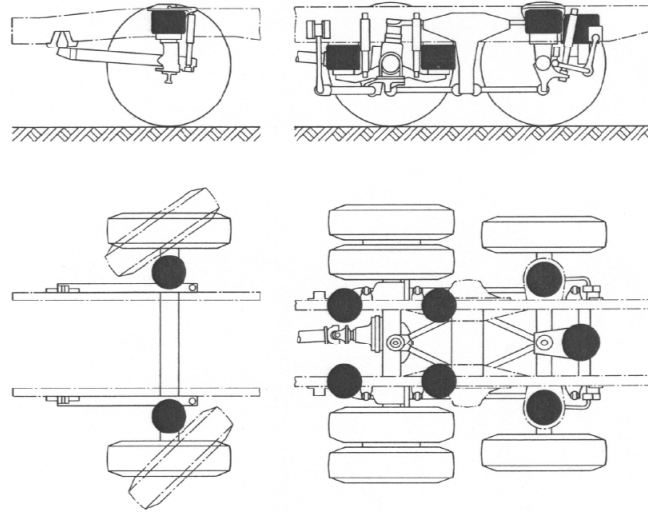
Şekil 1.10 Bir şehirli otobüs arka aksında kullanılan hava körüğü

Şekil 1.11’de bir otobüsün akslarında yapılan hava körüğü uygulamasına ait yandan ve üstten görünüşler verilmiştir.



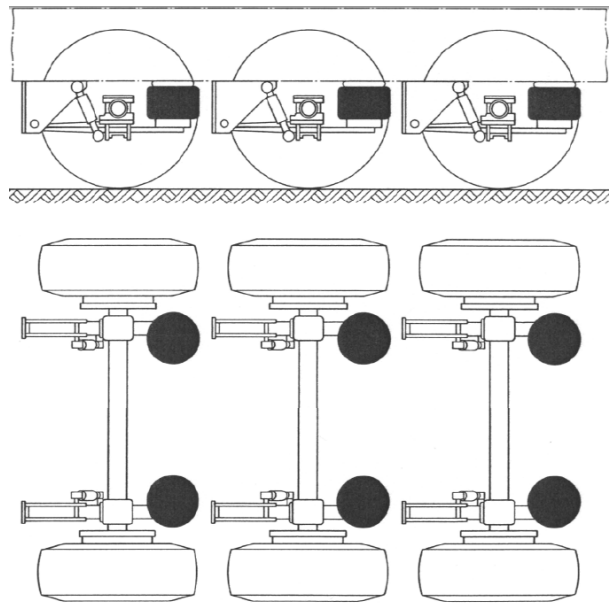
Şekil 1.11 Bir otobüsün akslarındaki hava körüğü uygulamaları

Şekil 1.12’de üç akslı bir kamyonun her üç aksındaki hava körüğü uygulaması görülmektedir. Şekilde görüldüğü gibi ön aksda kapasite ve yönlendirme sistemi nedeniyle iki hava körüğü kullanılırken, arka canlı aksda dört hava körüğü kullanılmıştır. En arkadaki ilave dingilde kullanılan yan iki hava körüğü süspansiyon için, ortadaki körük ise aracın boş durumunda dingilin yerden kaldırılması (yakıt tüketiminin azaltılması ve lastik ömründen tasarruf için) için kullanılır. (Kuralay,2008 s.219~240)



Şekil 1.12 Üç akslı bir kamyonu ait hava körüğü uygulaması

Şekil 1.13’de ise bir çekici dorsesine ait hava körüğü yerleşimi görülmektedir.



Şekil 1.13 Çekici dorsesine ait hava körüğü yerleşimi

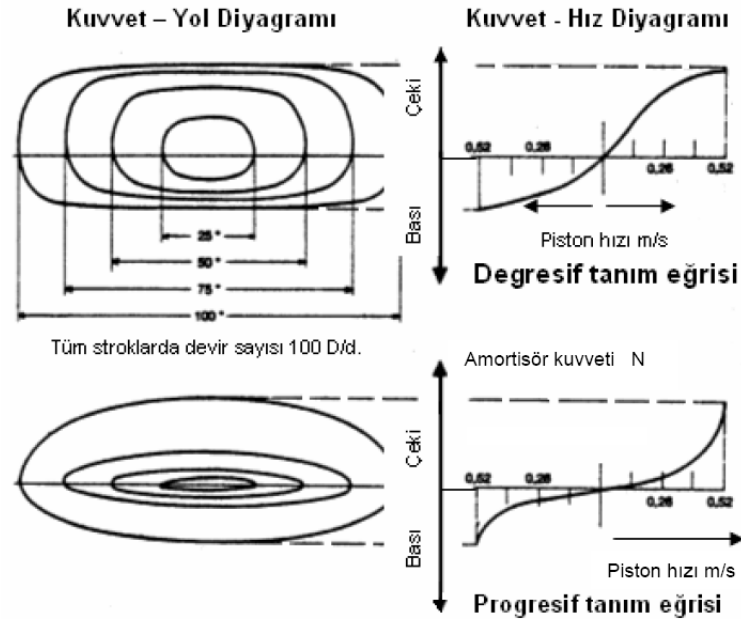
1.5 Amortisörler

Taşıt yaylarına paralel olarak bağlanan amortisörlerin; Aksların ve tekerleklerin yol yüzeyindeki düzgünsüzlükten etkilenen titreşimlerin süratle sönümlenmesini sağlamak ve bu sayede araçlarda sürüş emniyeti ve seyahat konforu artmak, aracın sallanmasına ve titreşimlerin uzamasına engel olmak ve bunları seyir güvenliği açısından azaltmak gibi görevleri vardır. Prensip olarak araç şasisi (veya karoseri) ile askı sistemleri arasına monte edilirler. Tekerler, yani askı sistemleri ve araç karoseri titreşimleri farklı frekanstadırlar iyi bir amortisör her iki titreşimde de etkili olmalıdır.

Genelde teleskobik amortisörler kullanılır. Bir silindir içinde hareket eden piston hidroliği küçük delik veya açıklıktan (subaplardan) akmaya zorlar. Akış direncinin değiştirilmesiyle pistonun yukarı aşağı hareketi sırasında araç özelliklerine uydurmak mümkündür. Prensip olarak amortisörler titreşim enerjisini ısıya dönüştürürler. (Kuralay,2008 s.243~256)

1.5.1 Hidrolik Sönümlleme Kuvveti ve Amortisör Tanım Eğrileri

Çeki ve bası kademelerinde farklı amortisör kuvvetine sahip amortisörlere ait tanım eğrileri lineer, progresif ve regresif olmak üzere üç temel karakteristikte verilmektedir. Yol-kuvvet ve bunlardan deney şartlarına göre çeki ve bası kademelerinde türetilen sönümlleme kuvvetinin amortisör piston hızına göre tanım eğrileri şekil 1.14'de verilmiştir. Çeki kademesindeki sönümlleme kuvveti pozitif, bası kademesinde negatif olarak gösterilmiştir.



Şekil 1.14 Amortisör tanım eğrileri

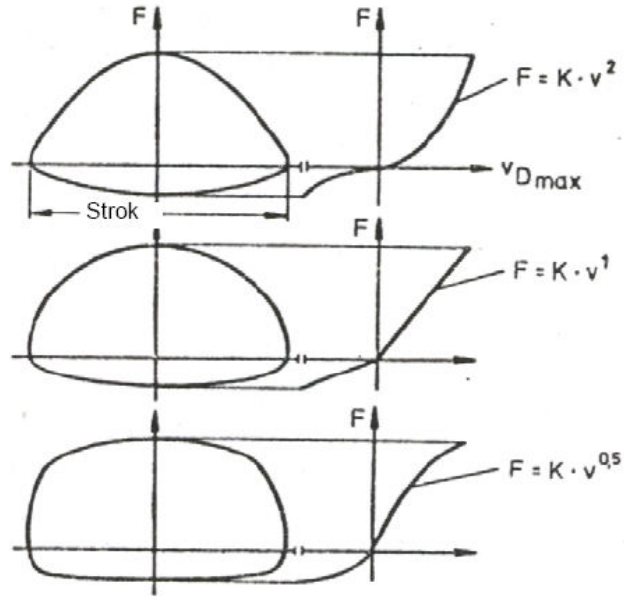
Amortisör sönümlenme kuvvetleri (Çeki ve Bası) maksimum piston hızına ($V_{D \max}$) göre verilmektedir. Amortisör kuvvet-hız diyagramının elde edilmesi için, sabit devir sayısındaki (örneğin 100 D/d) test makinesinde en az üç strok (25 mm, 75 mm ve 100 mm) ve ventil ayarlarının kontrolü için en az iki ölçüm yapılır. 25 mm stroktan başlayarak her 25 mm artışla takip eden stroklarda amortisör kuvvetleri ölçülür ve kuvvetler max. piston hızının fonksiyonu olarak diyagrama taşınır.

Küçük yol düzgünsüzlüklerinde yaylanmaya cevap vermek için, amortisör mümkün olduğunca iç sürtünmeye sahip olmalıdır. Bu iç sürtünme:

- Piston kolu ve sızdırmazlık elemanı (keçe),
- Piston kolu ve kılavuz ve aynı şekilde
- Piston ve silindir

arasında ortaya çıkar.

Amortisörlerin kuvvet-yol ve kuvvet hız diyagramları birbirleri ile yakından ilişkilidir. Şekil 1.15'de mukayese amacıyla progresif, degresif ve lineer karakteristiğe sahip amortisörlerin kuvvet-yol diyagramları verilmiştir:



Şekil 1.15 Progresif lineer ve degresif amortisör kuvvet-hız karakteristiği

- Degresif ayarlı bir amortisör küçük tekerlek hareketlerinde ve küçük piston hızlarında belirli büyüklükte bir sönümlenme kuvveti oluştururken, bu durum küçük yol düzgünlüklerinin kötü bir şekilde yutulması ve bununla beraber sert etki eden yaylanmayla bağlantılı olan dezavantaja ve fakat direksiyonun ani çevrilmesi ve viraj girişlerinde direksiyonun süratli çevrilmesi durumunda, yüksek yalpa stabilitesi avantajına sahiptir; yani karoseri virajda progresif sönüm karakteristikli amortisöre oranla daha az yalpa yapar. Aynı durum baş sallama eğilimi için de söz konusudur; ani frenlemede aracın öne doğru çökmesi daha azdır.
- Yüksek piston hızlarında kuvvet-hız eğrisinin yavaş yükselmesi, maksimum olarak amortisör tarafından uygulanan ve aks veya şasi bağlantı noktalarına etkiyen kuvvetlerin sınırlandırılması anlamına gelir. Sürüş sistemleri degresif bir sönümlenme için tasarlanmış bir otomobil veya kombi aracın amortisörleri, progresif karakteristikli amortisörlerle değiştirilmesi durumunda, karoserde imalat esnasında ön görülemeyen yırtılmalar ve sabitleme pimlerinde kırılmalar ortaya çıkabilir.
- Buna karşılık, progresif karakteristikli amortisör, sıfır noktası civarında düşük kuvvete sahip olması gibi, yani sert lastikle dahi yumuşak bir yuvarlanmanın elde edilmesi avantajına sahiptir. Yüksek piston hızlarında ani artan kuvvetler

birden büyüyen sönümleme faktörüne sebep olur, şasi sönümleme faktörü D_2 ve doğrudan tekerleğin yoldan zıplaması ile bağlantılı olan tekerlek sönümleme faktörü D_1 artar ve kötü yol yüzeylerinde lastik tekerleğin yol tutuşu iyileşir.

- Lineer karakteristikli amortisör bu ikisi arasında iyi bir uzlaşma seçeneğidir.

Tekerlek askı sisteminin şasi askı noktalarında kullanılan lastik takozların özgül sönümleme özellikleri, metal yayların histerezis kayıpları ve sürtünen parçaların oluşturduğu kuru sürtünme sönümlemesi nedeniyle gerçek sönümleme faktörü D_2 değeri, amortisör sönümleme değerine göre belirlenenin üzerinde gerçekleşir. (Kuralay,2008 s.243~256)

1.5.2 Çeki ve Bası Sönümleme Kuvveti Oranı

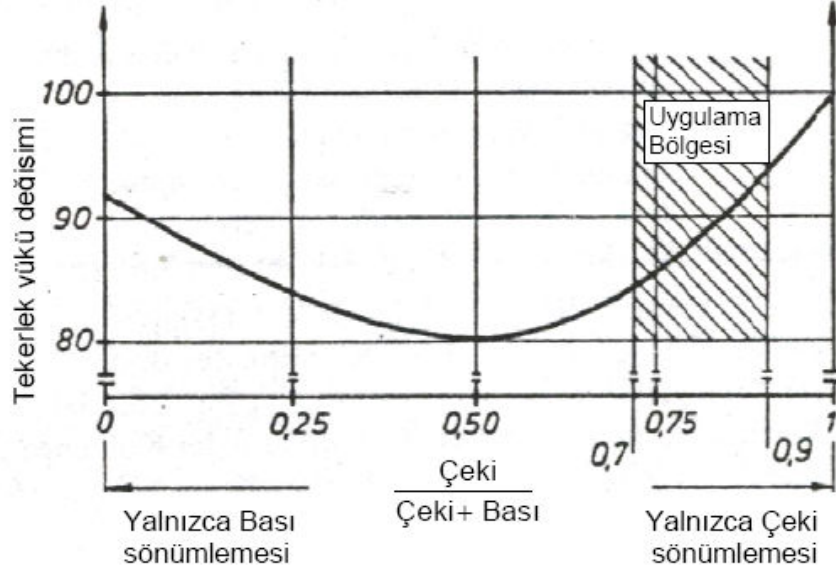
Amortisör sönümleme faktörünün k_D belirlenmesinde kullanılan ortalama sönümleme kuvveti F_D yaklaşık olarak,

$$F_D \cong \frac{F_{\text{bası}} + F_{\text{çeki}}}{2}$$

ifadesinden hesaplanır. Gerçekte Çeki/Bası oranı = 1:1 olması durumunda özellikle aks titreşimlerinin daha iyi sönümlenmesi sağlanır. Amortisörde bası kuvvetleri daha küçük yay sıkışmasına ve bununla bağlantılı olarak yay tarafından daha küçük enerji depolanmasına sebep olur. Şekil 1.23'de bası kademesinin yükselmesi durumunda tekerlek yükü değişimlerinin nasıl azaldığını ve aynı zamanda tekerlerin yol tutuşunun nasıl iyileştiği gösterilmiştir. Bundan seyahat konforu olumsuz etkilenmektedir ve lastikler daha sert yuvarlanır. Bu yüzden Çeki / Bası oranı her iki aksta ortalama olarak aşağıdaki gibi alınabilir.

Ön aksta: Çeki / Bası = 3...5

Arka aksta: Çeki / Bası = 2...4.



Şekil 1.16 Çeki/Bası oranı tekerlek yükü değişimi

Şekil 1.16'da yalnızca çeki sönümlemesi durumunda (Bası yok) tekerlek yükü değişimi % 100 ise, $\text{Çeki} / \text{Bası} = 1:1$ olan bir amortisörün monte edilmesiyle % 80 değerine geriler. 1:1 değeri, x ekseninde $\text{Çeki} / (\text{Çeki} + \text{Bası}) = 0,5$ değerine karşılık gelmektedir.

Ön aks yayı seyahat konforunu belirler (bu yüzden daha düşük bası sönümlemesi); arka aks yayı da yük değişimlerini alabilecek şekilde ön görülür. Tam yükleme durumunda dibe çarpmayı yok etmek için bası kademesi biraz yükseltilir.

Bir sönümlemenin yoğunluğu çeki ve bası oranı dışında yağın viskozitesine, yağın köpürme derecesine ve oluşturulan iç basınca da bağlıdır. (Kuralay,2008 s.243~256)

BÖLÜM İKİ

TASARIM ÖNCESİ ÇALIŞMALAR

2.1 Askı (Süspansiyon) Sistemi Konsept Tasarımı

Önceki bölümlerde sistem tasarımında kullanacağımız teorik bilgiler ve askı sistemleri hakkında kısa bir bilgilendirme yapılmıştır. Bu bölümden sonra ise çalışmanın konusu olan askı sisteminin tasarımı anlatılacaktır. Tasarlanması düşünülen sistem hava körüklü sabit akslı bir askı sistemidir.

Gün geçtikçe araç kullanıcıları ve yolcuların araçların konfor ve performans özelliklerindeki beklentileri artmaktadır. Bu beklentileri karşılamak için ticari araçlarda hava körüklü askı sistemlerinin kullanımı da artık neredeyse bir standart haline gelmiştir.

Günümüzde özellikle çekici tipi araçların arka akslarında hava körüklü askı sistemi sabit akslarla birlikte yaygın olarak kullanılmaktadır. Ancak hava körüklü askı sistemlerinin bu araçların ön aksında kullanımı yok denecek kadar azdır. Tasarlayacağımız askı sisteminin taşıma kapasitesi nedeniyle bu sistemde bağımsız askı sistemlerinin istenilen mukavemet performansını sağlayamayacağı da bilinen bir gerçektir. Bu nedenle yukarıda da bahsedildiği gibi sistemin genel konsepti hava körükleriyle yaylandırılmış sabit akslı bir askı sistemidir.

Önceki bölümlerde askı sistemi tipleri anlatılırken hava körüklü askı sistemlerinde temel olarak iki tip yerleşimden bahsedilmiştir. Bunları tekrar hatırlamak gerekirse;

1. Sabit aksa bağlı toplam dört adet hava körüğünün bulunduğu dört körüklü yerleşim.
2. Sabit aksa bağlı toplam iki adet hava körüğünün bulunduğu iki körüklü yerleşim.

Birinci maddede yer alan dört körüklü yerleşim yüksek taşıma kapasitesi ve bağlantı noktalarının uygunluğu nedeniyle genelde araçların arka akslarında kullanılmak için uygundur. İkinci maddedeki iki körüklü yerleşim sistemi ise hem daha az yer işgal etmesi, hem de bağlantı noktaları nedeniyle ön aksda kullanım için uygundur.

O halde askı sisteminin genel konseptinin özellikleri aşağıdaki gibi olacaktır: Askı sistemi taşıma kapasitesi nedeniyle sabit akslı bir sistem olacaktır.

1. Askı sisteminde yay elemanı olarak hava körükleri kullanılacaktır.
2. Askı sisteminin araçta bulunduğu yer ve çevresindeki parçaların çokluğu nedeniyle aks üzerine bağlanmış iki adet hava körüğü kullanılacaktır.
3. Askı sisteminin araç üzerinde bulunduğu konumdaki yer sıkıntısı nedeniyle şasi ile bağlantısı iki noktadan olacaktır.

Sonuç olarak tasarlanacak sistem “İki noktadan askılı iki körüklü sabit akslı askı sistemi” olacaktır.

2.2 Tasarımda Kullanılacak Aracın Özellikleri

Ülkemizdeki ve dünyadaki taşımacılık sektöründeki amaç taşınan faydalı yükün arttırılmasıdır. Bu amaçla ülkemizde klasik kamyon kullanımı yerini giderek çekici kullanımına bırakmaktadır. Bu araçlarla hem daha yüksek miktarlarda yük taşınabilmekte, hem de aracın arkasına bağlanan treylerin (römork) değiştirilmesiyle çok farklı yükler taşınabilmektedir.

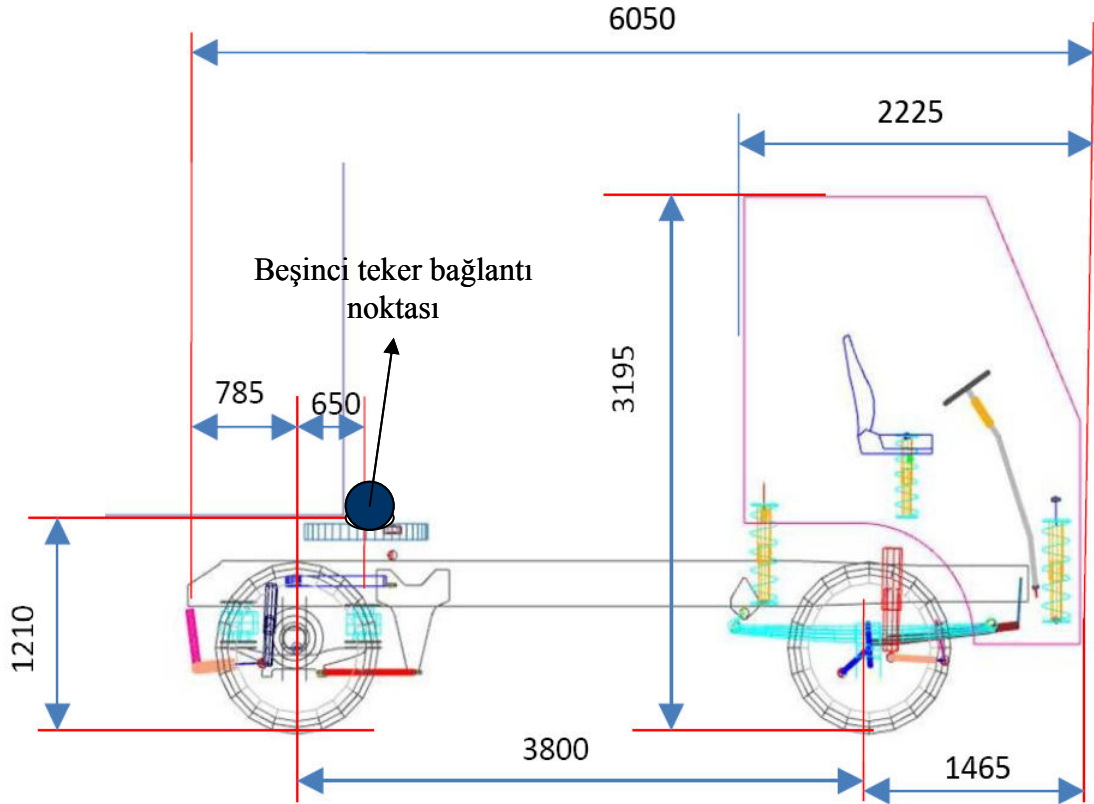
Çalışmada tasarım için kullanılan araç ülkemizde üretimi yapılan bir çekicidir. Bu aracın seçilmesindeki neden aynı araç için tasarlanmış iki körüklü bir arka süspansiyon sisteminin tüm özelliklerinin ve araca ait şasi ölçülerinin biliniyor olmasıdır. Tasarım sırasındaki çalışmalarda görülebileceği gibi araç bir bütün olarak ele alınmıştır, bu nedenle araca ait arka aksın özelliklerinin bilinmesi oldukça önemlidir.

Araca ait teknik bilgiler aşağıda verilmiştir: (<http://www.ford.com.tr/cargo>)

- Aracın boş ağırlığı: 7160 kg
- Ön izgeniřlięi: 2076 mm
- Arka izgeniřlięi: 1830 mm
- Dingil açıklığı: 3800 mm
- Araçta kullanılan lastikler: 295/80 R22,5
- Ön dingil kapasitesi: 7100 kg
- Arka dingil kapasitesi: 11500 kg

Verilen araç özellikleri ışığında tasarlayacağımız askı sisteminin taşıma kapasitesi ve izgeniği de ortaya çıkmıştır. Tasarlanacak sistem 7100 kg taşıma kapasiteli ve 2076 mm izgeniğine sahip olacaktır.

Araca ait diğer geometrik ölçüler aşağıda şekil 2.1 'de verilmiştir. Kullanılan araç markasının belli olmaması için ölçüler kaba bir araç modeli üzerinde gösterilmiştir. Şekilde gösterilen beşinci teker bağlantı noktası ile çekici ve treyler bağlantısı yapılmaktadır.



Şekil 2.1 Sistem tasarımında kullanılan aracın dış geometrik boyutları

Aracın mevcut halinde ön aksında yaprak yaylı sabit aks kullanılmaktadır. Tasarlanacak sistemle amaç araç şasi geometrisinde ve askı sistemi ile ilintili diğer alt sistemlerde değişiklik yapmadan özellikleri konsept tasarım bölümünde ortaya konan bir askı sistemi tasarlamaktır.

Tasarım çalışmalarında yapılan işlemler aşağıda listelenmiştir. Bu aşamaların herbiri çalışmanın ilerki safhalarında detaylı olarak anlatılacaktır. Sistem tasarımı için yapılan çalışmalar:

1. Sistemde kullanılacak yay ve sönüm elemanlarının teorik hesapları yapılmış bu elemanlar ilgili kataloglardan seçilmiştir.

2. Ortaya konulan konsept tasarım ve tasarım kısıtları ışığında askı sistemi CAD ortamında modellenmiştir.
3. Araca ait yönlendirme sisteminin tasarımı ve optimizasyonu yapılmıştır.
4. Katı cisim dinamiği yardımıyla çeşitli yol senaryolarında sistem bağlantı noktalarına etki eden kuvvetler, ivmeler, hızlar ve yerdeğiştirmeler bulunmuştur. Ayrıca yay ve sönüm elemanları için yapılan teorik hesaplamalar simülasyon ile doğrulanmıştır.
5. Belirlenen yol şartlarında simüle edilen sistemin bağlantı noktalarına etki eden kuvvetler yardımıyla bu parçalara ait sonlu elemanlar analizleri yapılmış, herbir parça için ağrılık-gerilme optimizasyonu yapılmıştır.
6. Sistemin kritik parçaları için yorulma analizleri yapılmış, bu parçalar için yorulma ömürleri belirlenmiştir.

BÖLÜM ÜÇ

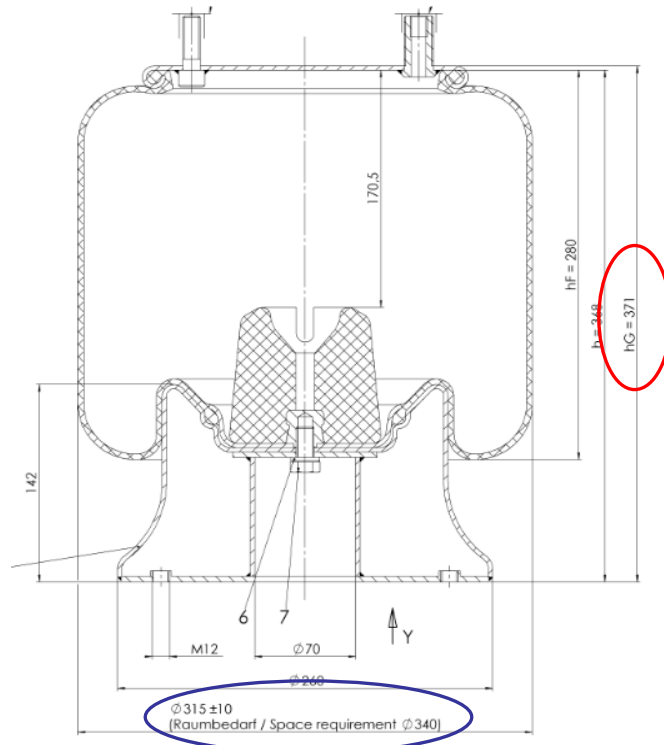
YAY VE SÖNÜM ELEMANLARININ SEÇİMİ

3.1 Yay Elemanın Seçimi

Bu bölümde, sistemde yay elemanı olarak kullanılacak olan hava körüğünün nasıl seçildiği, hesaplamalarının nasıl yapıldığı anlatılacaktır. Daha önceki bölümlerde hava körükleri ile ilgili bilgi verilmişti. Hava körüklerinin içi genelde hava ile dolu olduğundan, aracın yaylanması sırasında körük hacminde meydana gelebilecek değişimler nedeniyle yay karakteristiği lineer olmayan biçimde değişir. Teorik olarak bu hesaplamaların yapılabilmesi için körük karakteristiği lineerleştirilir ve ilk hesaplamalar bu lineerleştirilmiş karakteristik üzerinden yapılır. Çalışmanın daha sonraki aşamalarında kurulan araç dinamik modelinde ise körüğün gerçek karakteristiği kullanılmış ve sistem bu şekilde simüle edilmiştir.

Aşağıda, süspansiyon sisteminde kullanılacak Contitech firmasının 4156 kodlu hava körüğünün nasıl seçildiği anlatılmıştır.

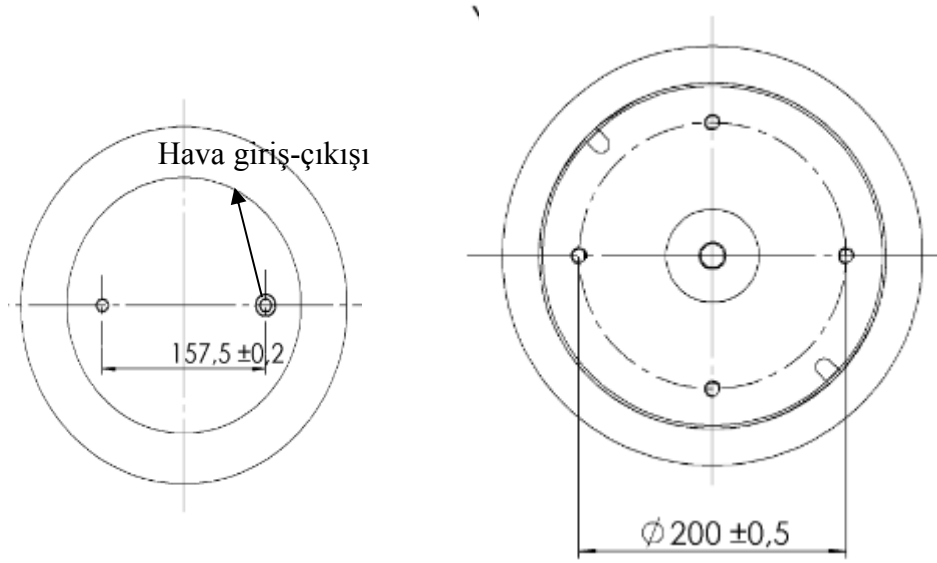
Öncelikle hava körüğünün konstrüktif ölçüleri kontrol edilir. Burada kontrol edilecek özellikler hava körüğünün çalışması için gerekli alan, bağlama yüksekliği, alt ve üst bağlantı şekilleridir. Şekil 3.1'de hava körüğüne ilişkin ölçü detayları verilmiştir.



Şekil 3.1 Contitech 4156 hava körüğüne ait ölçü detayları

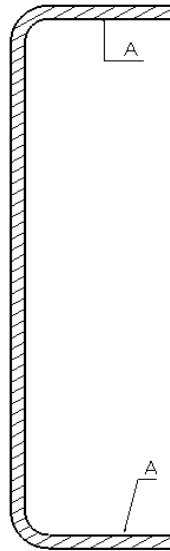
Şekil 3.1 'de mavi daire içine alınmış ölçü hava körüğünün çalışma esnasında ne kadarlık çaptaki bir daire içinde çalışabileceğini, kırmızı daire içine alınan ölçü ise hava körüğünün bağlama yüksekliğini göstermektedir. Resimdeki ölçülerden, sistem konstrüksiyonunda hava körüğü için 340 mm çapında ve 371 mm yüksekliğinde bir silindirin ayrılması gerektiği ortaya çıkar. Bu değer sistem tasarımı sırasında kullanılacaktır.

Hava körüğü seçimindeki bir diğer kriter ise körüğün aksa ve şasiye bağlama şekillerini belirleyecek olan alt ve üst bağlantı geometrisidir. Bağlantı noktalarına ait detaylar şekil 3.2'de verilmiştir.



Şekil 3.2 Contitech 4156 hava körüğü alt ve üst bağlantı detayları (Contitech firması körük kataloğu)

Şekil 3.2 'de sol tarafta hava körüğünün şasi bağlantı bölgesinin resmi verilmiştir. Burada araç şasisinin U kesiti düşünüldüğünde körük üst bağlantısının orta noktasında hava girişinin olmaması önemlidir. Çünkü tasarım şartlarından biri araç şasisinin U kesitine delik delinmemesidir. Şasi kesit resmi şekil 3.3 'de gösterilmiştir. Şekilde A ile gösterilen, U kesitin alt ve üst yüzeyine delik delinmesi şasi mukavemeti açısından istenmeyen bir durumdur.



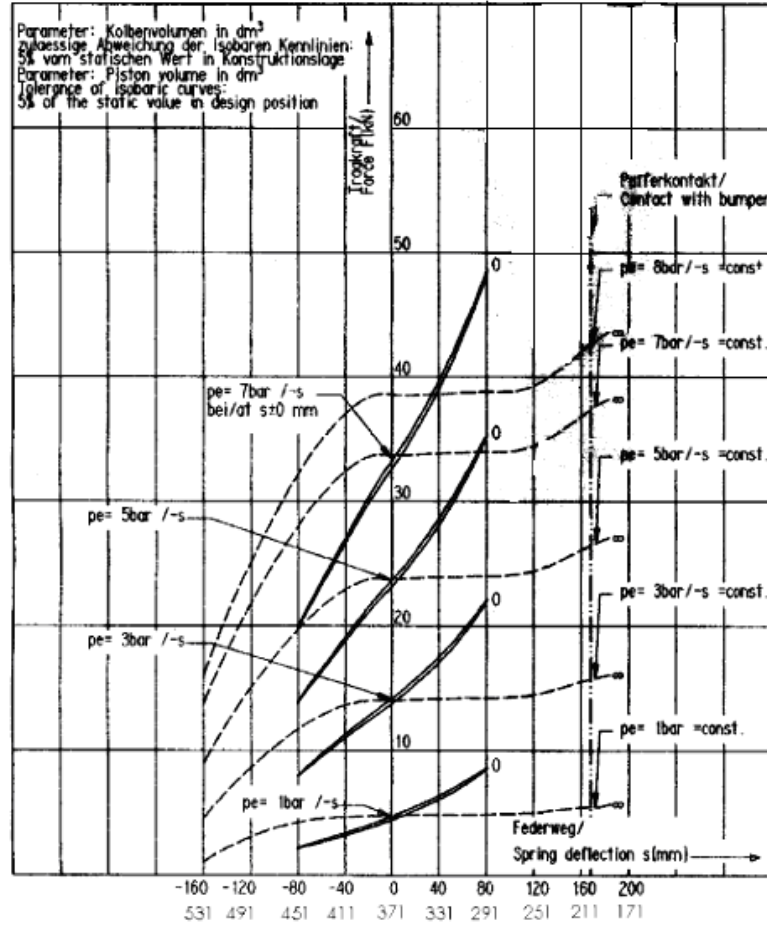
Şekil 3.3 Araç şasi U kesiti geometrisi

Körüğün üst bağlantı şekliyle ilgili bir diğer detay hava giriş-çıkış deliklerinin sayısıdır. Şekil 3.2 de solda görülen detayda körüğün bir adet hava girişinin olduğu görülmektedir. Hava girişi ve tahliyesi bu delikten yapılmaktadır. Dolayısıyla körüğün şasi bağlantısı sistem tasarımı için uygundur.

Hava körüğünün aks ile bağlantısının yapılacağı alt kısmının geometrik detayı ise şekil 3.2 'de sağdaki resimde verilmiştir. Körüğün aks ile bağlantısı şekilde görülen 4 adet delik ile yapılır. Bu deliklere vida çekilmiştir ve aks-körük bağlantısı bu vida açılmış deliklerden civata ile yapılır. Bu bağlantı şekli de sistem için uygundur. Bazı hava körüklerinin alt bağlantılarında civata delikleri yerine saplama bulunur, böyle bir körük aks ile bağlantı yapılması için uygun değildir. Çünkü şaside olduğu gibi aks üzerine de delik açılması mukavemeti olumsuz yönde etkiler ve istenmeyen bir durumdur.

Körüğün bağlantı şekilleri de kontrol edildikten sonra, doğal frekans kontrolü yapılmalıdır. Daha önceki bölümlerde de bahsedildiği gibi insan vücudunun kendini rahat hissedebileceği frekans aralığı 1~1,2 Hz aralığıdır.(Reimpell s.309) Süspansiyon tasarımında da hedef; Yay tarafından taşınan yaylandırılmış kütlelerin düşey titreşim frekansının bu aralıkta tutulmasıdır. Bu aşamada yapılan işlemler aşağıda anlatılmıştır.

Şekil 3.4'de üretici firma tarafından verilen hava körüğü karakteristiği görülmektedir.



Şekil 3.4 Hava körüğü karakteristik eğrileri (Contitech firması körük kataloğu)

Araçta kullanılan hava tertibatı hava körüğüne minimum 7 bar basınçta hava girişi sağlayabilecek niteliktedir. Dolayısıyla doğal frekans hesabının yapılabilmesi için 7 bar basınçtaki hava körüğü yay katsayısının bulunması gerekir.

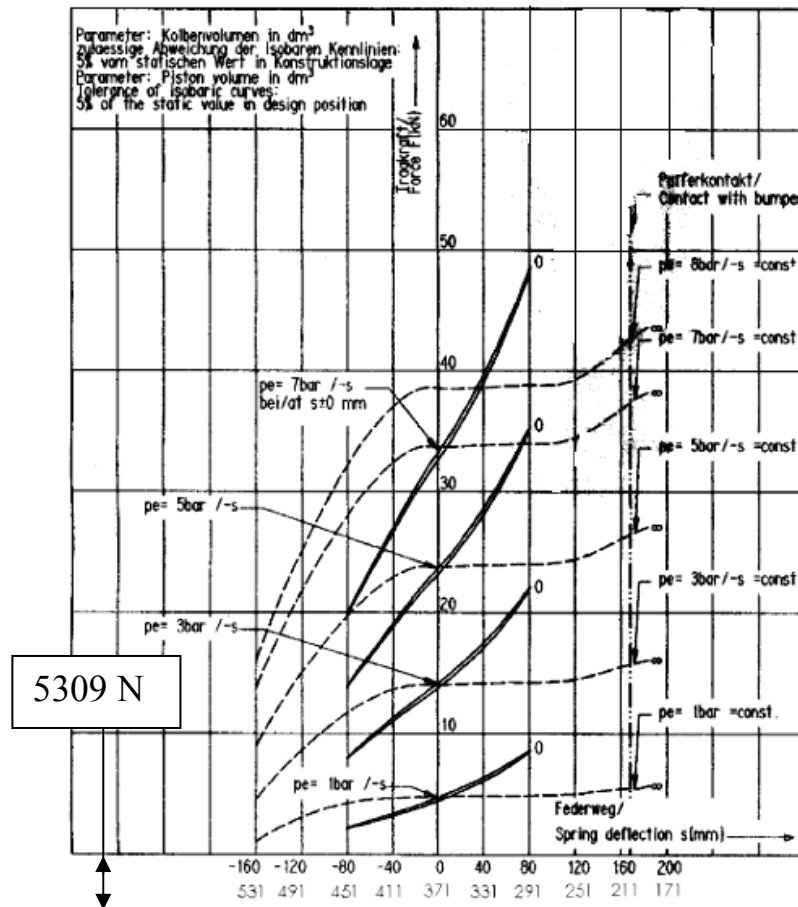
Bunun için ilk yapılması gereken hava körüğünün efektif çapının bulunmasıdır. Efektif çap kavramı hava körükleri ile ilgili genel bilgilerin verildiği bölümlerde anlatılmıştı. Şekil 3.1’de verilen hava körüğü ölçü detaylarından bu değer yaklaşık 260 mm olduğu bulunabilir.

Hava körükleri efektif basınç ile çalışan elemanlardır, bu yüzden hava körüğüne etki eden açık hava basıncının etkisi de göz önünde bulunmalıdır. Hava körüğü üzerinde açık hava basıncı nedeniyle oluşan kuvvet açık hava basıncı ($1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$) ile efektif alanın çarpımından elde edilir. (Kuralay,2008 s.228~229)

Bu değer

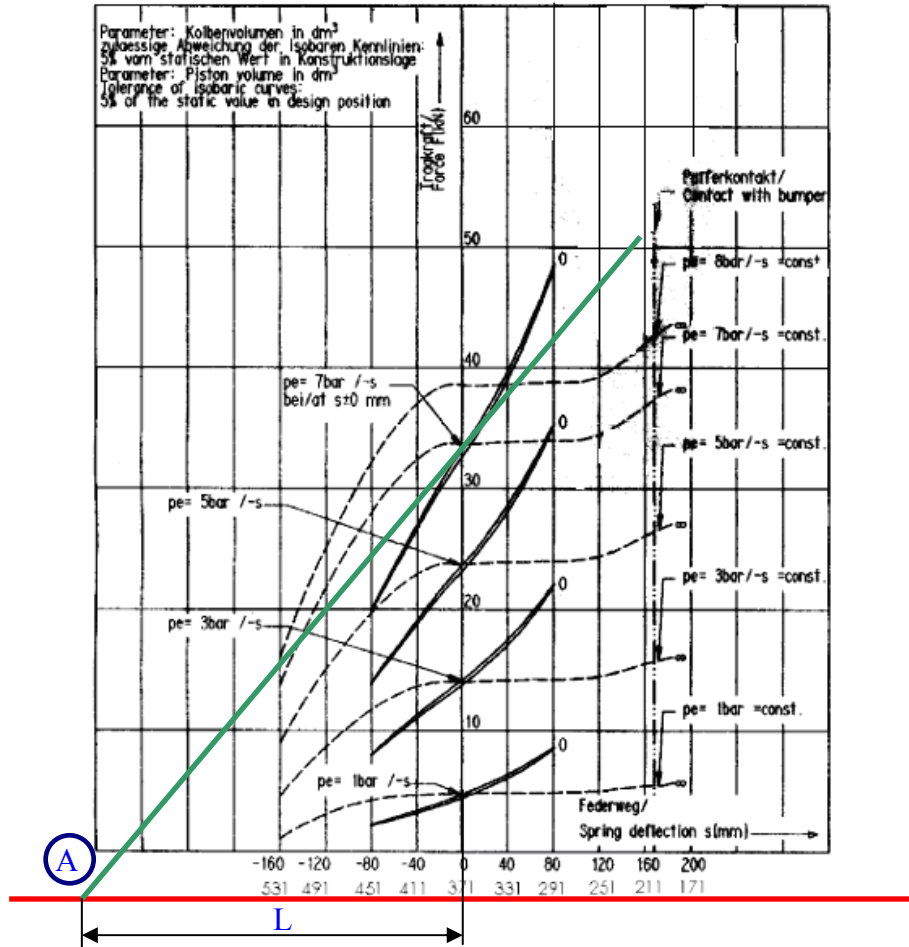
$$F_{\text{açık hava}} = P_{\text{açık hava}} * A_{\text{efektif}} = \frac{10^5 * \pi * 0,26^2}{4} = 5309 \text{ N} \text{ ‘dir.}$$

Hava körüğü karakteristik eğrisindeki x eksenini 5309 N kadar aşağıya taşınmalı, yeni X eksenini oluşturulmalıdır. Bu işlem şekil 3.5 'de gösterilmiştir.



Şekil 3.5 Hava körüğüne açık hava basıncı etkisinin eklenmesi (Kuralay,2008 s.228~229)

Daha sonra hava körüğünün bağlantı yüksekline karşılık gelen noktadan karakteristik eğriye teğet çizilir. Bizim için bağlama yüksekliği 371 mm dir. Bu adımda yapılan işlem şekil 3.6'da gösterilmiştir.(Kuralay,2008 s.228~229)



Şekil 3.6 Karakteristik eğriye teğet çizilmesi (Kuralay,2008 s.228~229)

Şekil 3.6 daki gibi çizilen teğetle (yeşil doğru) kaydırılmış yeni X ekseninin (kırmızı doğru) kesiştiği A noktası referans noktasıdır. Bu noktanın bağlama yüksekliğine olan mesafesi L, X eksen ölçüğü ile 243,3 mm ye karşılık gelmektedir. Artık A noktasını referans alarak hava körüğünün herhangi bir yük değerindeki yay katsayısı bulunabilir.

Bahsedilen yay katsayısı A noktası ile y eksenindeki istenilen yük miktarı arasında çizilen doğrunun eğimidir. Tasarladığımız süspansiyon sisteminin toplam kapasitesi 7100 kg olduğundan, bir tek hava körüğü tarafından taşınacak statik yük 3550 kg olacaktır. Bu yük değeri için hava körüğünün yay katsayısı aşağıdaki gibi bulunur.

$$c_{3550kg} = \frac{(3550 * 9,805) + 5309}{0,243} = 165090 \text{ N/m}$$

Bulunan yay katsayısı üzerinden bu yük için doğal frekans hesabı yapılırsa. Araç şasi düşey titreşim frekansı:

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{165090}{3550}} = 1,09 \text{ Hz}$$

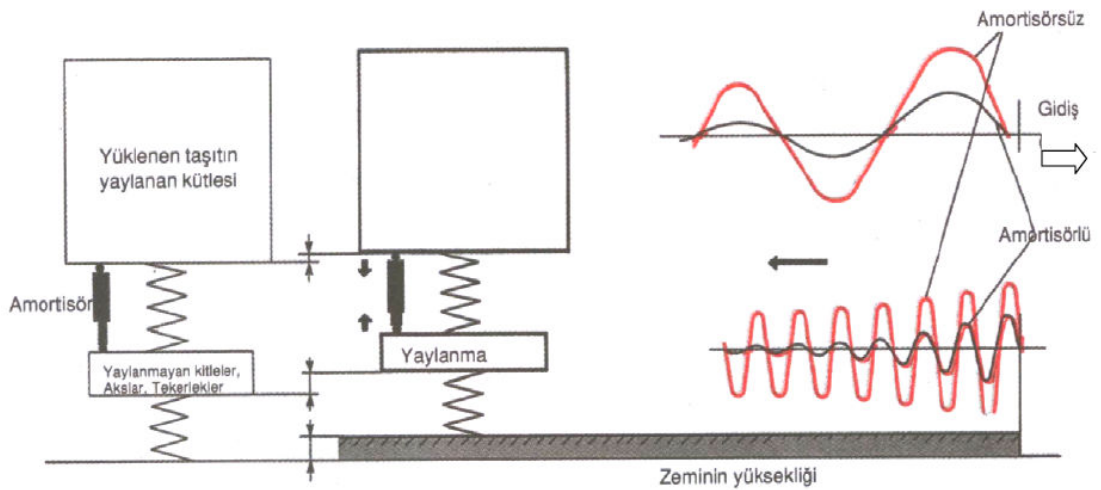
Olarak bulunur.

Bulunan 1,09 Hz titreşim frekansı değeri, tasarım kriterimiz olan 1~1,2 Hz arasındadır ve seçilen bu hava köprüğü ile tasarıma başlanabilir. Sonraki bölümlerde anlatılacak olan dinamik simülasyon çalışmalarında bu değer kontrol edilecek, teorik hesapla elde edilen bu değer simülasyonla doğrulanamazsa hava köprüğü değiştirilebilecektir.

3.2 Sönüm Elemanı Seçimi

Daha önceki bölümlerde, araçlarda sönüm elemanı olarak kullanılan amortisör hakkında bilgi verilmişti. Bu bölümde ise amortisörün teorik hesaplarının nasıl yapıldığı, hız-kuvvet diyagramlarının nasıl oluşturulduğu üzerinde durulacaktır.

Teorik olarak araç modeli en basit anlamda tek serbestlik dereceli bir sistem olarak alınabilir. Böyle bir sistemin matematiksel modelinin basit bir hareketi şekil 3.7 'de verilmiştir.



Şekil 3.7 Tek serbestlik dereceli basit araç modeli engel geçme hareketi

Şekil 3.7 'de soldaki resimde aracın statik durumu görülmektedir. Burada aracın yaylandırılmamış kütlesi ile yaylandırılmış kütlesi arasına bir amortisör bağlanmıştır.

Sağdaki resimde ise modelin bir engele çıktıktan sonraki konumu verilmiştir. İki konum arasında amortisör ve yayda bir miktar sıkışma oluşmuştur.

Şeklin en sağında verilen resimde ise amortisörlü ve amortisörsüz iki sistemin salınım genlikleri arasındaki fark verilmiştir. Amortisör kullanılmayan, yer değiştirme grafiğinde kırmızı ile gösterilmiş sistemin salınım genlikleri arasındaki fark azdır ve bu salınımların genlik değerleri de amortisör kullanılmış, siyah ile gösterilen grafikteki sistemden daha yüksektir. Yani özetle amortisör yol düzgünlükleri sırasında oluşan titreşimlerin genlikleri üzerinde doğrudan etkilidir.

Titreşim teorisinden bilindiği üzere bir sistemin sönüm oranı D aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$D = \frac{k}{2\sqrt{cm}} \quad (\text{Denklem 3.2.1})$$

Denklem 3.2.1’de verilen ” k ” amortisör sönüm katsayısı, ” c ” yay katsayısı ve ” m ” ise yaylandırılmış kütedir D ’nin aldığı değere göre sistemin sönüm karakteristiği isimlendirilir. Bu karakteristikler ve D değerleri şunlardır.

1. $D < 1$ ise sistem kritik altı sönümlü sistem olarak adlandırılır.
2. $D = 1$ ise sistem kritik sönümlü sistem olarak adlandırılır.
3. $D > 1$ ise sistem kritik üstü sönümlü sistem olarak adlandırılır.

Taşıt tasarımında istenilen süspansiyon sisteminin kritik altı sönümlü sistem olmasıdır. Standartlarda D değerinin süspansiyon sistemleri için 0,2~0,3 olması gerektiği belirtilmiştir. (Kuralay,2008 s.251)

Tasarlanan süspansiyon sistemi için D değeri 0,25 olarak seçilirse, sistem için gerekli amortisör sönüm katsayısı denklem 3.2.1 ‘den bulunur.

$$0,25 = \frac{k}{2\sqrt{cm}} = \frac{k}{2\sqrt{3550*165090}}$$

Yukarıdaki eşitlikte denklem 3.2.1 kullanılarak c yerine bölüm 3.1’de hesaplanan 3550 kg yük için yay katsayısı ve m için ise 3550 kg yük yazılırsa, sistem için gerekli k değeri 11938 Ns/m olarak bulunur.

Bulunan k değeri amortisörün sönüm katsayısıdır. Ancak amortisör karakteristikleri tanımlanırken amortisör kuvveti-hız diyagramları şeklinde tanımlanmalıdır. Sönüm katsayısı k ’nın amortisör kuvveti ve amortisör mili aksenal hızı ile olan ilişkisi aşağıdaki gibi verilir.

$$k = \frac{F_{\text{çeki}} + F_{\text{bası}}}{2v}$$

Yukarıdaki denklemde, $F_{\text{çeki}}$ amortisörün v hızı için çekme yönündeki kuvvet değeri, $F_{\text{bası}}$ ise v hızı için basma yönündeki kuvvet değeridir. Genelde çeki ve bası kuvvetleri için

Ön aksta $\frac{F_{\text{çeki}}}{F_{\text{bası}}} = 3 \sim 5$, (Kuralay,2008 s.248)

Arka aksta $\frac{F_{\text{çeki}}}{F_{\text{bası}}} = 2 \sim 4$ (Kuralay,2008 s.248) ilişkisi verilir.

Tasarımıyla ilgilendiğimiz aks ön aks olduğundan kuvvetler arasındaki oran 4 olarak alınabilir. Bu oranın 4 kabul edilmesiyle amortisör kuvvetleri aşağıda denklem 3.2.2 'deki gibi hesaplanabilir.

$$k = \frac{F_{\text{çeki}} + F_{\text{bası}}}{2v} = \frac{4F_{\text{bası}} + F_{\text{bası}}}{2v} = \frac{5F_{\text{bası}}}{2v} \quad (\text{Denklem 3.2.2})$$

Yukarıdaki denklemde c yerine 11938 Ns/m konursa çeşitli hızlar için bulunacak amortisör kuvvet değerleri tablo 3.1 'de verilmiştir.

Tablo 3.1 Amortisör hız-kuvvet değerleri

Amortisör mil hızı (m/s)	Çeki kuvveti (N)	Bası kuvveti (N)
0,6	11460	2865
0,3	5730	1433
0,1	1910	478
0,05	955	240

Tabloda verilen amortisör kuvvet-hız değerleri daha sonraki bölümlerde anlatılan dinamik simülasyon kısmında da kullanılacak, gerekirse bu değerlerle ilgili değişiklikler yapılacaktır. Amortisör kuvvetlerinin nihai değerinin belirlenmesi ise tüm dünyada hala testlerle yapılmaktadır. Bu yüzden simülasyonlar sonucu bulunacak amortisör kuvveti değerleri muhakkak yol testleri ile de doğrulanmalı gerekli değişiklikler yapılmalıdır.

Amortisörle ilgili belirlenecek diğer bir parametre amortisörün maksimum ve minimum boyudur. Bu değerler belirlenirken araç üreticisi firmanın araç yüksekliğinin hangi aralıkta değişmesi gerektiğini belirlemesi gerekir. Ancak buradaki bir diğer kısıt hava körüğünün maksimum ve minimum boy değerleridir.

Dikkat edilecek konu, araç şasisinin yerden maksimum yükselmesinin sınırını amortisör boyu ile belirlenmesidir. Yani amortisörün maksimum yukarı yönlü stroğu hava körüğü stroğundan bir miktar daha düşük olmalı veya maksimum aynı olmalıdır. Maksimum aşağı yönlü stroğunun ise körük stroğu ile aynı olması uygundur. 3.1 bölümünde seçilen Contitech 4156 numaralı körüğün maksimum yukarı yönlü stroğu 160 mm, maksimum aşağı yönlü stroğu ise 170 mm dir. Dolayısıyla amortisörün maksimum yukarı yönlü stroğu, araç üreticisi ile birlikte karar verilecek olmakla birlikte, maksimum yaklaşık 150 mm dir. Amortisörün maksimum aşağı yönlü stroğu ise 170 mm civarında olmalıdır.

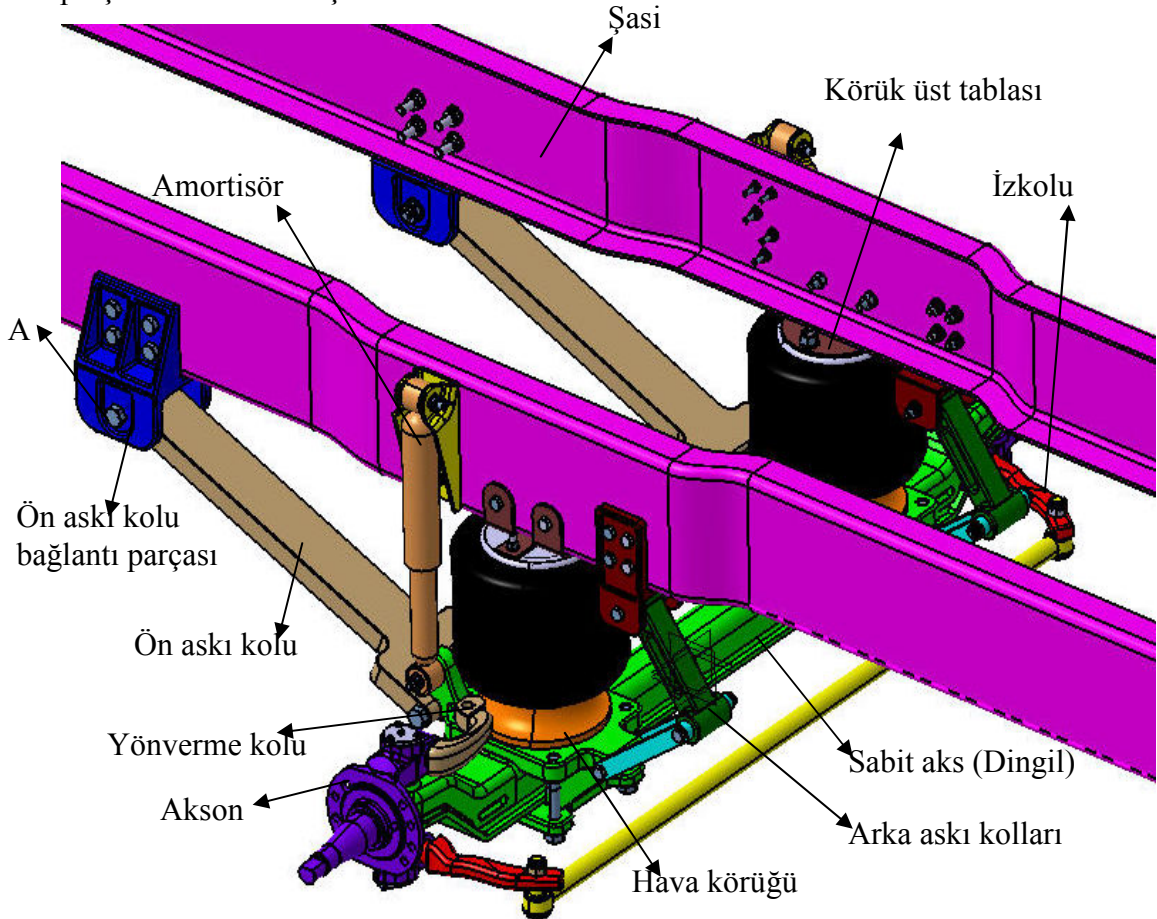
BÖLÜM DÖRT

ASKI SİSTEMİ TASARIMI

3.1 Askı Sistemi Genel Tasarımı ve Yerleşim Geometrisi

Bu bölümde, daha önceki bölümlerde konsept tasarım özellikleri belirlenen, yay ve sönüm elemanları belirlenen askı sisteminin CAD ortamındaki tasarımına genel bir bakışla yaklaşıp, sistemin tasarım şartları üzerinde durulacaktır. Ayrıca sistemi oluşturan bazı önemli parçaların ayrıntılarına da değinilecektir.

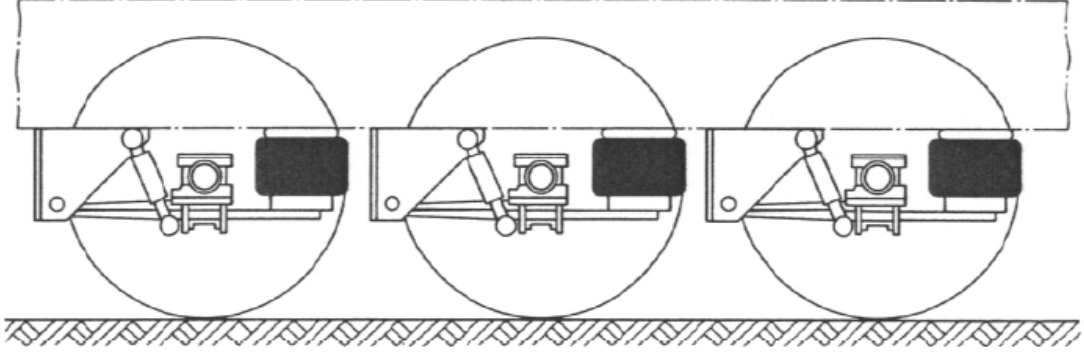
Şekil 4.1’de tasarımı yapılan askı sisteminin montajlı hali gösterilmiş ve bazı parçalar adlandırılmıştır.



Şekil 4.1 Askı sistemi genel tasarımı

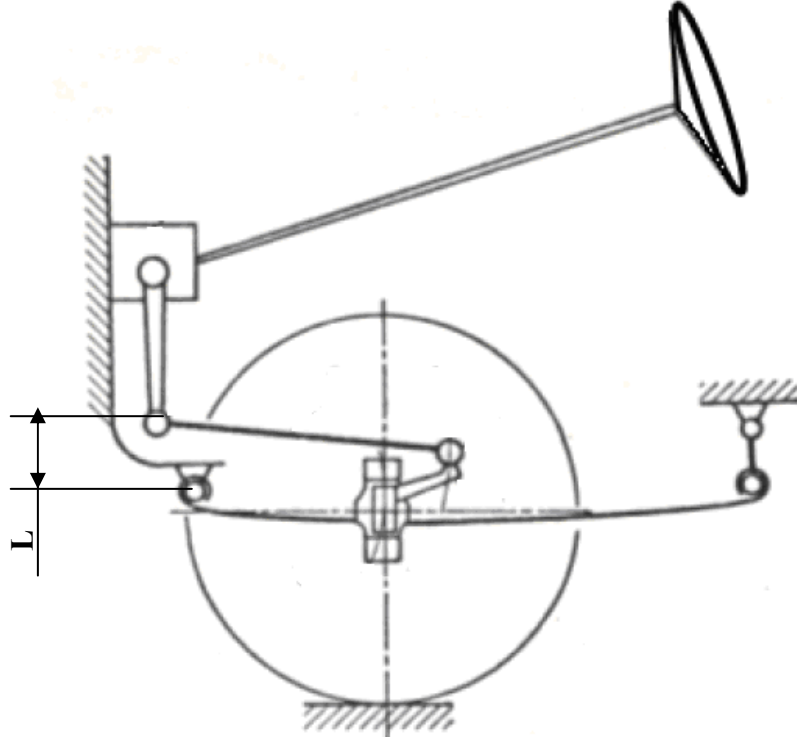
Şekil 4.1 de verilen askı sistemi daha önce konsept tasarım aşamasında ortaya konan iki noktadan askılı iki körüklü sabit akslı askı sistemi kavramına uymaktadır. Aks üzerine iki adet körük bağlanmış ve sistem ön askı kolları yardımı ile şasiye

askısı yapılmıştır. Arka askı kolları ise körüğün aşağı-yukarı hareketine destek ve geri yöndeki harekette oluşabilecek ekstra kuvvetler için kullanılmıştır. Çalışmanın ilk bölümlerinde iki körüklü süspansiyon sistemleri tanıtılırken buradaki körüklerin kuvvet kazancı sağlayabilmek için dingile bağlı başka bir parça üzerine bağlandığından bahsedilmişti. Şekil 4.2 'de böyle bir askı sisteminin şematik resmi verilmiştir.



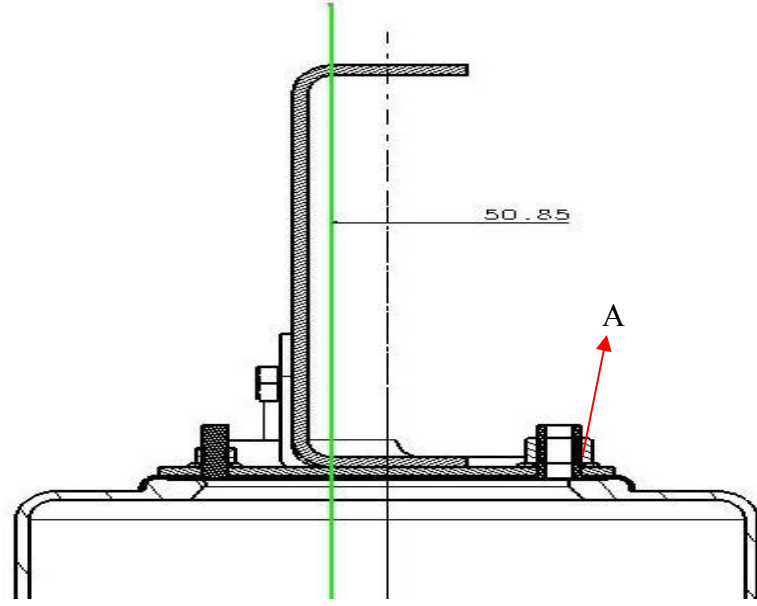
Şekil 4.2 Arka akslarda kullanılan iki körüklü askı sistemi

Şekildeki gibi bir askı sisteminin ön aksda kullanılması pek olası değildir. Çünkü hem böyle bir aksın şasi bağlantılarının yapılabilmesi için yeteri kadar yer araç şasisinde bulunmaz hem de dingilin arkasındaki körük dolayısıyla yönlendirme sistemini monte etmek neredeyse imkânsızdır. Bu yüzden askı sisteminde kullanılan hava körükleri direkt olarak dingil üzerine bağlanmıştır. Askı sisteminin boyuna yöndeki hareketi ise temelde ön süspansiyon kollarınca sağlanmıştır. Bu kolun şasi ile bağlantısının yapıldığı, şekil 4.1 'de gösterilen A noktasının konumu önemlidir. Buradaki temel amaç yaylanma sırasında ortaya çıkacak direksiyon titreşimlerinin minimum seviyede tutulmasıdır. Bunun için yaylandırılmış kütleler ile yaylandırılmamış kütlelerin aynı eksende dönmesi veya dönme eksenlerinin birbirine çok yakın olması gerekir. Bu nedenle yön verme koluna direksiyon hareketini ileten sektör kolunun dönme eksenini ile A noktası aynı eksen üzerinde olmalıdır. A noktasının konumu bu değere göre belirlenmiştir. Şekil 4.3 'de yaprak yaylı bir süspansiyon sistemi için bu yerleşim gösterilmiştir.



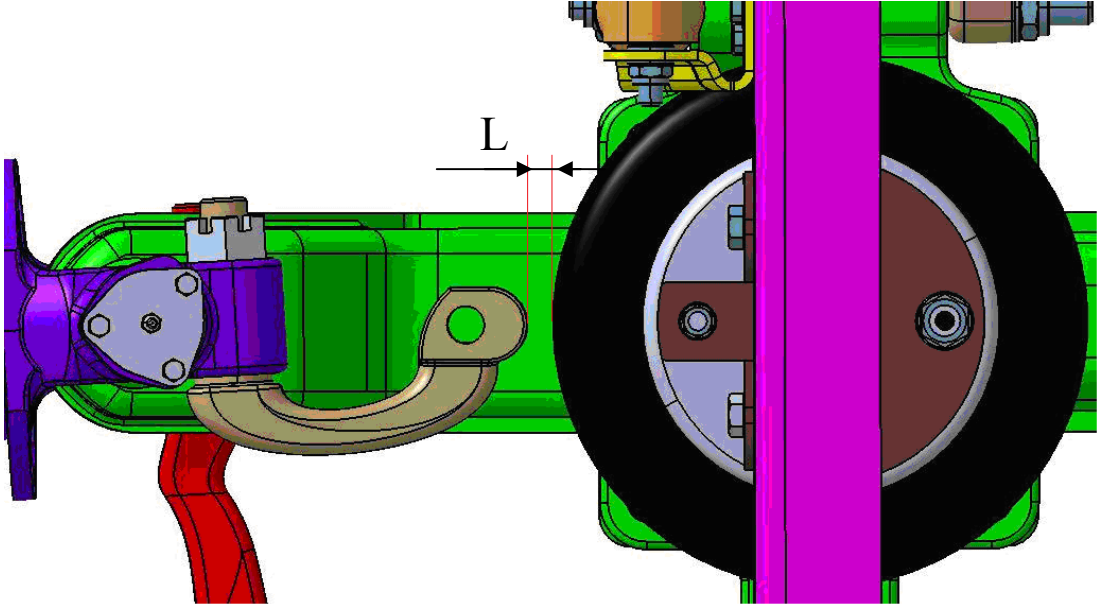
Şekil 4.3 Yaprak yaylı bir askı sistemi için sektör kolu-askı sistemi bağlantısı

Hava köruklerinin konumları ise araç şasi açıklığına ve şasi U kesidine bağlı olarak belirlenmiştir. Burada iki temel prensip vardır, bunlardan birincisi hava köruklerinin mümkün olduğu kadar şasi dışına bağlanmasıdır. Böylelikle askı sisteminin burulma rijitliği arttırılacak ve aracın viraj hareketi sırasındaki yana yatma miktarı azalacaktır. İkinci prensip ise daha önceden anlatıldığı gibi hava körüğü bağlantısı için şasi U kesidinin uçlarına delik açılmamasıdır. Ayrıca köruk orta eksenini ile şasi U kesidi tarafsız eksenini mümkün olduğu kadar birbirine yakın yapılmalıdır ki yol düzgünsüzlükleri nedeniyle körukte oluşacak kuvvetler şaside hasara yol açmasın. Köruk yerleşim detayı şekil 4.4 'de gösterilmiştir.



Şekil 4.4 Körük  st bağlantısı detayı

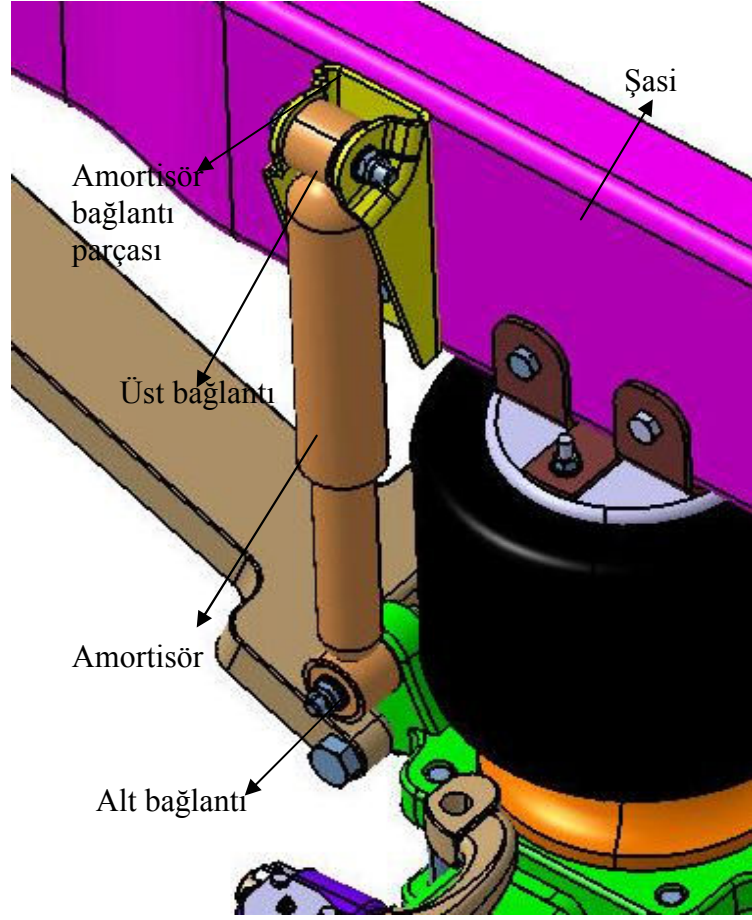
Şekil 4.4 ‘deki yeşil çizgi şasi U profili tarafsız eksenini göstermektedir. Bu eksenin kesikli çizgiyle gösterilen körük orta eksenine ile mesafesi 50,85 mm dir. Optimum bir tasarım için bu değer 0 olmalıdır. Ayrıca bu değerin azaltılması için körüğün şasi dışına doğru kaydırılması süspansiyon sistemi burulma rijitliğini de arttıracaktır. Ancak bu durumun gerçekleŐtirilememesinin nedeni Şekil 4.4 ‘de A ile gösterilen körük hava giriŐidir. Buradaki bağlantının yapılabilmesi, somunun sıkılabilmesi için yeterli boşluk bırakılmalıdır. Dolayısıyla Şekil 4.4’de verilen tasarım geometrisi, kısıtlar ışığında optimuma yakın bir c z md r. Ayrıca körüğün dıŐa alınması durumunda Şekil 4.5 ‘de gösterilen L  l s  azalacak direksiyon sektör kolunun veya yön verme kolunun k r kle çarpıŐması söz konusu olabilecektir.



Şekil 4.5 Hava körüğü-Yönverme kolu boşluğu

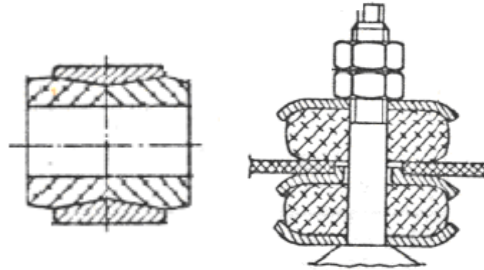
Askı sisteminde yerleşimi belirlenmesi gereken bir diğer eleman amortisördür. Daha önceki bölümlerde amortisörün kuvvet-hız değerleri teorik hesaplama yöntemiyle belirlenmişti, ayrıca amortisörün kapalı ve açık boyu konusunda da yaklaşımda bulunulmuştu. Şimdi ise askı sistemi konsepti içinde amortisörün sistemin neresine yerleştirildiği, bağlantı geometrisi konusunda bilgi verilecektir. Amortisör yerleştirilmesinde de temel hedef yay yerleşiminde olduğu gibi elemanın mümkün olduğunca tekerleklere yakın bağlanmasıdır. Bu nedenle sistem içinde amortisörün bağlantı yeri şasinin dış yüzeyi olmalıdır.

Şekil 4.6'da amortisör bağlantı geometrisi verilmiştir. Burada, yukarıda bahsedildiği gibi amortisör bağlantısı şasinin dışına alınmış, böylece aracın yanıl hareketleri sırasında oluşacak amortisör sönüm etkisi arttırılmıştır.



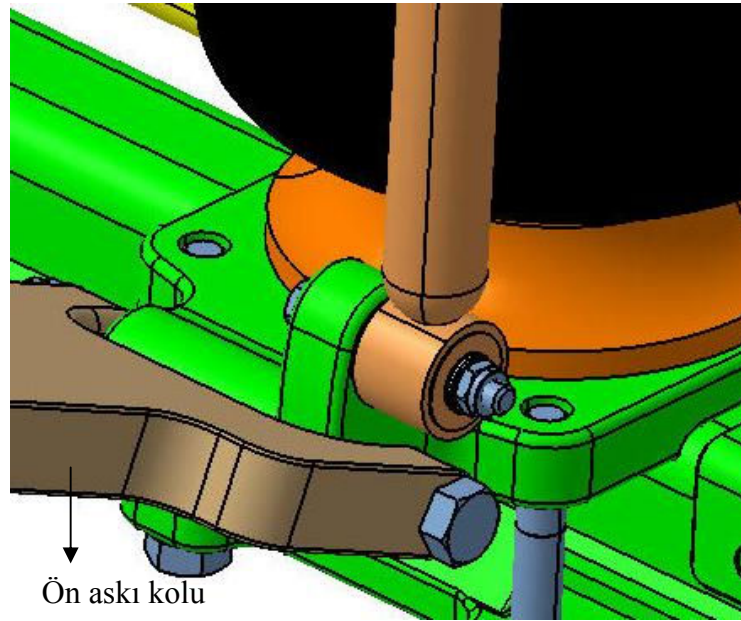
Şekil 4.6 Amortisör şasi yerleşimi

Şekil 4.6 'da görüldüğü gibi amortisör şasi dışına bağlanmıştır. Böyle bir bağlantı yukarıda bahsedilen avantajının yanında amortisör montaj-demontaj işlemini de kolaylaştıracaktır. Amortisörün bağlantı eksenine karar verdikten sonra şekil 4.6'da görülen alt ve üst bağlantı şekline karar vermemiz gereklidir. Şekil 4.7 'de amortisör bağlantı geometrilerinden örnekler verilmiştir.



Şekil 4.7 Bilezikli ve pimli amortisör bağlantı şekilleri (Kuralay,2008 s.255)

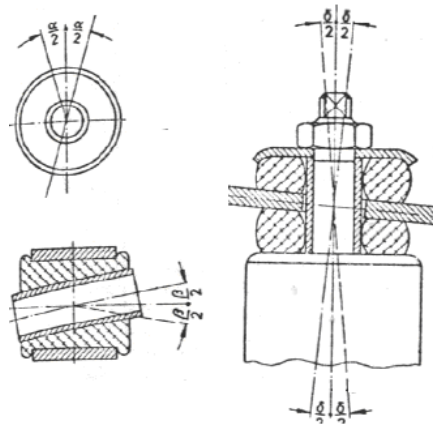
Şekil 4.7 'de verilen bağlantılardan solda görülen bilezikli bağlantı, sağda görülen ise pimli bağlantı şeklindedir. Bu bağlantılardan pimli bağlantı amortisörün üst bağlantı geometrisi için uygun değildir. Üst bağlantıda pimli bağlantı şekli kullanılması durumunda şekil 4.6 'deki amortisör bağlantı parçası tasarımı ve şasi üzerine gelecek araç kabini nedeniyle amortisörün demontajı oldukça güç olacaktır. Bu nedenle amortisörün üst bağlantısında pimli bağlantının kullanılması uygundur. Amortisörün dingil ile bağlantısının yapıldığı alt bağlantı geometrisi için ise pimli bağlantı düşünülebilir. Amortisörün alt bağlantı geometrisi şekil 4.8 'de gösterilmektedir.



Şekil 4.8 Amortisör alt bağlantı geometrisi

Şekil 4.8 'de gösterilen bağlantı geometrisinde pimli bağlantı kullanılması durumunda süspansiyon ön kolu nedeniyle amortisör montaj ve demontajının yapılması sırasında güçlükler yaşanabilecektir. Bu nedenle amortisörün alt bağlantısında da bilezikli bağlantı kullanılmasına karar verilmiştir.

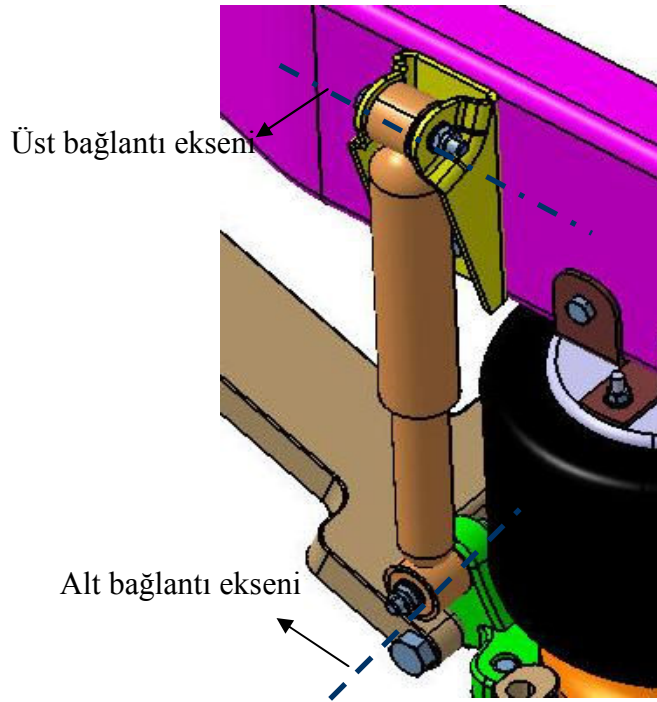
Bilezikli bağlantının sağladığı bir başka yarar da bağlantı gözü içindeki kauçuk nedeniyle bağlantının dönme serbestliğinin pimli bağlantıya göre daha fazla olmasıdır. Bu sayede bağlantıya etki edebilecek yanal ve boyuna kuvvetlerde bağlantının hasar görmesinin önüne geçilecektir. Şekil 4.9'da bu bağlantıların serbestlikleri gösterilmiştir.



Şekil 4.9 Amortisör bağlantı tipleri serbestlikleri (Kuralay,2008 s.255)

Şekil 4.9'da soldaki iki resimde gösterilen bilezik bağlantının serbestlikleri $\alpha/2=10^0$ ve $\beta/2=7^0$ iken, sağda gösterilen pimli bağlantıda $\delta/2=5^0$ dir. (Kuralay,2008 s.255)

Amortisör bağlantısındaki bir başka konstrüktif çözüm ise amortisörün kendi eksenini etrafındaki dönme serbestliğinin engellemek için amortisörün alt ve üst bağlantı eksenlerinin birbirine dik yapılmasıdır. Ayrıca bu sayede hem alt hem de üst bağlantı için en uygun montaj şartları da yaratılmış olur. Montaj civatalarının sıkılması, bu civatalara erişim kolaylaştırılmış olur. Bu çözüm şekil 4.10'da gösterilmiştir.



Şekil 4.10 Amortisör bağlantı eksenleri

3.2 Dingil Tasarım Detayları

Tasarlanan askı sisteminde sabit aks (dingil) kullanılacağı konsept tasarım aşamasında ortaya konmuştu. Çalışmanın başında askı sistemleri ile ilgili genel bilgiler verilirken sabit aksların avantajları konusunda da bilgiler verilmişti. Bu bölümde de sistemi oluşturan en önemli taşıyıcı parça olan dingilin tasarımı konusunda bilgiler verilecektir.

Konsept tasarım sırasında dingilin taşıma kapasitesi de ortaya konmuş, bu kapasite statik olarak 7100 kg olarak belirlenmişti. Araç üzerinde hali hazırda kullanılan dingil dövme metoduyla üretilmektedir. Aşağıda şekil 4.11 'da dövme metodu ile üretilmiş bir ön dingilin resmi görülmektedir.



Şekil 4.11 Dövme metoduyla üretilmiş bir ön dingil (www.parsan.com)

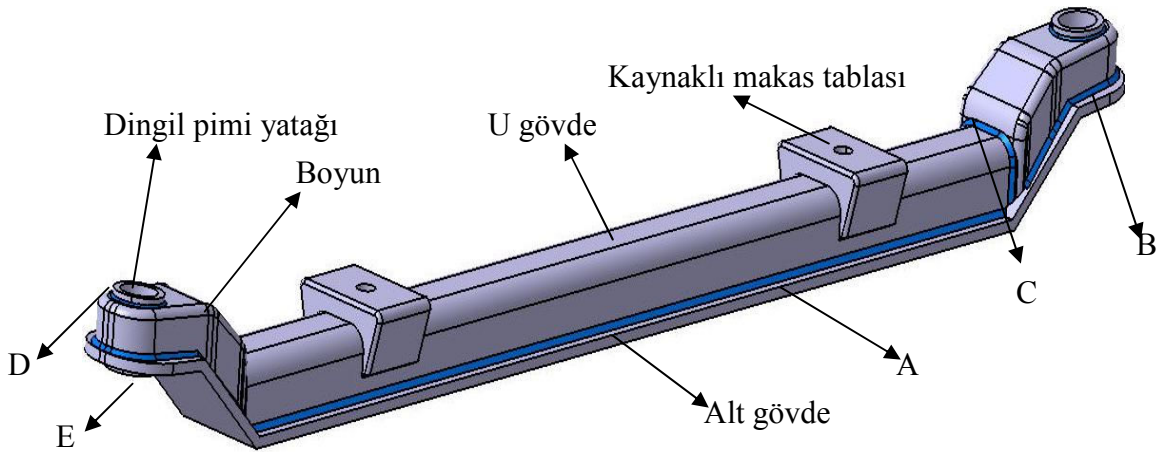
Bu metodla üretilmiş dingiller yüksek taşıma kapasitesi ile dikkat çekmektedir. Ancak bu metodun bazı dezavantajları da vardır. Bunlardan birincisi dövme metoduyla üretim yapabilmek için yüksek kalıp maliyetlerinin karşılanması gerekliliğidir. Özellikle ülkemizdeki ticari araçların pek çok yük ve geometri çeşitliliği olduğu düşünülürse optimum tasarım için bu araçların herbiri için yeni dingil tasarlanması gerekecektir. Ancak bu tasarımların herbiri için yeni kalıp yatırım maliyeti getirecektir. Bunun yerine tercih edilen yol, mevcut en büyük taşıma kapasiteli araç için bir dingil tasarlanması ve diğer bütün araçlarda da bu dingilin kullanılmasıdır. Bu sayede kalıp yatırım maliyetleri düşürülmektedir. Ancak bu yöntem dingilin referans alınarak tasarlandığı yüksek taşıma kapasiteli araç için doğru olmakla birlikte diğer tüm araçlar için araç üzerinde gereksiz ağırlık

oluşturacaktır. Bu da araçta taşınabilecek net faydalı yükün düşmesine, yaylandırılmamış kütlelerin artırılması nedeniyle araç stabilitesinin azalmasına hatta araç yakıt tüketiminin artmasına sebep olacaktır.

Bu çalışmada tasarlanan askı sistemi ise yapısı ve tasarım hedefleri nedeniyle çok ağır şartlar altında çalışmayacak bir askı sistemi olacaktır. Yani tasarlanan askı sistemi örneğin damper veya beton mikseri gibi özel amaçlı, daha çok arazi kullanımı için tasarlanmış araçlarda kullanılamayacaktır. Bu nedenle sistemde kullanılmak üzere tasarlanacak ön dingil araç üzerindeki mevcut dingil kadar mukavim olmayacak, ancak daha sonraki bölümlerde hesaplanacak olan dinamik aks yüklerinin tamamı için yeterli mukavemeti sağlayacaktır. Bu nedenle tasarlanan dingil için aşağıdaki kriterler ortaya konmuştur.

- Tasarlanacak dingil aracın sürüşü sırasında ortaya çıkabilecek tüm dinamik yüklere karşı yeterli mukavemeti gösterecektir.
- Tasarlanacak dingil üzerinde ağırlık optimizasyonu yapılacak ve mümkün olan en hafif dingil tasarlanacaktır.
- Tasarlanacak dingil aracın çeşitli varyantlarının ortaya çıkması durumunda hiçbir ilave maliyet ve işlem gerektirmeden modifiye edilebilecektir.
- Tasarlanacak dingilin üretimi için gerekli kalıp yatırımı minimum seviyede tutulacaktır.

Yukarıda sayılan bu tasarım kriterleri dikkate alındığında bu kriterlerin hepsinin sağlayabilecek dingilin şekil 4.12 'de gösterildiği gibi sacdan kaynaklı olarak imal edilecek bir dingil olabileceğine karar verilmiştir. Şekil üzerinde dingili oluşturan parçaların isimlerine de yer verilmiştir.

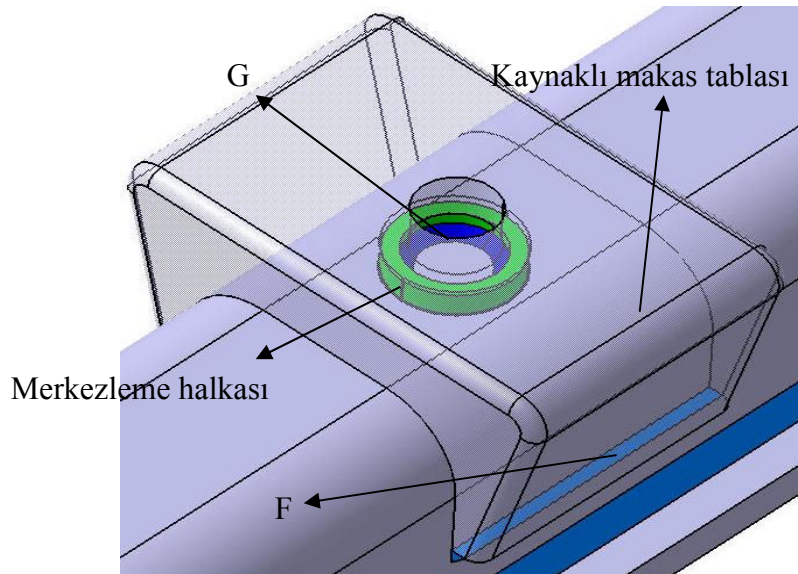


Şekil 4.12 Sacdan kaynaklı imalat için tasarlanmış dingil

Şekil 4.12 deki parçalardan alt gövde apkantta bükülebilecek nitelikte bir parçadır dolayısıyla herhangi bir kalıp yatırım maliyeti gerektirmemektedir. Aynı şekilde U gövde de apkantta bükülebilecek nitelikte bir parçadır. Boyun ise apkantta bükülemeyecek ancak basit bir sac kalıbıyla üretilebilecek bir parçadır. Bu kalıbın maliyeti ise şekil 4.11'deki dövme dingilin kalıp maliyeti ile karşılaştırıldığında oldukça düşük kalacaktır. Bu üç parçayla birlikte dingil pimi yatağı şekil 4.12 de görülen A,B,C,D,E kaynak bölgelerinden kaynatılarak birleştirilirler. Kaynaklı makas tablası için ise basit bir dövme kalıbı yaptırılabilir veya kütükten kesilip talaşlı imalatla işlenebilir. Tablanın imalatı için ikinci yol maliyetli olmakla birlikte prototip üretimi için oldukça uygundur. Böylece daha önce tasarım kriteri olarak ortaya koyduğumuz minimum kalıp yatırımı şartı sağlanmış olur.

Dingil kaynaklı imalatla üretildiği için araçta meydana gelebilecek değişikliklere bağlı olarak oluşacak ölçü değişikliklerinde herhangi bir ilave maliyet gündeme gelmeyecektir. Örneğin makas tablalarının arasındaki ölçü değiştiğinde ilave hiçbir yatırım gerekmeden bu değişiklik yapılabilir, aynı şekilde dingil boyunun uzaması gerektiğinde de hiçbir yatırım gerektirmeyecektir. Böylece tasarım kriterlerinden üçüncü sıradaki kısıt da sağlanmış olur.

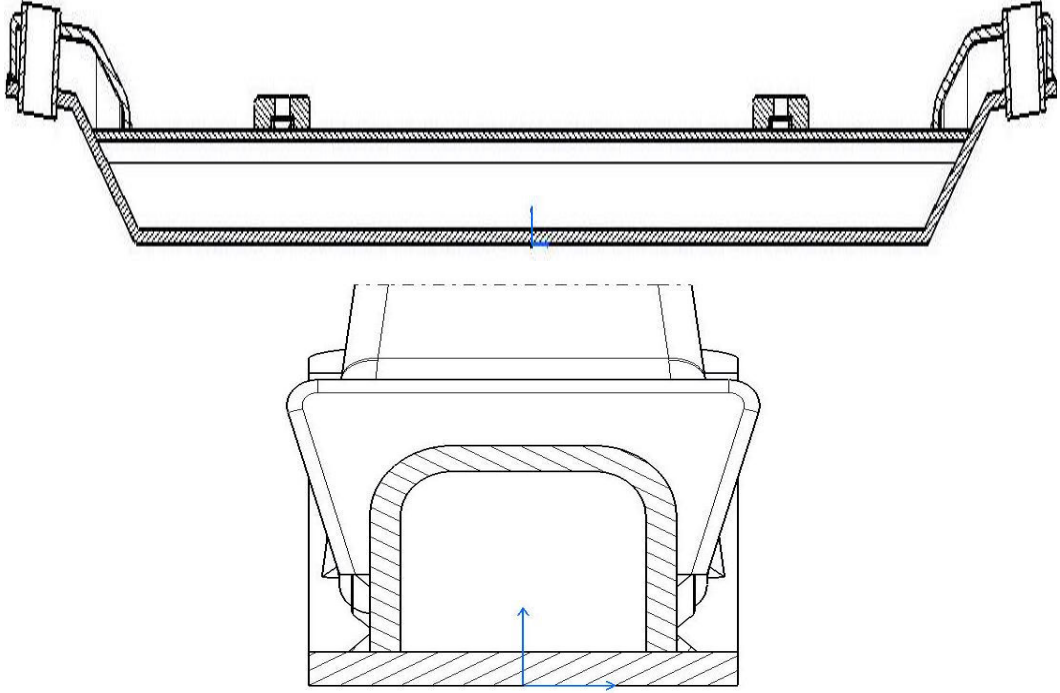
Burada şekil 4.12'de gösterilmeyen makas tablası-dingil birleşiminin detayları üzerinde biraz durmak gereklidir. Şekil 4.13'de bu bağlantının detayı gösterilmiştir.



Şekil 4.13 Makas tablası-dingil U gövdesi birleşimi

Şekil 4.13 de gösterilen yeşil renkli merkezleme halkası dingil U gövdesi üzerine G kaynak gölgesinden kaynaklanır. Kaynaklı makas tablası ise alt yüzeyine açılmış yuva sayesinde merkezleme halkasıyla şekilsel bir bağlantı oluşturur bu sayede dingile etki edecek yanal kuvvetlere karşı bir direnç oluşturulmuş olur. Kaynaklı makas tablasının U gövde ile bağlantısı ise F kaynak bölgesinden yapılır.

Şekil 4.14’de dingile ait kesit resimleri verilmiştir.

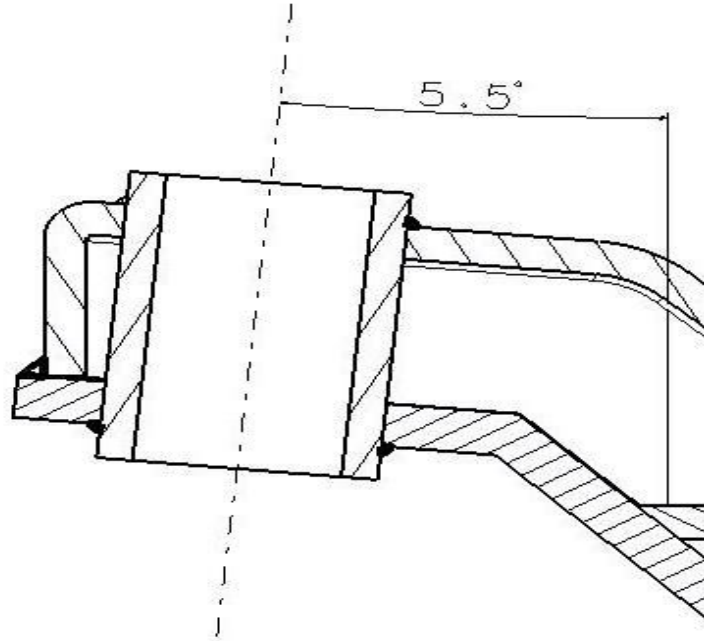


Şekil 4.14 Dingil kesit resimleri

Şekil 4.14’de görüldüğü gibi sacdan imal edilen dingilin içi boş olduğu için ağırlığı dolu olarak imal edilen dövme dingilden daha az olacaktır. Burada bir noktaya değinmek gerekirse, sacdan üretilecek parçalara ait bükme radyusları dingilin sonlu elemanlar analizleri sırasında seçilecek sac malzemeye göre kesinleşecektir. Aynı şekilde tüm kaynak bağlantı bölgelerine ve dingil kesit ölçülerine ilişkin nihai karar bu aşamada verilecektir.

Dövme ön dingil ile tasarlanan sac dingilin ilk tasarımı arasında ağırlık karşılaştırması yapılırsa, dövme dingilin toplam ağırlığı 95 kg iken sac dingilin ağırlığı 71 kg dır. Dolayısıyla yeni sistemin dingil tasarımı ile araçta yaklaşık 25 kg lık bir ağırlık düşüşü meydana gelecektir. Bu ağırlık azalmasının ne kadar olduğu dingil kesiti sonlu elemanlar analizleri ile optimize edildikten sonra ortaya çıkacaktır.

Dingille ilgili bir başka parametre ise dingilpimi yatağındaki dingil pimi açısıdır. Bu değer halihazırda araçta kullanılan dingildeki dingil pimi açısıyla aynı alınmıştır. Şekil 4.15 'de bu parametre gösterilmiştir.



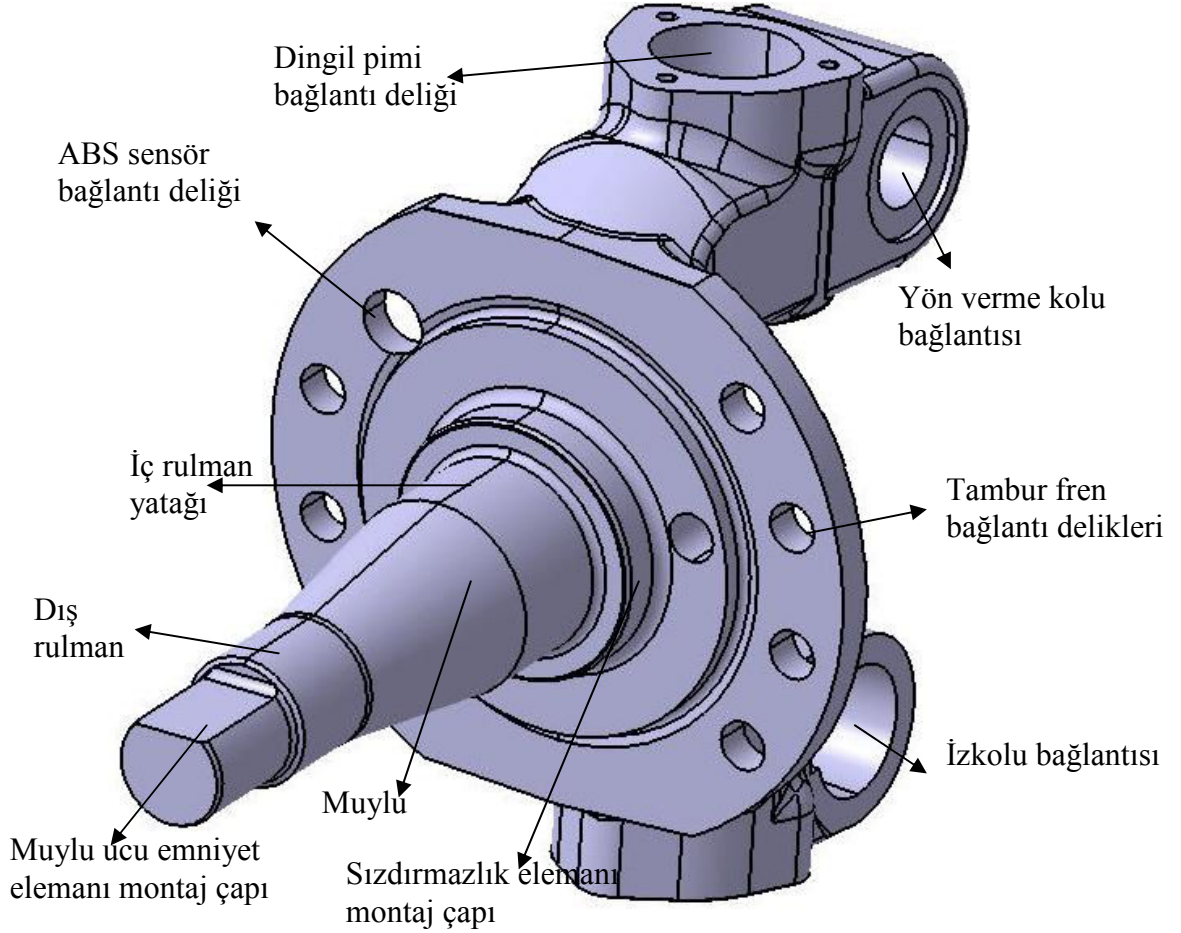
Şekil 4.15 Dingil pimi açısı

Dingilin tasarım kriteri olarak ortaya konulan mukavemet ve ağırlık optimizasyonu için önce belirlenen yol şartlarında yapılan dinamik simülasyon ile kuvvetler belirlenecek daha sonra bu kuvvetler altında yapılan sonlu elemanlar analizleri ile gerekli mukavemetin sağlanması için gerekirse tasarımda değişiklikler uygulanacak ve ağırlık-gerilme optimizasyonu yapılacaktır. Çalışmanın son bölümünde ise dingil için yorulma analizi yapılacak, belirlenen yol şartlarındaki yorulma ömrü belirlenecektir.

3.3 Akson Tasarım Detayları

Şekil 4.16'da görülen akson, dingil pimi ile dingile bağlantısı yapılan ve muyluya monte edilen rulmanlarla tekerlek grubunun ve frenin bağlandığı bir parçadır. Bunun dışında aynı zamanda yönlendirme sisteminin parçaları olan yön verme kolu (sol akson için) ve izkolu da aksone bağlanır.

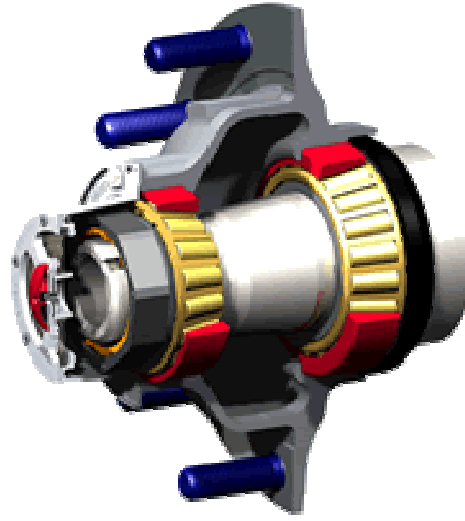
Sistem tasarımı yaparken aracın tekerlek grubuna ve frenlerine müdahale edilmediği için, aksonun muylu grubu ve fren bağlantı bölgesi araç üzerinde kullanılan mevcut akson ile aynı olacak şekilde tasarlanmıştır.



Şekil 4.16 Akson ve kısımları

Şekil 4.16'deki aksone iç rulman yatağı ve dış rulman yatağına monte edilen konik rulmanlarla tekerlekle birlikte dönen poyra bağlantısı yapılır. Sızdırmazlık elemanı montaj çapı olarak gösterilen bölgeye yaylı keçe monte edilir ve sistem içindeki gres yağının dışarı çıkması engellenir. Muylu ucuna monte edilen muylu ucu somunu ve diğer emniyet elemanları ile rulmanların aksenal hareketi emniyet altına alınır.

Benzer bir tekerlek grubu yataklamasına ilişkin resim şekil 4.17'de görülebilir.



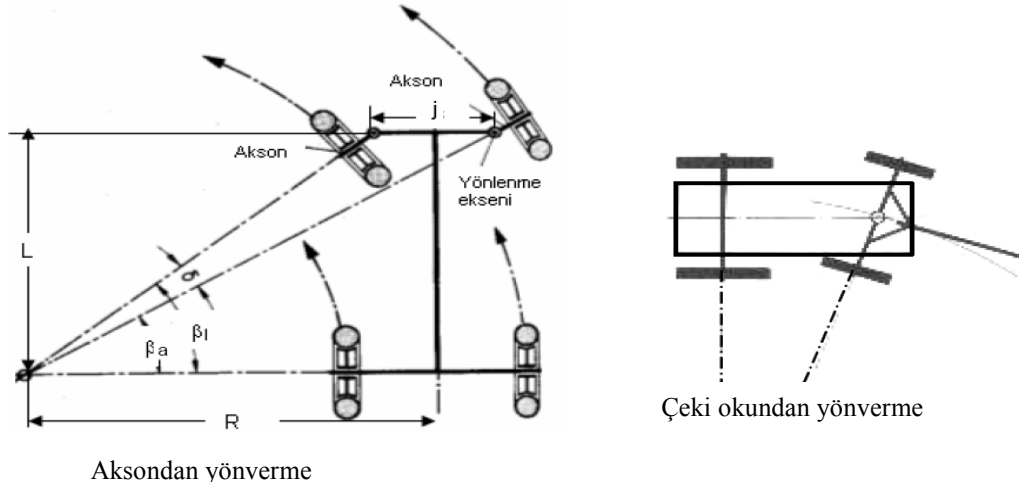
Şekil 4.17 Tekerlek yataklaması iç detayı

Tüm diğer parçalar için olduğu gibi akson için de sonraki bölümlerde anlatılan sonlu eleman analizleri yapılmış, parçaların son ölçülerine bu analizlerin sonuçları ışığında karar verilmiştir.

BÖLÜM BEŞ YÖNLENDİRME TRAPEZİ TASARIMI

5.1 Aksondan Yön Verme

Motorlu araçlar aksondan yön verme sistemine sahiptir. Bu sistemde yön verilen bir tekerleğin aksonu (tekerleğin yatakladığı mil) yönlenme eksenini (kaster ekseni) etrafında sola sağa doğru salınır. Şekil 5.1 'de gösterildiği gibi, at arabaları okundan aksın orta noktasından dönmesi ile yapılan yönlendirme sisteminin aksine, aksondan yön vermede aks aralığı (L) sabit kalır.



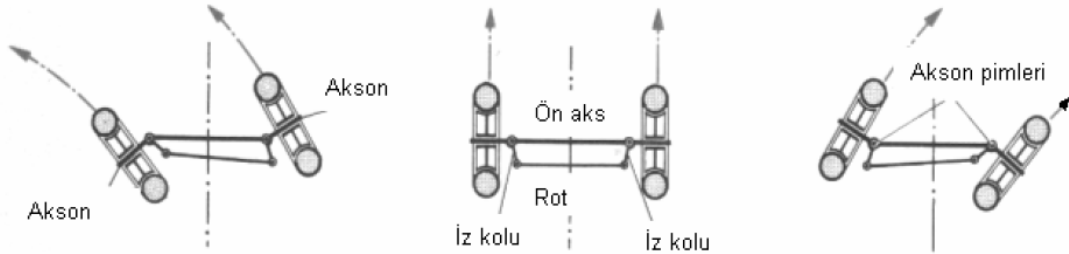
Şekil 5.1 Yönlendirme biçimleri

Bir virajın geçilmesi esnasında bir aracın tekerlekleri farklı mesafeleri kat eder. Düşük hızlarda, yön verilen ön tekerleklerin aksın ortasına uzantılarının arka aksın orta eksenine uzantısı ile bir noktada (viraj merkezinde) kesişecekleri için araç virajı Ackerman prensibine göre hatasız döner. Viraj içindeki tekerlek dışındakine oranla daha fazla yönlenme açısı (direksiyon açısı) almıştır. Bu değer δ kadardır ve bu durum yön verme trapezi ile sağlanır.

$$\tan \beta_i = \frac{L}{R - \frac{j}{2}}; \tan \beta_a = \frac{L}{R + \frac{j}{2}} \Rightarrow \cot \beta_a = \cot \beta_i + \frac{j}{L}$$

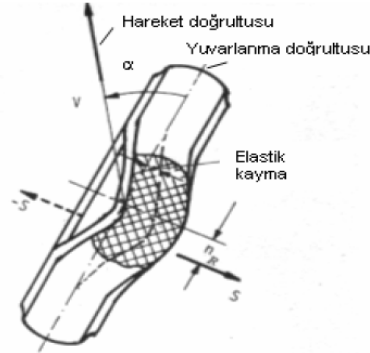
Aksın miline sabit olarak bağlı tekerlek iz kolları rot kolu ile doğrusal harekette bir trapez şeklini oluşturduğu için bu isim verilmiştir. Aksın, dingil

pimine kaymalı veya rulmanlı yatakla salınabilir şekilde yataklanmıştır. İz kolu ve rotkolu mafsallı olarak birbiri ile bağlıdır. İz kolu ve rot kolu arasındaki açı $> 90^{\circ}$ olduğu için ön tekerleklerin yönlenmesi esnasında viraj içindeki tekerlek daha fazla direksiyon açısı alır.



Şekil 5.2 Yönverme trapezi ve tekerlek pozisyonları

Viraj yüksek bir hızla geçiliyorsa tekerlekler artık çevrildikleri doğrultuda hareket etmezler, bilakis bu doğrultudan belirli bir açı altında sürüklenirler (Şekil 5.3). Bu açıya diyagonal hareket açısı denilmektedir. Pnömatik lastikler, $15^{\circ}\sim 20^{\circ}$ arasındaki diyagonal hareket açılarında en yüksek yanal yönlenmeye sahip olurlar.



Şekil 5.3 Diyagonal hareket

Viraj davranışı iyi olan araçların yön verilmesi, yarıçapı 20 m ve üzerindeki virajlarda yön verilen her iki ön tekerlerin birbirine yaklaşık paralel duracak şekilde, düşük yarıçaplı virajlarda ise şekil 5.2'de verildiği gibi olacak şekilde tasarlanır. Bu yaklaşım sayesinde yüksek hızla geçilen virajlarda daha fazla yönlendirilen viraj dışındaki ön tekerleğin daha iyi yanal yönlenmesi (yüksek yan kuvvet alması) ve direksiyonun daha çabuk cevap vermesi temin edilebilmektedir. Buna karşın düşük hızla geçilebilen dar virajlarda tekerlekler neredeyse ortak bir viraj merkezi etrafında yuvarlanmaktadır. Bu şekilde daha düşük direksiyon hatası

ortaya çıkmaktadır. Böylece tekerleklerin yolu kazımaları da oldukça azalmaktadır. (Kuralay,2008 s.417~423)

5.2 Yönverme Sistemi Tasarımı

Modern taşıtlarda yön verilen tekerleklerin eğrisel bir yörünge üzerinde ideal kaymasız dönme hareketi için tekerlek eksenlerinin bir noktada kesişme şartı (Ackerman prensibi) ancak ön tekerleklerin şekil 5.4 'de gösterildiği gibi tekerleklerin birbirinden farklı β_i ve β_a yönlenme açılarına sahip olmaları ile mümkündür. Bunu sağlamak için kullanılan mekanizmaların tasarımı bu bölümde ele alınacaktır. Ackerman prensibi olarak da ifade edilen ve şekil 5.1 'de verilen geometriden hareketle yazılan

$$\tan \beta_i = \frac{\frac{L}{j} \tan \beta_a}{\frac{L}{j} - \tan \beta_a}$$

İfadesinde $\beta_i = 0 \sim 35^\circ$ arasındaki dönme açılarına karşılık elde edilen β_a açısı kaymasız bir dönme için gerekli teorik açıdır. Fakat, bugün kullanılan trapez ve diğer yön verme sistemleri bu şartı sağlayamamaktadır. Genelde basit olması nedeniyle trapez yön verme sistemi ve türevlerinde ısrar edilmektedir. İyi bir kumanda mekanizmasından istenen yukarıdaki denklemden belirlenen β_{i0} ile gerçekte ortaya çıkan β_i açısı arasındaki farkın

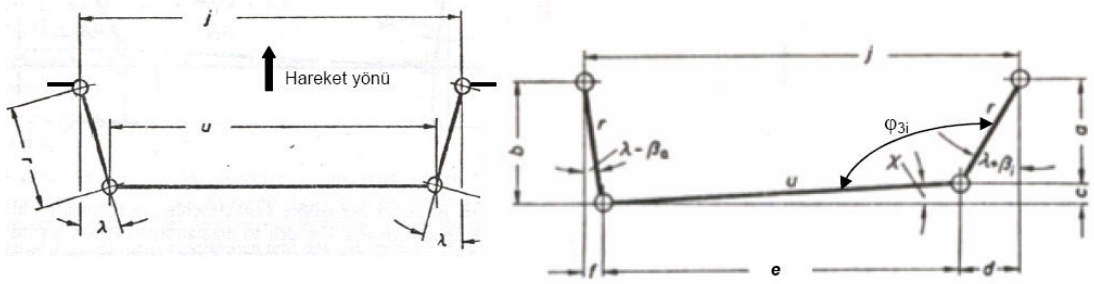
$$\beta_a = 30^\circ \text{ 'ye kadar } (\beta_i - \beta_{i0}) \leq \frac{1}{2}^\circ$$

Olmalıdır. Trapezin boyutları ve kenar açıları nedeniyle bu gerçekleşemez ise,

$$\beta_a = 20^\circ \text{ 'ye kadar } (\beta_i - \beta_{i0}) \leq \frac{1}{2}^\circ$$

Olmalıdır. Bu sayede virajdaki hızlı dönüşlerde taşıt kontrolü muhafaza edilebilsin.

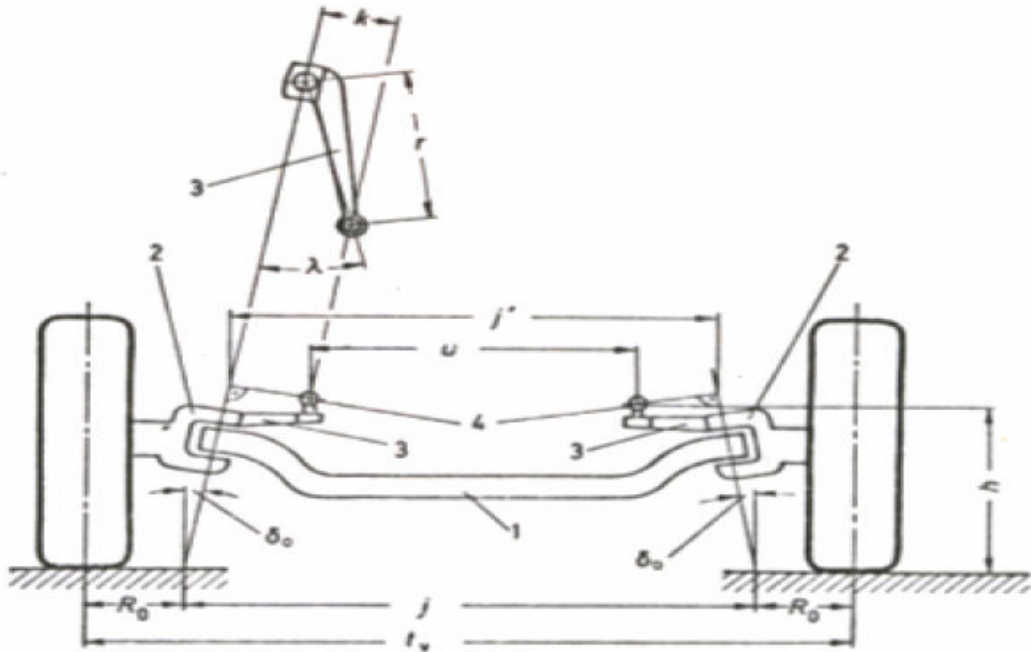
Taşıt yön verme sisteminin tasarımında çözüm, ideal olan şartı sağlayacak mekanizmanın bulunmasından ziyade ortaya çıkan hata değerinin belirli sınırlar altında kalacak şekilde taşıt özelliklerine bağlı olarak tasarlanmasıdır. (Kuralay,2008 s.430~448)



Şekil 5.4 Yönlendirme sisteminin doğrusal hareket ve sağa saptmış durumu

5.3 Yönverme Trapezinde İzkolu açısının Belirlenmesi

Sabit ön akslarda orta bölme olarak görev yapan dingil (Şekil 5.5 'de 1 nolu parça) uçlarına akson pimleri yataklanabilecek şekilde form verilir. Herhangi bir yönlenme durumunda akson (2) dingil pimi eksenleri etrafında döner. Dingil pimleri araca doğru δ_0 dingil pimi açısı kadar düşeyden sapar şekilde eğimlidir. Dingil pimi ekseninin uzantısının zemine temas noktasının tekerlek temas noktası ortasına olan mesafesi R_0 dır. Aksonlara, gerçek uzunlukları r olan ve araç boyuna eksenini ile üstten bakıldığında görülebilen bir λ açısı yapan iz kolları (3) sabitlenmiştir.



Şekil 5.5 Sabit akslarda yönverme trapezi tasarımı için gerekli mesafe ve açıları

Şekil 5.5 'de gösterilen $j = t_v - 2.R_0$ uzunluğu, dingil pimi eksenlerinin zemine temas noktaları arasındaki mesafeyi vermektedir. Yola dik duran dingil piminde rot kolu mafsal noktalarının h seviyesine isabet eden j' mesafesi hesaplamalarda gereklidir. Eğer dingil pimi ε_0 kaster açısı kadar araca doğru eğimli ise, ön aks çizim yoluyla tekerlek orta noktasından geçen dönme eksen etrafında (yani tekerlek dinamik yarıçapı r_{dyn} yüksekliğinde) h mesafesinin ölçümü için dikey yöne doğru döndürülmelidir. Şayet mafsal orta noktalarının yere olan yüksekliği h_ε , kaster açılı bir araçta biliniyorsa, h mesafesi h_ε değerinden ölçüm tekniği açısından hesaplanabilir.

Çalışmanın bir sonraki kısmında anlatılacak olan yönverme trapezinin optimizasyonu bilgisayar yardımıyla yapılacağından ve şekil 5.5 'de gösterilen ölçü değerlerinin tamamının askı sistemi 3 boyutlu tasarımından alınacak olduğu için bu ölçülerin hesaplanma şekline burada değinilmeyecektir. Bu hesaplamalar bu kısmın kaynak olarak referans gösterildiği literatürden alınabilir.

Bahsedilen ölçü değerleri bulunduğu, nihai olarak viraj dışındaki tekerleğin ideal dönme açısının viraj içindeki tekerleğin dönme açısına bağlı olarak bulunduğu denklem aşağıda verilmiştir.

$$\cot \beta_{a0} = \cot \beta_{i0} + \frac{j}{L} \quad (\text{Denklem 5.1})$$

Buradaki j ölçüsü şekil 5.5'de görülebilir ve t_v-2R_0 bağıntısı ile hesaplanır. L ise aracın aks açıklığıdır.

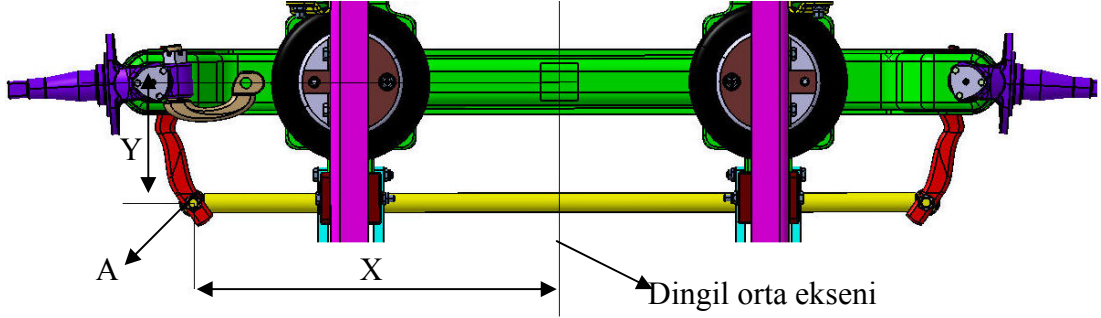
Yönverme trapezinin tasarımında dikkat edilecek başka bir tasarım kısıtı izkolu, r ölçü değeridir. Bu ölçü şekil 5.5 'de görülebilir. r değeri için genel kabul, r/j oranının 0,1~0,15 olması gerekliliğidir. (Kuralay,2008 s.430~448)

5.4 Tasarımı Yapılan Araca Uygun Yönverme Trapezi Tasarımı

5.2 ve 5.3 bölümlerinde yönverme trapezinin tasarımı ile ilgili genel bilgilere yer verilmişti. Bu bölümde de askı sistemini tasarladığımız araç için uygun yönverme trapezinin tasarımı ile ilgili çalışmalara yer verilecektir. Yönverme trapezinin optimizasyonu için daha önce bölüm 5.3'de verilen bilgiler ışığında bir bilgisayar programı kullanılmıştır. Optimizasyon için kullanılan yazılım RecurDyn yazılımıdır.

Bu yazılım daha sonraki bölümde çeşitli yol senaryoları için sistem bağlantı noktalarına etki eden kuvvetlerin bulunmasında da kullanılmıştır. Yazılım katı cisim mekaniği kurallarını kullanarak çözüm yapan bir programdır.

Aşağıda şekil 5.6'da çalışmada koordinatları belirlenecek noktalar gösterilmiştir.



Şekil 5.6 Yönverme trapezi tasarımında bulunacak parametreler

Yapılacak optimizasyon sonucunda A noktasına ait X ve Y ölçüleri bulunacaktır. Bunun için daha önceden verilen denklem 5.1 kullanılacaktır. Bu denklemi hatırlamak gerekirse:

$$\cot \beta_{a0} = \cot \beta_{i0} + \frac{j}{L}$$

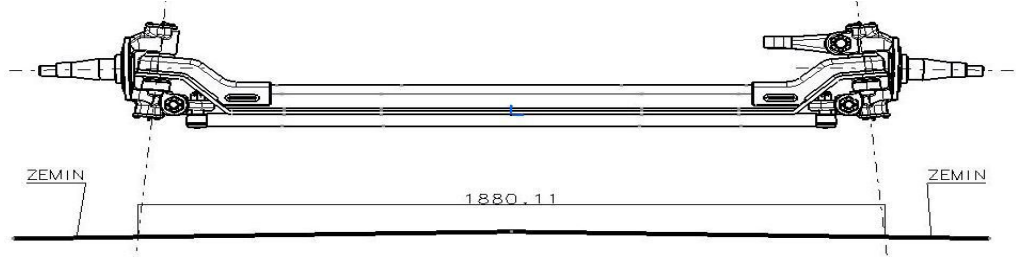
Denklemdaki β_{a0} virajın dışındaki tekerleğin ideal dönme açısı, β_{i0} virajın içindeki tekerleğin ideal dönme açısıdır. L ise aracın aks açıklığıdır. J ölçüsünün işaret ettiği parametre 5.3 bölümünde açıklanmıştır.

Tasarıma başlarken elimizde sadece aracın aks açıklığı bulunmaktadır. Bu değer aracın kataloglarında 3800 mm olarak verilmiştir.

İkinci olarak hesaplamamız gereken sistem optimizasyonunun hangi açı değerleri arasında yapılacağıdır. Araç kataloglarında aracın minimum dönme yarıçapı olarak 7,5 m verilmiştir. Bulunması gereken bu minimum dönme yarıçapı için viraj içindeki tekerleğin kaç derecelik bir dönüş yapması gerektiğidir. 5.1 bölümünde viraj içindeki tekerleğin dönme açısı için aşağıdaki bağıntı verilmiştir.

$$\tan \beta_{i0} = \frac{L}{R - \frac{j}{2}} \quad \text{dir.} \quad (\text{Denklem 5.2})$$

Bu denklemde R yerine 7500 mm yazılıp β_{i0} değerinin bulunması gerekir. Ancak denklemdeki bir diğer bilinmeyen j değeridir. Şekil 5.7'de j değeri gösterilmiştir.



Şekil 5.7 J değerinin çizimle bulunması

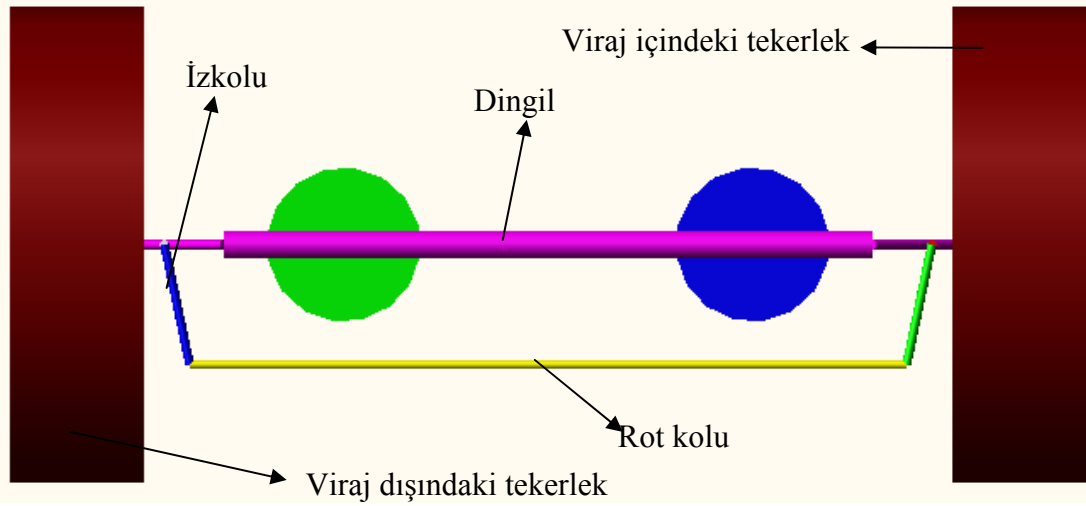
Şekil 5.7’de daha önce tanımlanan j ölçüsü matematiksel hesap yerine modellenmiş askı sistemi üzerinden ölçülerek bulunmuştur. Çizim sonucunda bulunan bu ölçü 1880,11 mm dir.

Bu değer denklem 5.2’de yerine koyulursa:

$$\tan \beta_{i0} = \frac{L}{R - \frac{j}{2}} = \frac{3800}{7500 - \frac{1880,11}{2}} \Rightarrow \beta_{i0mak} = 30^{\circ} \text{ dir.}$$

Yani yönverme trapezi optimizasyon işlemi $0 \sim 30^{\circ}$ arasında yapılacak ve daha önce anlatıldığı gibi tasarım kriteri olarak maksimum $0,5^{\circ}$ hata kabul edilecektir.

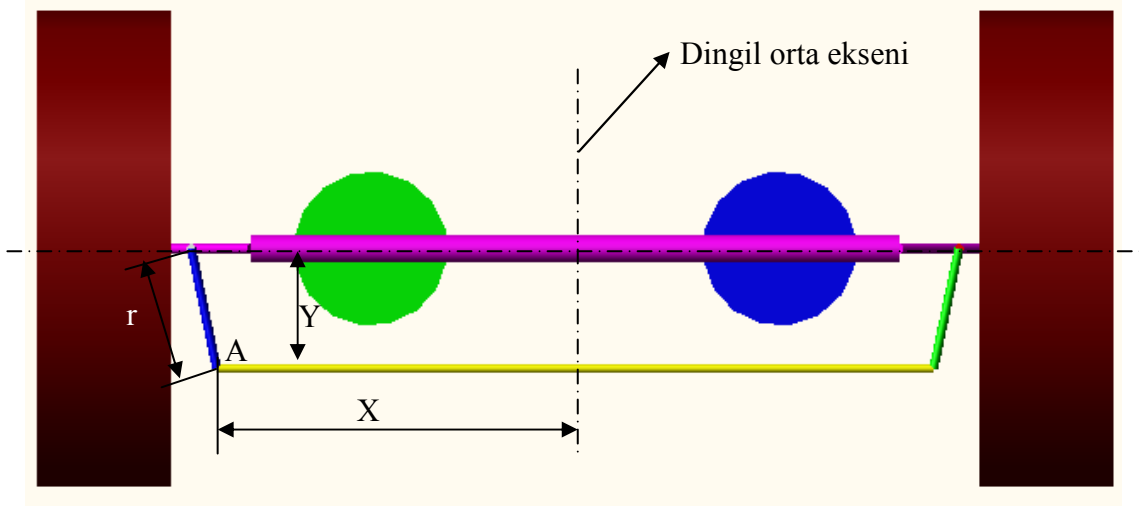
Şekil 5.8’de RecurDyn programında trapez optimizasyonu için kullanılan model verilmiştir.



Şekil 5.8 Yönlendirme trapezi optimizasyonu için kullanılan model

Şekilde gösterilen model 3 boyutlu olarak kurulmuştur. Modelden hesaplanacak açı değerlerinde dingil pimi, kaster ve kamber açılarının da etkileri görülmektedir. Simulasyonda viraj içindeki tekerlek $0 \sim 30^{\circ}$ arasında döndürülmüştür. Simulasyon içerisinde yazılan algoritma ile viraj içerisindeki tekerleğin dönüş açısına bağlı olarak denklem 5.1 de verilen viraj dışındaki tekerleğin ideal dönüş açısı programa

hesaplatılmıştır. Ayrıca içteki tekerleğin dönüş açısına bağlı olarak trapezin hareketi sonucu ortaya çıkan dıştaki tekerin dönüş açısı da bilinmektedir. Programda bu iki açı değeri arasındaki fark alınarak, yönverme trapezinin o açı değeri için hata miktarı hesaplatılmıştır. Programın optimizasyon özelliği kullanılarak aşağıda şekil 5.9’da verilen parametreler optimize edilmiştir. (RecurDyn user Manual)



Şekil 5.9 Yönverme trapezi optimizasyonunda kullanılan parametre ve çıktıları

Hazırlanan optimizasyon kodu X ve Y değerlerini değiştirerek ortaya çıkacak r ve maksimum yönverme hatası değerlerini bize verecektir. İlk aşama olarak çok geniş bir aralıkta X ve Y nin 36 değeri için optimizasyon yapılmıştır. Bu optimizasyon sonucu elde edilen sonuçlar şekil 5.10 ‘da verilmiştir.

Trial	Y	X	r	Maks_Hata
19	259.	780.	266.92531	1.2112333
20	259.	784.	265.98616	0.97390282
21	259.	788.	265.10403	0.73565278
22	259.	792.	264.27951	0.49644404
23	259.	796.	263.51313	0.5011943
24	259.	800.	262.80541	0.58498382
25	262.	780.	269.83722	1.1493962
26	262.	784.	268.90823	0.91375949
27	262.	788.	268.03572	0.67723362
28	262.	792.	267.22024	0.44297707
29	262.	796.	266.46233	0.51546661

Şekil 5.10 36 değerle koşturulan ilk optimizasyon sonuçları

Şekil 5.10’da gösterilen 28 numaralı iterasyonda $X = 792$, $Y = 262$ değerini alırken maksimum yönverme hatası da koşturulan değerle arasındaki minimum değerini almış ve 0,443 olarak bulunmuştur. Bu değerlere karşılık gelen r değeri ise 267,2 mm olmuştur. Daha önce r değerinin 0,1~0,15 j olması gerektiği belirtilmişti. Bulunan j değeri 1880,11 olduğunda r değerinin 188~282 mm arasında olması gerekir.

Hem bulunan maksimum hata değeri hem de r değeri kabul edilir değerlerdir. Ancak daha iyi bir sonuç bulabilmek için bir iterasyon daha yapılabilir. İlk iterasyon sonucu ortaya çıkan sonuç optimum sonuçta X değerinin yaklaşık 792 Y değerinin ise yaklaşık 262 olduğudur. İkinci iterasyon olarak X değeri 785~795 arasında, Y değeri ise 255~265 arasında değiştirilmiştir. Ortaya çıkan ikinci optimizasyon sonuçları şekil 5.11 de görülebilir.

Trial	Y	X	r	Maks_Hata	LAMI
83	262.	790.	267.62082	0.55862542	11.
84	262.	791.	267.41874	0.49923289	11.
85	262.	792.	267.22024	0.44297707	11.
86	262.	793.	267.02535	0.45988977	11.
87	262.	794.	266.83406	0.47759173	10.
88	262.	795.	266.64638	0.49610872	10.
89	263.	785.	269.65999	0.83505505	12.
90	263.	786.	269.44089	0.77609413	12.
91	263.	787.	269.22531	0.71707709	12.
92	263.	788.	269.01328	0.65800336	12.
93	263.	789.	268.80481	0.60887733	11.

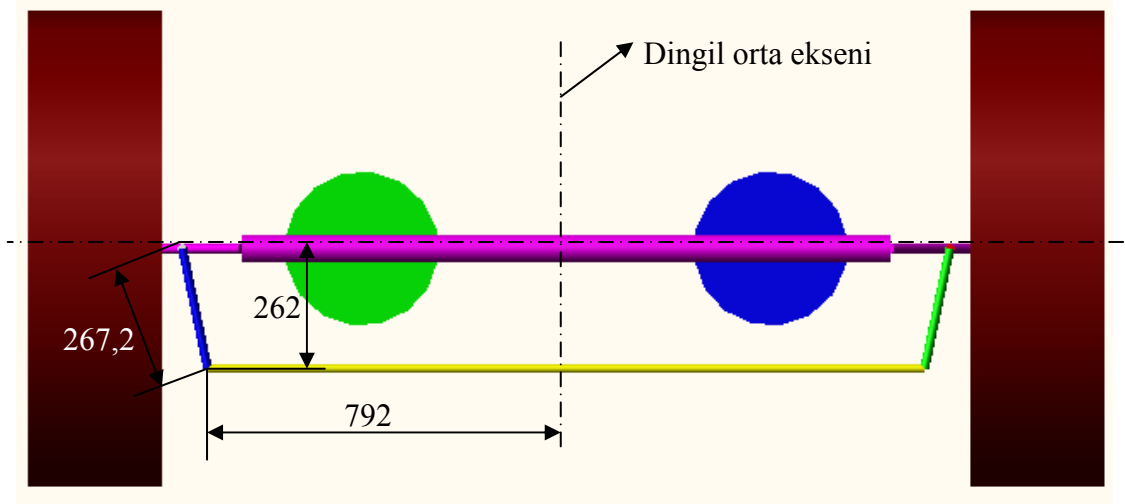
Şekil 5.11 İkinci optimizasyon sonuçları

Şekil 5.11 ‘de işaretlenen 85. iterasyon sonucunda maksimum yönverme hatasının minimum değeri olan 0,443 değerine ulaşılmıştır. Bu değere karşılık gelen r değeri ise 267,2 mm olmuştur. Sonuç olarak hem elde edilen maksimum hata değeri hem de r deveboynu uzunluğu 85. iterasyonda optimum seviyeye gelmiştir. İlk iterasyonda ulaşılan değer, ikinci iterasyonda da optimum çözüm olarak karşımıza çıkmıştır.

Optimum tasarımda :

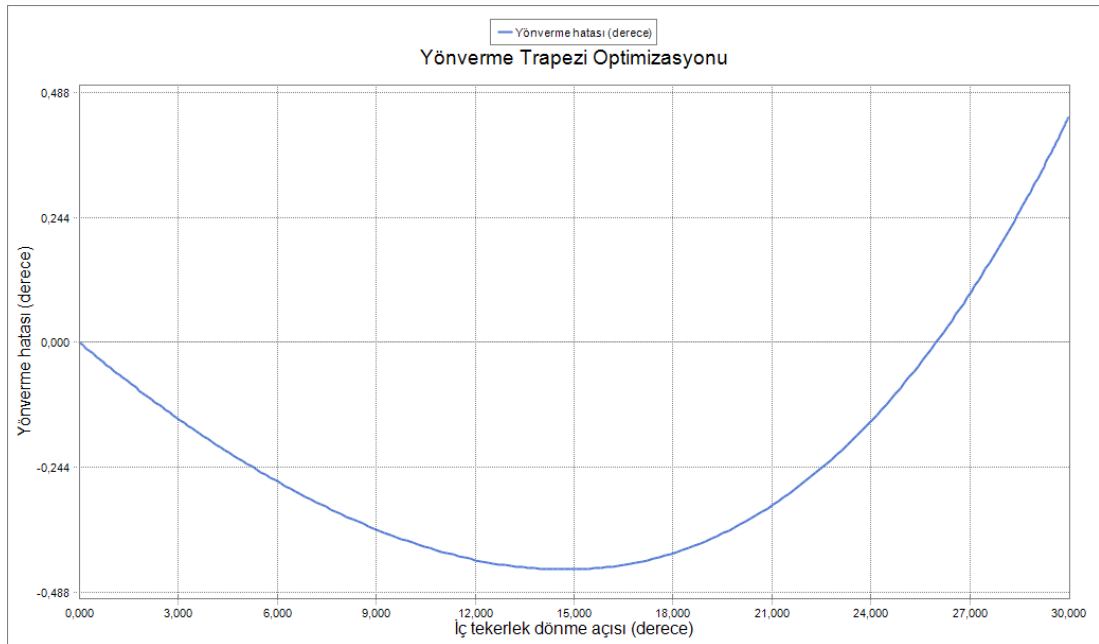
$X = 792$ mm olurken $Y = 262$ mm olmuştur.

Optimum tasarımda oluşan ölçüler şekil 5.12’de verilmiştir.



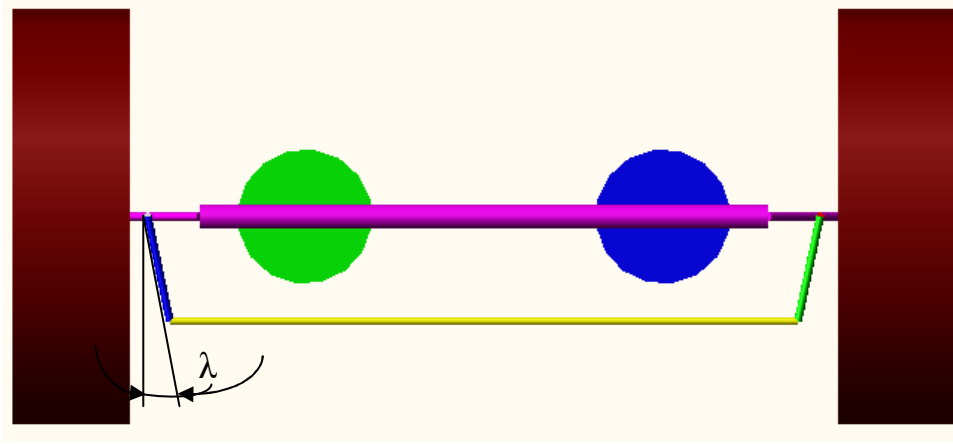
Şekil 5.12 Optimizasyon sonucu ortaya çıkan kesin ölçüler

Optimize edilmiş değerlerle tasarlanan yönverme trapezinin viraj içindeki tekerleğin dönüş açısına bağlı olarak hata miktarı şekil 5.13 'de verilmiştir.

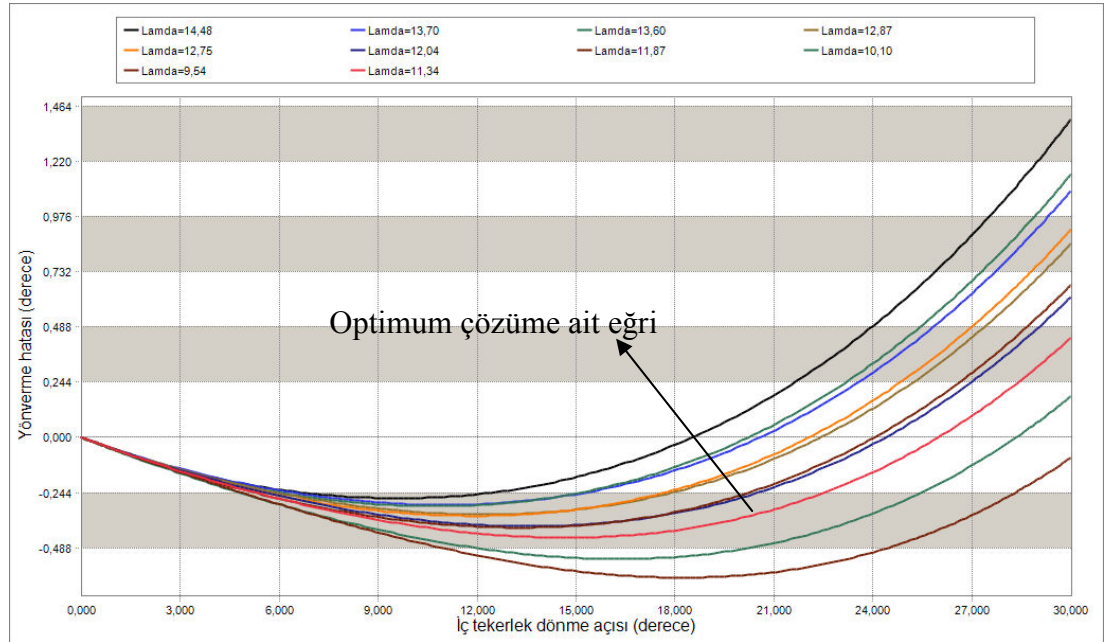


Şekil 5.13 İç tekerlek dönme açısı –trapez hatası

Yönverme trapezi hatasının şekil 5.14'de verilen λ açısının çeşitli değerlerine bağlı olarak değişimi şekil 5.15'deki grafikte görülmektedir.



Şekil 5.14 λ açısının gösterimi

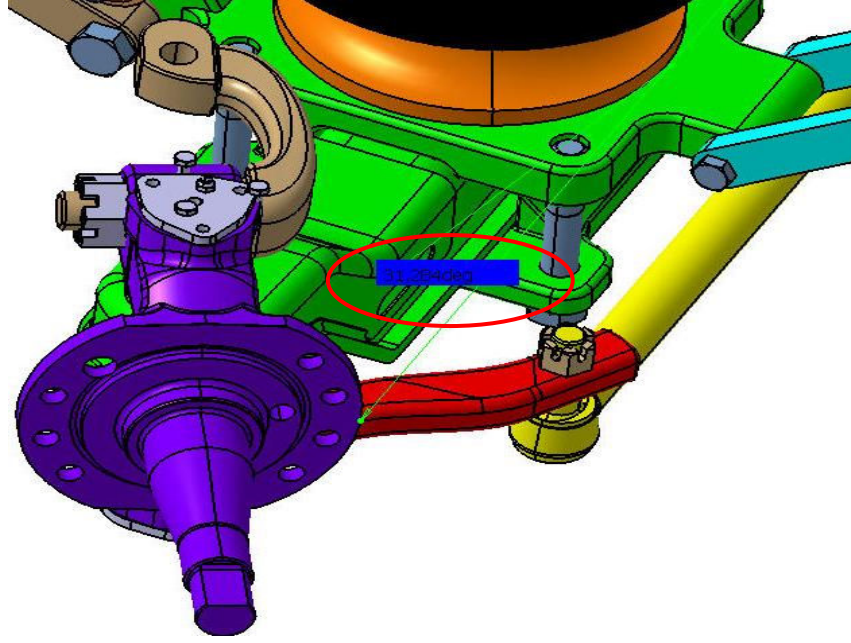


Şekil 5.15 Yönerme trapezi hatasının λ açısına bağlı değişimi

Şekil 5.15'de görülen eğrilerden istenilen $\pm 0,5^0$ maksimum hata şartını sağlayan tek eğri kırmızı ile gösterilen $\lambda=11,34^0$ eğrisidir. Bu eğriye ait değerler aynı zamanda daha önce anlatılan optimum çözüm noktasındaki değerlerdir.

Belirlenen değerlerden sonra süspansiyon sisteminde deveboynu bağlantı noktaları da kesinleştirilmiştir. Ancak son bir kontrol olarak modellenen trapez sisteminde tekerleğin 30^0 dönmesi durumunda parçalar arasında girişim olup olmadığı kontrol edilmelidir. Tekerleklerden birinin 30^0 döndüğü durumda oluşan geometri şekil 5.16'de verilmiştir. Şekilde görüldüğü gibi tekerleğin 31^0 dönmesi durumunda

bile parçalar arasında herhangi bir girişim meydana gelmemektedir ve yeterli boşluk bulunmaktadır.



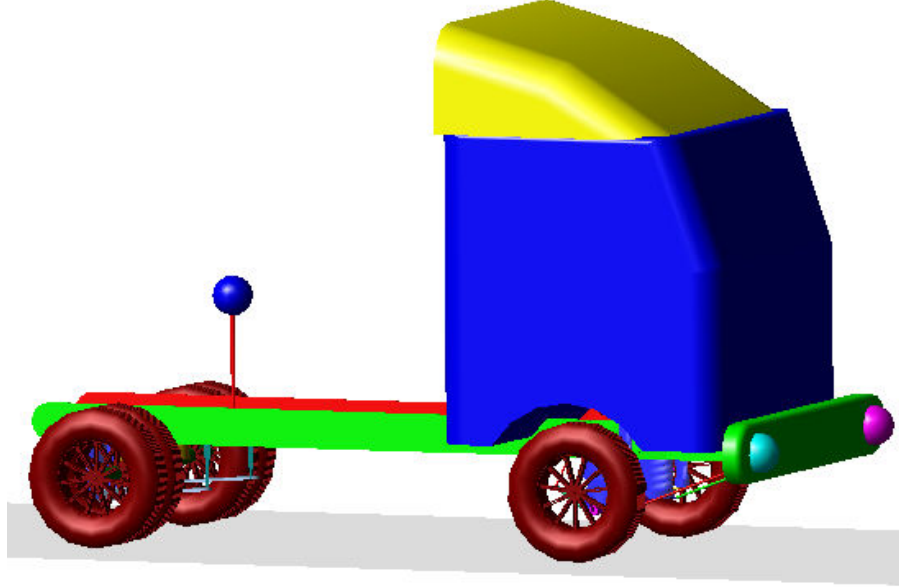
Şekil 5.16 Tekerleğin maksimum dönüşü sırasında oluşan geometri

BÖLÜM ALTI

ARAÇ DİNAMIĞI ÇALIŞMALARI

6.1 Araç Dinamiği Çalışmalarında Kullanılan Metodoloji ve Yazılım

Tasarlanan askı sisteminin taşıma kapasitesi 7100 kg olarak daha önce belirlenmişti. Ancak bu taşıma kapasitesi esasen askı sisteminin statik yüküne işaret eder. Askı sisteminin mukavemet değerlerinin bulunması ve bu sistem için güvenli tasarım kriterlerinin ortaya konması için sistemin maruz kalacağı dinamik yüklerin de belirlenmesi gerekir. Bu amaçla aşağıda şekil 6.1 'de genel görünüşü verilen bir araç dinamik modelinin oluşturulması gereklidir.



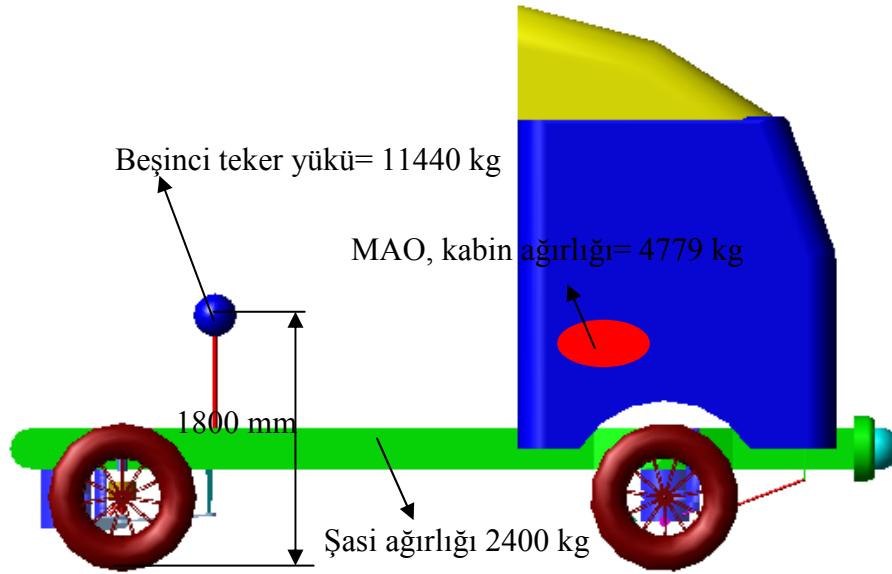
Şekil 6.1 Dinamik yüklerin hesaplanması için kullanılan araç dinamiği modeli

Şekil 6.1 'de görülen modelde tüm parçalar rijit olarak modellenmiştir. Araca ait lastikler kullanılan yazılımın kütüphanesinde bulunan lastiklerden hazır olarak seçilmiş ve karakteristikleri tanımlanmıştır. (RecurDyn User Manual) Ayrıca sistemde kullanılan yay ve sönüm elemanları modellenmiş bunlara ait karakteristikler tanımlanmıştır. Sistem parçalarının birbirleriyle ve şasi ile bağlantıları mafsallar veya burçlar yardımıyla yapılmıştır. Oluşturulan araç modeline ait daha detaylı bilgi bir sonraki bölümde verilecektir.

Araç dinamiği modelinin kurulmasında kullanılan yazılım RecurDyn isimli G.Kore menşeyli bir yazılımdır. Yazılım esas olarak katı cisim mekaniği teorisini ve kurallarını kullanarak çözüm yapan bir programdır. İçerisinde çeşitli amaçlar için özelleşmiş modüller de barındırmaktadır. Bu modüller yardımıyla kullanıcıya ilgilendiği sistemi daha kolay modelleme imkanı sunmaktadır. Örneğin yazılım içindeki Track HM modülü ile tank gibi yüksek hareket kabiliyetine sahip paletli araçlar modellenebilmektedir. Yazılım 2000 yılında piyasaya sürülmüştür. Ancak kullanıcı alanı her geçen gün artmaktadır. Bu artışın en önemli sebebi programın aynı işi yapan benzer yazılımlardan farklı olarak kullandığı çözüm metodolojisidir. Yazılım Recursive Dynamic teori olarak isimlendirilen bir metodolojiyi çözüm işlemlerinde kullanmaktadır. Bu metodoloji ile, sistemi oluşturan tüm parçaları tek bir koordinat sistemine göre çözmek yerine her bir parçayı kendi bağıl koordinat sistemine göre çözer böylece çözüm sırasında oluşan denklemlerin hantallığından kurtulmuş olur. Bu yüzden çok yüksek serbestlik dereceli sistemleri oldukça kısa zamanda çözebilmektedir. Programın başka bir özelliği rijit ve elastik parçaların birlikte yer aldığı modelleri çözebilmesidir. Bu sayede başka bir sonlu elemanlar programına gerek kalmadan yapı üzerinde oluşan gerilme ve şekil değiştirmeler görülebilir. Ancak elastik çözüm (Fflex, Rflex) oldukça büyük işlem kapasitesine sahip bilgisayarlar gerektirdiğinden bu çalışmada parçalar üzerinde oluşan gerilmeler bir sonlu elemanlar yazılımı ile belirlenmiştir. (RecurDyn Theoretical Manual)

6.2 Araç Dinamiği Modeli Detayları

Bu bölümde dinamik yüklerin hesaplanmasında kullanılacak olan araç dinamiği modeli ile ilgili genel bilgiler verilmiştir. Bilindiği üzere askı sistemini tasarladığımız araç çekici türü bir araçtır ve bu araçlar arkalarında bir yük katarı çekerler. Ancak aracın arkasına çok çeşitli tiplerde katarlar bağlanabileceği için araç dinamiği modeline bu katarları da eklemek çok özel bir çözüm olacaktır. Bu yüzden şekil 6.2'de gösterildiği gibi aracın 5. teker ekseninden, araca ait maksimum beşinci teker yüküne karşılık gelecek ağırlıkta bir küre konmuştur.



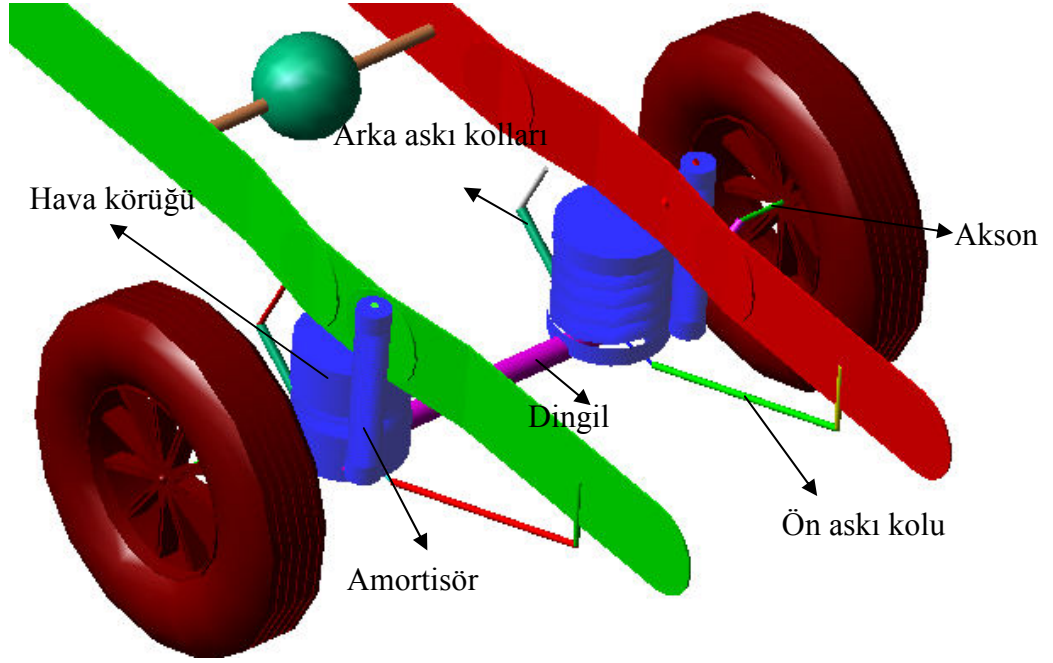
Şekil 6.2 Araç dinamiği modeli 5. teker yükü

Model üzerine şekil 6.2’de verilen ağırlıklar eklenmiştir. Araçta kullanılan 295/80 R22,5 lastiğine ait lastik parametreleri lastik kataloğundan alınmış ve yazılımın ilgili bölümünde tanımlanmıştır. Bu parametreler aşağıda görülebilir.

Tire Property		
Unloaded Tire Radius (R1)	521.75	Pv
Carcass Radius of Toroidal Tire (R2)	100	Pv
Vertical Tire Stiffness	1182.444	Pv
Longitudinal Tire Stiffness	197262.	Pv
Lateral Tire Stiffness by Slip Angle	483552.	Pv
Lateral Tire Stiffness by Camber Angle	7.	Pv
Rolling Resistance Moment Coefficient	5.	Pv
Tire Radial Damping Ratio	0.75	Pv
Friction Coefficient at Zero Slip	1.	Pv
Friction Coefficient for the Full Slip	0.8	Pv
<input type="button" value="Import"/> <input type="button" value="Export"/> <input type="button" value="Close"/>		

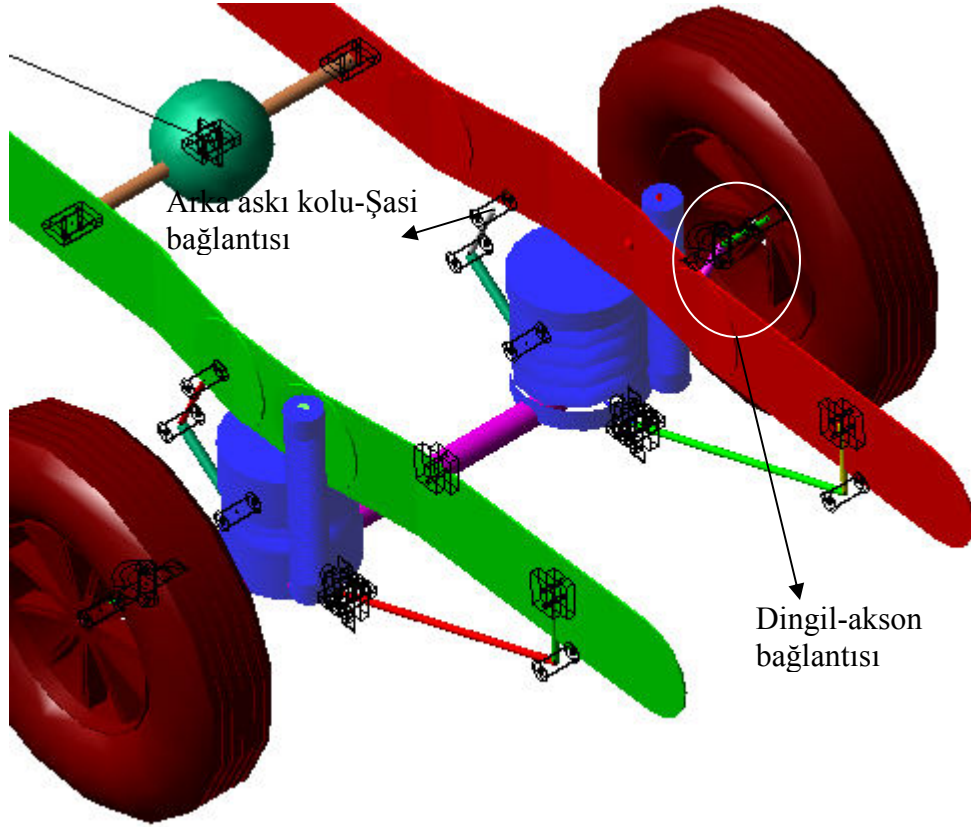
Şekil 6.3 295/80 R22,5 lastik parametreleri

Ayrıca karakteristik eğrileri şekil 3.4’de verilen hava körüğüne ilişkin karakteristik ve hız-kuvvet değerleri tablo 3.1’de verilen amortisöre ilişkin karakteristik program içerisinde tanımlanmıştır. Aşağıda şekil 6.4’de kabini gizlenmiş model üzerinde, model detayları görülebilir.



Şekil 6.4 Araç dinamik modeli ön aks componentleri

Şekil 6.4’de verilen tüm parçalar rijittir, bu nedenle parçaların kesitleri önemsizdir. Önemli olan parçaların birbirleriyle olan bağlantı noktaları ve parçalara ait kütle, atalet bilgileridir. Bu modelde parçaların birbirleriyle olan bağlantıları mafsallar yardımıyla tanımlanmıştır. Şekil 6.5 ‘de kullanılan mafsallardan örnekler gösterilmiştir.



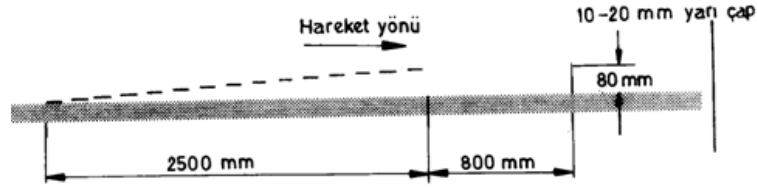
Şekil 6.5 Araç dinamiği modelinde kullanılan mafsallardan örnekler

Kurulan bu model, tasarlanan aracın ve askı sisteminin özelliklerine uygun olarak karşılaşılabileceği dinamik yol koşulları altında simule edilmiş ve bağlantı noktalarında ortaya çıkan kuvvetler ve yaylandırılmış kütlelerin ivmeleri belirlenmiştir. Bir sonraki kısımda anlatılacak olan bu yol senaryoları tamamen rastgele ve gözlemlere dayalı olarak belirlenmiştir. Araç tasarım standartlarında bu gibi test parkurlarına rastlanmaz. Araç tasarımcısı ve imalatçısı firmaların uzun yıllar ve deneyim sonucu elde ettikleri verilerin en önemlilerinden biri tasarladıkları araçlar için kullanacakları test yollarıdır. Daha sonraki aşamalarda anlatılacak olan sonlu elemanlar analizleri tamamen bu yol senaryoları referans alınarak yapılmıştır.

6.3 Dinamik Yol Simulasyonları

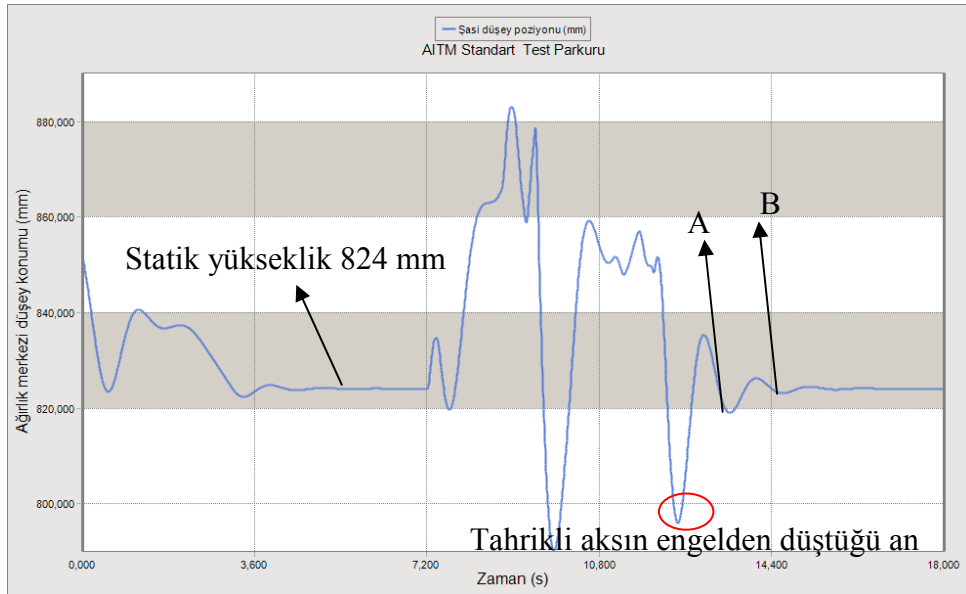
6.3.1 AITM Standart Test Parkuru Simulasyonu

Araçların süspansiyon karakteristiklerinin doğru tasarlandığını kontrol etmek için AITM (Araç İmal Tadil Montaj) yönetmeliğinde standart bir test tanımlanmıştır. Bu teste göre araç tam yüklü haliyle aşağıda şekil 6.6 'da verilen test parkurundan 5 km/h sabit hız ile geçirilir ve tahrikli tekerlek engelden düştükten sonra oluşan salınımlar incelenerek sisteme ait doğal frekans ve sönüm oranı hesaplanır, bu değerlerin daha önce de tanımlanan standart değerlere uyup uymadığı kontrol edilir. (Araç İmalat, Tadilat ve Montaj Yönetmeliği s.65~66)



Şekil 6.6 AITM'de tanımlanan standart süspansiyon test yolu

Araçın bu tanımlanmış standart yoldan 5km/h sabit hızla geçirilmesi sonucunda oluşan şasi düşey yer değiştirmesi şekil 6.7 'de görülmektedir.



Şekil 6.7 AITM test parkuru şasi ağırlık merkezi düşey konumu

Standartta incelenmesi gereken noktalar A ve B noktalarıdır. Bu noktalara ait zaman ve ağırlık merkezi yüksekliği değerleri aşağıdaki gibidir.

A noktası: $t=13,538$ s $Y= 818,998$ mm

B noktası: $t=14,488$ s $Y= 823,119$ mm

Herhangi bir sistemin salınım grafiğinden frekans hesabı, bilindiği üzere sistemin salınımları arasında geçen zamanın tersi alınarak hesaplanır. Bu hesap tasarlanan süspansiyon sistemi için yapılırsa:

$$f = \frac{1}{t_b - t_a} = \frac{1}{14,488 - 13,538} = \frac{1}{0,95} = 1,06 \text{ Hz}$$

Olarak bulunur. Bu değer daha önce 3.1 bölümünde hava körüğü seçimi yapışırken bulunan 1,09 değerine oldukça yakındır. Aradaki küçük farklılık lastiklerin yay etkisinin sisteme dahil edilmesidir.

Sisteme ait sönüm katsayısı ise aşağıdaki formülle bulunur.

$$D = \xi = \frac{1}{2\pi} \text{Ln}\left(\frac{Y_a}{Y_b}\right)$$

Formülasyonu ile bulunur. Burada Y_a ve Y_b yerine A ve B noktalarındaki salınımların genlikleri konulmalıdır. Bu değerler de A ve B noktalarındaki düşey pozisyonların statik yükseklik değerinden çıkarılmasıyla bulunur. $\xi(D)$ değeri hesaplanması:

$$D = \xi = \frac{1}{2\pi} \text{Ln}\left(\frac{Y_A}{Y_B}\right) = \frac{1}{2\pi} \text{Ln}\left(\frac{824 - 818,998}{824 - 823,119}\right) = 0,276$$

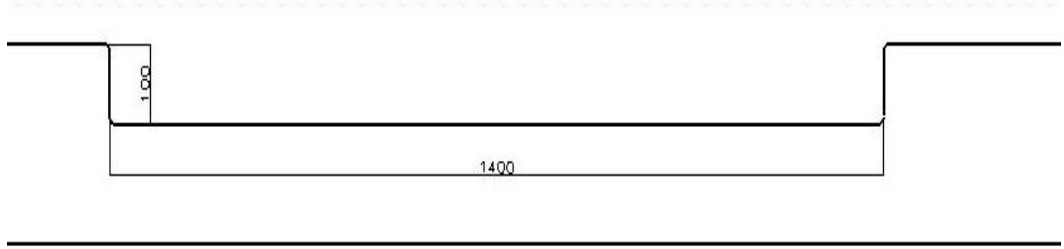
$\xi(D)$ değeri daha önce 3.2 bölümünde 0,25 olarak kabul edilmiş ve amortisör hesabı bu kabul üzerinden yapılmıştır. Simülasyon sonucunda bulunan 0,276 değeri 0,25 değerine oldukça yakındır ve aradaki farklılık yine lastiklerin yay etkisinin sisteme dahil edilmesidir.

Yapılan bu simülasyon sonucunda hem titreşim frekansı hem de sönüm katsayısı değerinin daha önce hesaplanan değerlere oldukça yakın olduğu ve aynı zamanda standartta belirtilen değerlere uygun olduğu görülür. Sonuç olarak sistem tasarımı sırasında seçilen hava körüğü ve amortisör üzerinde herhangi bir değişiklik yapmaya gerek yoktur.

6.3.2 Çukur Simülasyonu

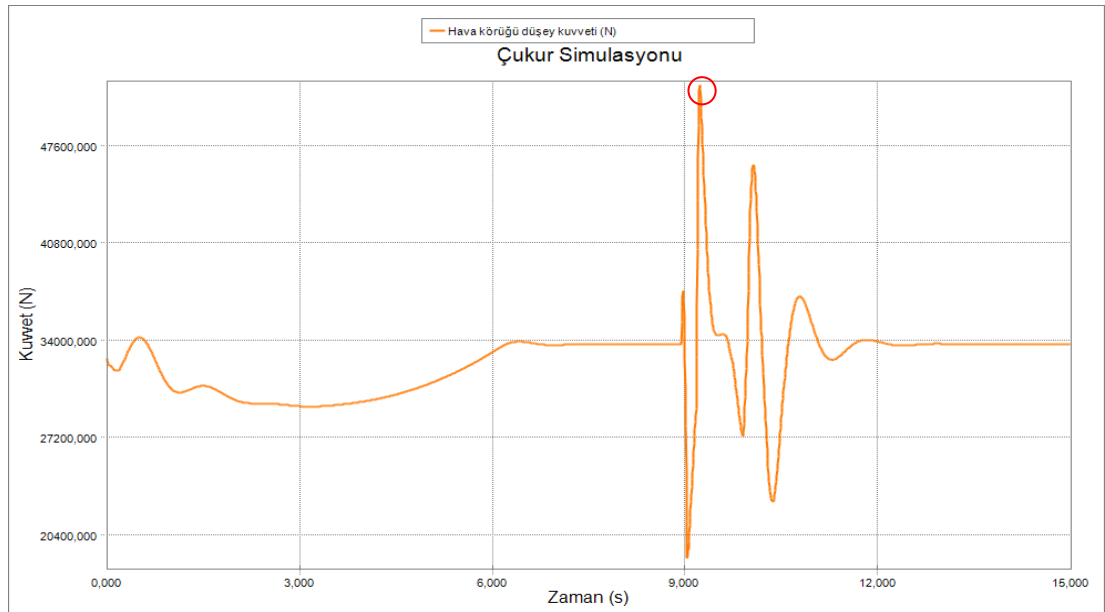
Daha önce AITM standart test parkurunda yapılan simülasyon sadece sistemde kullanılan yay ve sönüm elemanlarının doğru seçilip seçilmediği, sistemin yaylanma ve sönüm karakteristiğinin kontrolü ile ilgiliydi. Bu bölümde anlatılacak olan çukur simülasyonunun amacı ise belirlenen bu yol şartı altında bağlantı noktalarındaki kuvvetleri belirlemek ve tasarımın mukavemet kontrolü için bir hedef oluşturabilmektir.

Bu simülasyon senaryosunda araç aşağıda şekil 6.8’de verilen yol profili üzerinden 20 km/h sabit hızla geçirilmiştir.



Şekil 6.8 Çukur simülasyonunda kullanılan yol profili

Araç simülasyonu sonucunda elde edilen ön aksdaki hava körüğü kuvvet değişimi aşağıda şekil 6.9 ’da görülebilir.



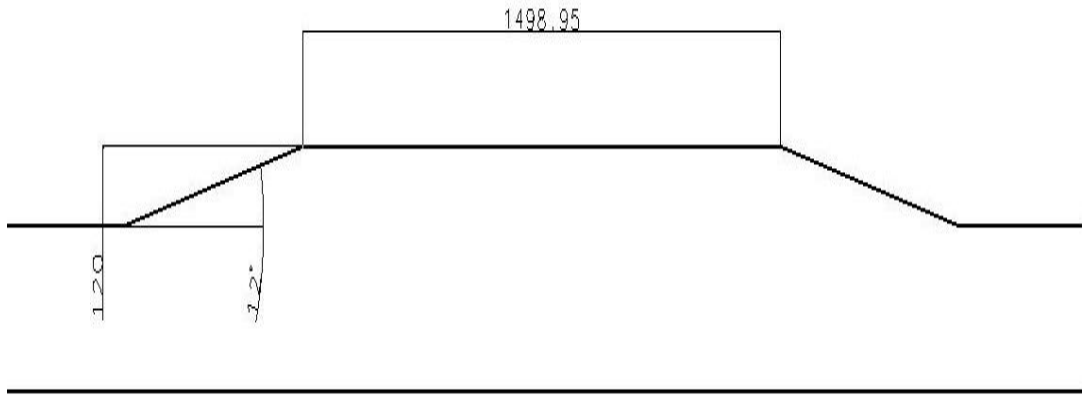
Şekil 6.9 Çukur simülasyonunda ortaya çıkan körük düşey kuvveti

Yapılan yol simülasyonları anlatılırken simülasyon sırasında ortaya çıkan tüm kuvvet, ivme detayları bu bölümlerde verilemeyecektir. Ancak her elemanın sonlu elemanlar analizi yapılırken seçilecek tasarım şartına ait kuvvet grafikleri verilecektir. Bu genel bölümlerde sadece simülasyonların birbirleriyle kıyaslandırılabilmesi için bilgiler verilmiştir.

Şekil 6.9 'da görülen körük kuvveti değişiminde statik durum için 33700 N olan körük kuvvetinin engel geçişi sırasında maksimum olarak 51775 N' a çıktığı görülmüştür.

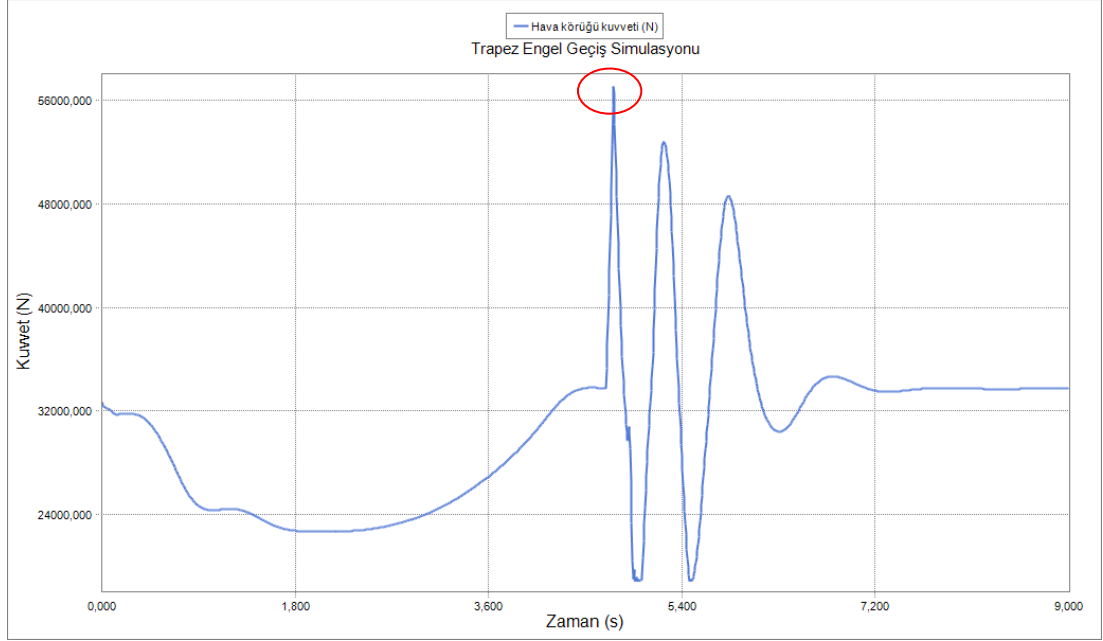
6.3.3 Trapez Engel Geçiş Simülasyonu

Bu simülasyon senaryosunda araç şekil 6.10 'da detayları verilen özellikle şehir içi yollarda sıklıkla karşılaşılabileceği türden bir engel üzerinden 40 km/h sabit hızla geçirilmiştir. Bu simülasyonun da amacı sonlu elemanlar simülasyonları için referans kuvvet girdisi oluşturabilmektir.



Şekil 6.10 Trapez engel geçiş simülasyonunda kullanılan engel ölçüleri

Simülasyon sonucunda elde edilen parametrelerden örnek olarak hava körüğü kuvveti aşağıda şekil 6.11'de verilmiştir.

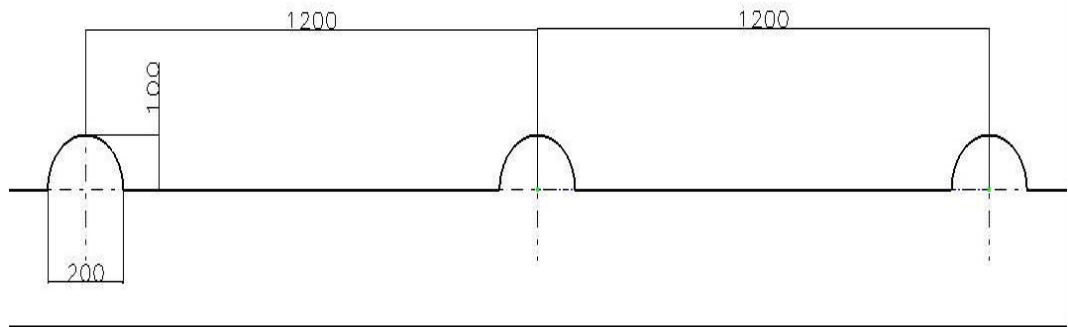


Şekil 6.11 Trapez engel geçiş simülasyonunda ortaya çıkan köruk kuvveti

Şekil 6.11’de görülen grafikten statik konumda 33700 N olan hava köprüsü kuvvetinin dinamik simülasyon koşulları altında 57112 N ‘a kadar çıktığı görülmektedir.

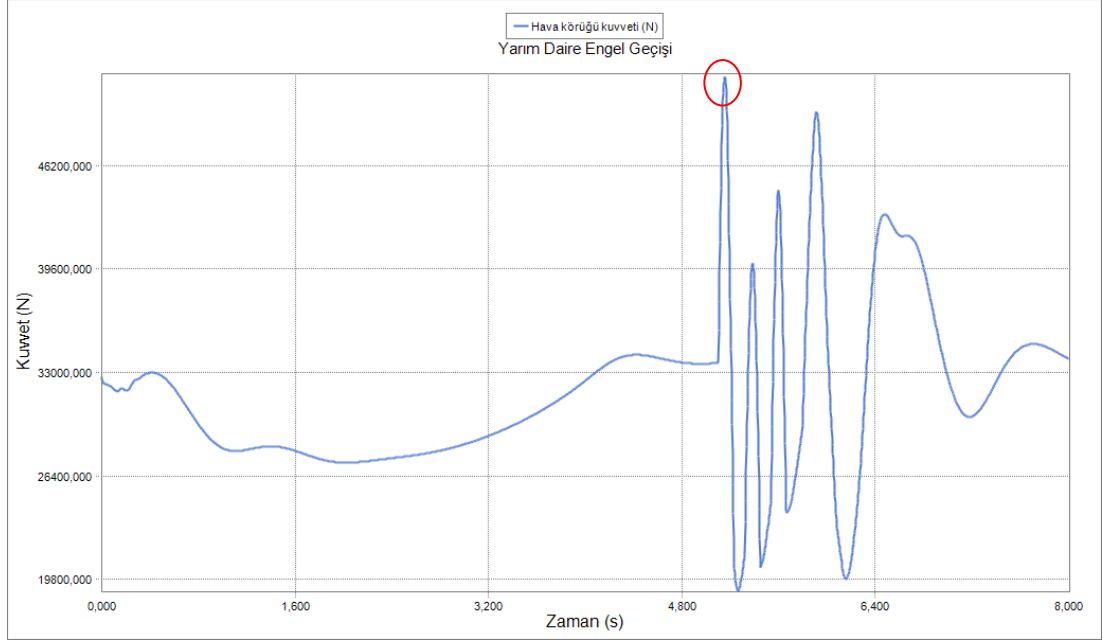
6.3.4 Yarım Daire Engel Geçme Simülasyonu

Bu simülasyon senaryosunda araç şekil 6.12’de ölçüleri verilen peş peşe dizilmiş 3 yarım sinüs profilli engel üzerinden 20 km/h sabit hızla geçirilmiştir. Bu simülasyonun da amacı sonlu elemanlar analizleri için kuvvet girdisi oluşturabilmektir.



Şekil 6.12 Yarım daire engel geçiş simülasyonunda kullanılan yol profili

Simülasyon sonucunda elde edilen parametrelerden örnek olarak hava körüğü kuvveti aşağıda şekil 6.13’de verilmiştir.

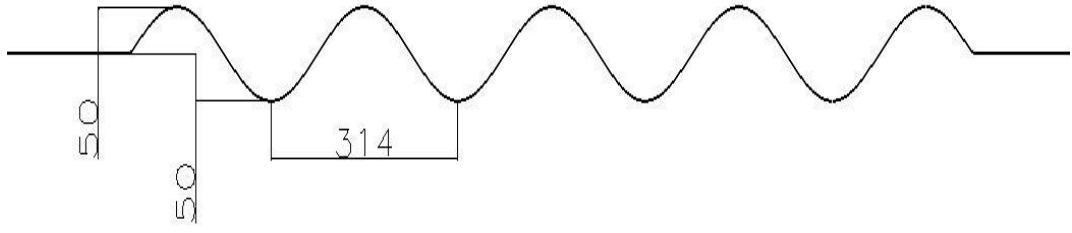


Şekil 6.13 Yarım daire engel geçişi simülasyonu hava körüğü kuvveti değişimi

Şekil 6.13 ‘de görülen kuvvet grafiğinde yol koşulları altında dinamik körük kuvvetinin maksimum değerinin 51890 N olduğu görülür.

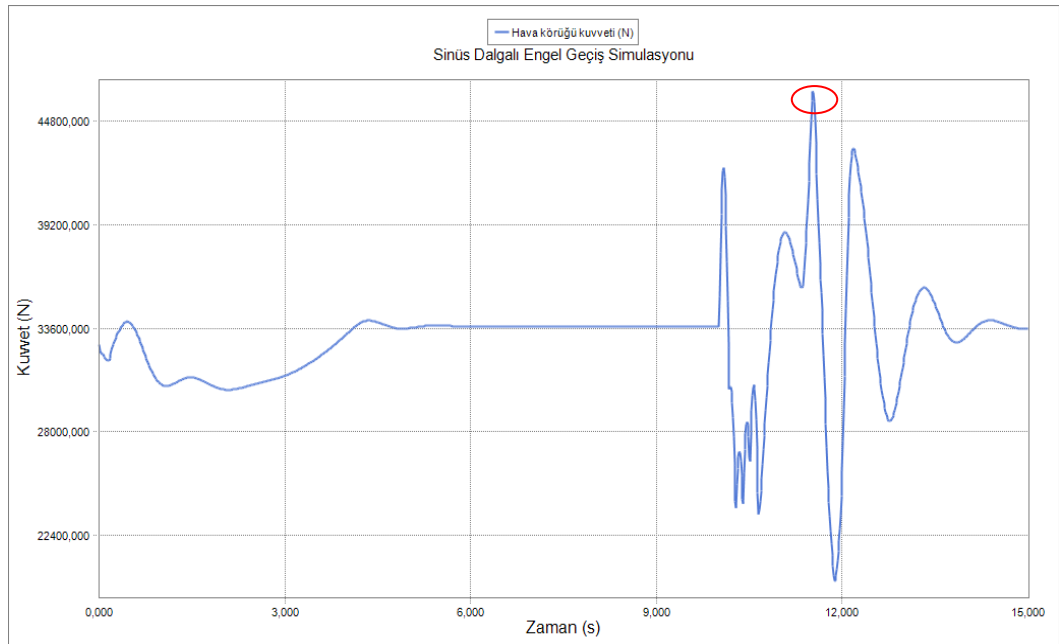
6.3.5 Sinüs Dalgalı Engel Geçiş Simülasyonu

Bu simülasyon senaryosunda araç şekil 6.14’de ölçüleri verilen sinüs profilli dalgalı yoldan 10 km/h sabit hızla geçirilmiştir. Buradaki amaç da bağlantı noktalarına etki eden kuvvetlerin bulunup bu kuvvetlerin değerlendirilmesinden sonra sonlu elemanlar analizlerinde kullanılmasıdır.



Şekil 6.14 Sinüs dalgalı engel geçişi simülasyonunda kullanılan yol profili

Simülasyon sonucunda elde edilen parametrelerden örnek olarak hava körüğü kuvveti aşağıda şekil 6.15’de verilmiştir.

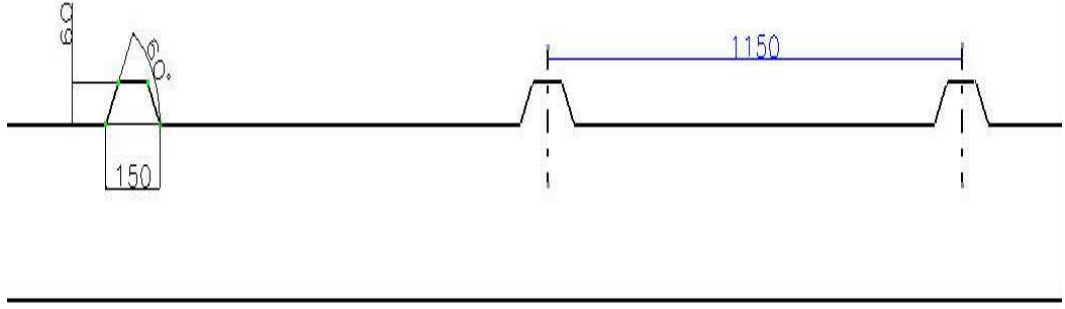


Şekil 6.15 Sinüs dalgalı engel geçişi simülasyonu körük kuvveti değişimi

Şekil 6.15’de görülen kuvvet grafiğinde, yol koşullarında maksimum dinamik körük kuvvetinin 46420 N olduğu görülebilir.

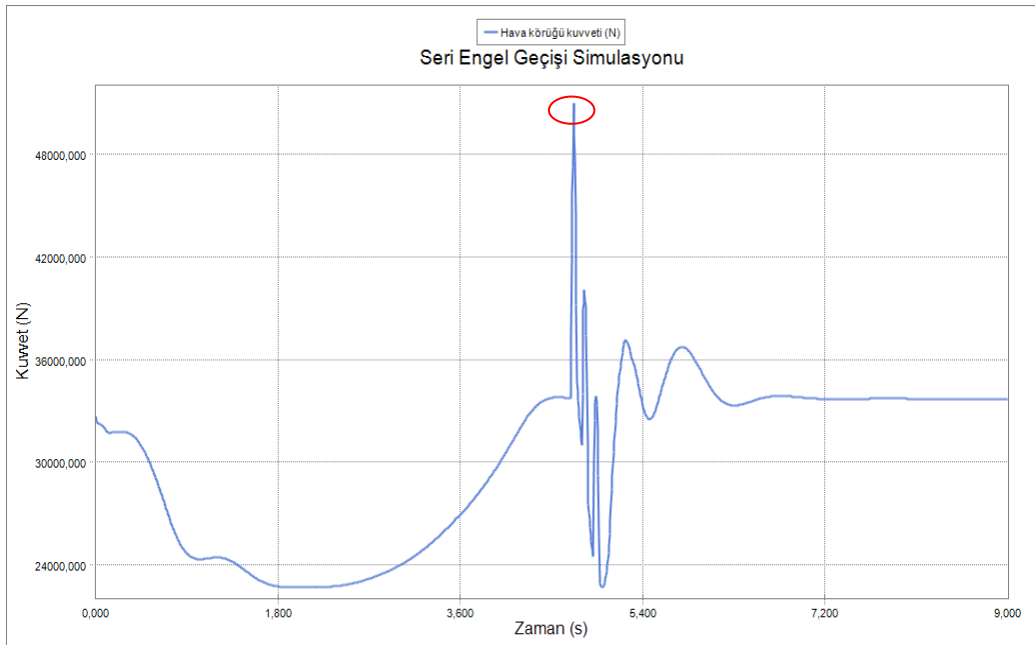
6.3.6 Seri Engel Geçiş Simülasyonu

Bu senaryoda araç şekil 6.16 ‘da ölçüleri verilen peş peşe dizilmiş engellerden 40 km/h sabit hızla geçirilmiştir.



Şekil 6.16 Seri engel geçişi simülasyonu yol profili

Simülasyon sonucunda elde edilen parametrelerden örnek olarak hava körüğü kuvveti aşağıda şekil 6.17’de verilmiştir.

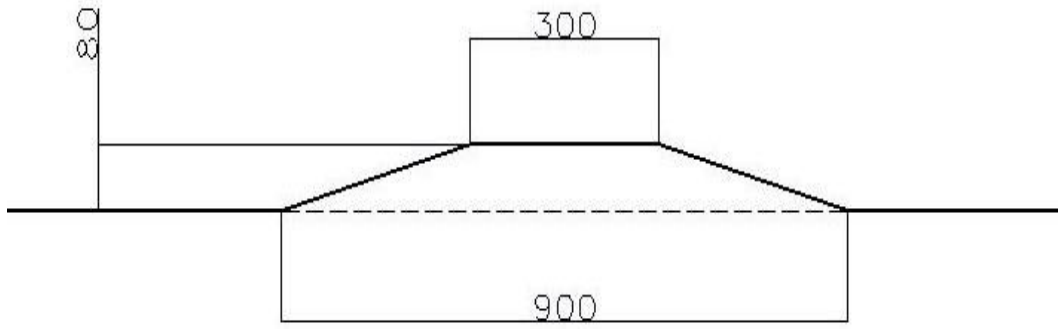


Şekil 6.17 Seri engel geçişi simülasyonu körük kuvveti değişimi

Şekil 6.17 ‘de verilen kuvvet değişim grafiğinde incelenen yol koşullarında hava körüğü dinamik kuvvetinin 51000 N’a kadar çıktığı görülmektedir.

6.3.7 Asimetrik Engel Geçiş Simülasyonu

Bundan önce anlatılan simülasyonların tamamında araç simetrik engeller üzerinde simüle edilmiştir. Bu simülasyon senaryosunda ise araç şekil 6.18 ‘de ölçüleri verilen asimetrik engel üzerinden 30 km/ h sabit hızla geçtiği durum simüle edilmiştir.



Şekil 6.18 Asimetrik engel geçişi simülasyonunda kullanılan yol profili

Simülasyonda aracın sağ tekerlekleri engel üzerinden geçerken sol tekerlekleri düz zemin üzerinde hareket etmektedir. Simülasyon sonucunda ortaya çıkan dinamik hava körüğü yükleri şekil 6.19'da verilmiştir.

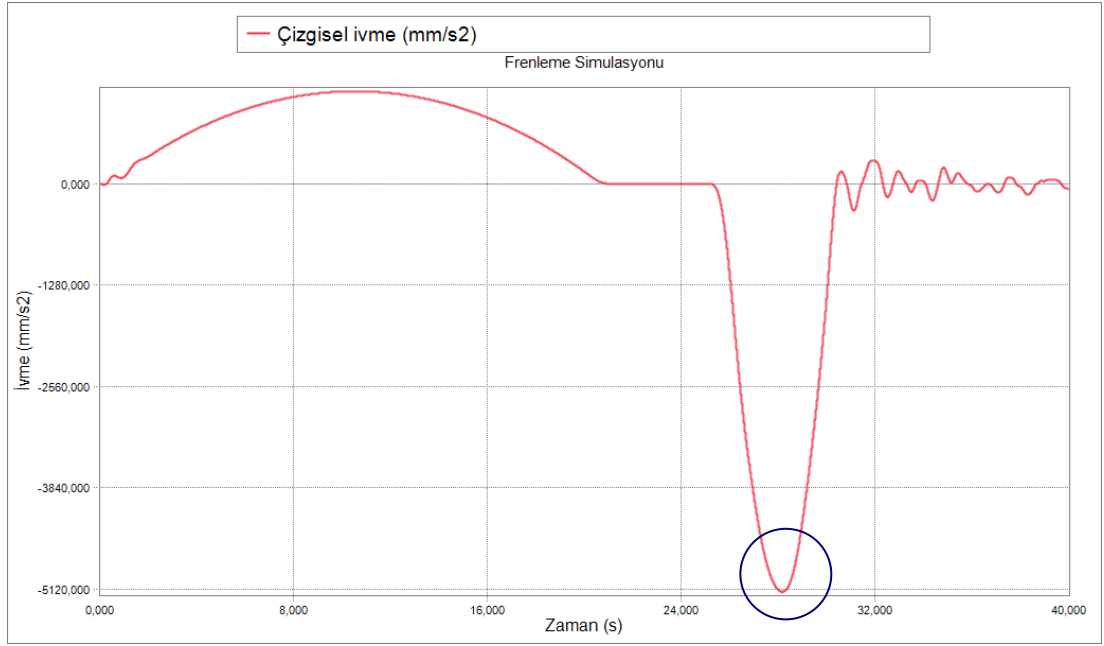


Şekil 6.19 Asimetrik engel geçişinde hava körüğü kuvveti

Engel geçişi sırasında sağ hava körüğü maksimum kuvveti 53700 N'a çıkarken sol hava körüğü maksimum kuvveti 50100 N olmuştur.

6.3.8 Frenleme Simülasyonu

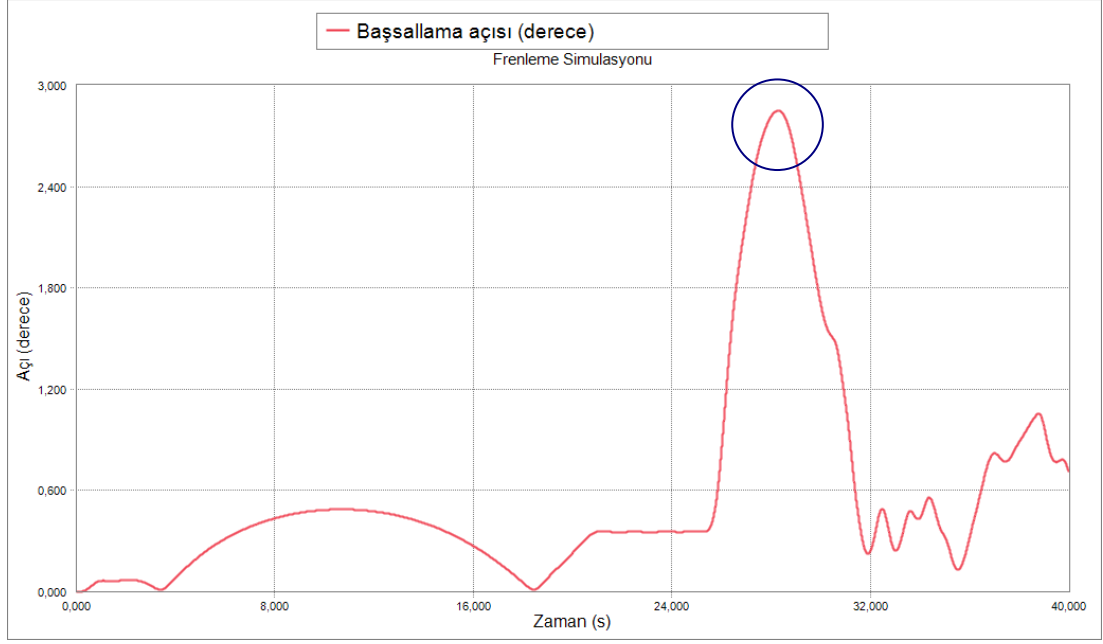
Tasarlanan aks bir ön aks olduğu için aracın ani frenleme durumu yük transferi nedeniyle mukavemet açısından belirleyici bir kriter olabilir. Bu durumda sistem bağlantı noktalarında oluşacak kuvvetleri belirlemek için araç 40 km/h hızla giderken panik fren yaptırılmış ve 5 sn’de durdurulmuştur. Bu simülasyonda ortaya çıkan araç ivme değişimi şekil 6.20’de görülebilir.



Şekil 6.20 Frenleme simülasyonu çizgisel ivme değişimi

Şekil 6.20’de görüldüğü gibi maksimum frenleme ivmesi 5153 mm/s^2 olmuştur. Bu değer yaklaşık $0,53 \text{ g}$ ’ye karşılık gelir ve böyle bir araç için uygun sayılabilecek seviyededir. (Kuralay,2008 s.316)

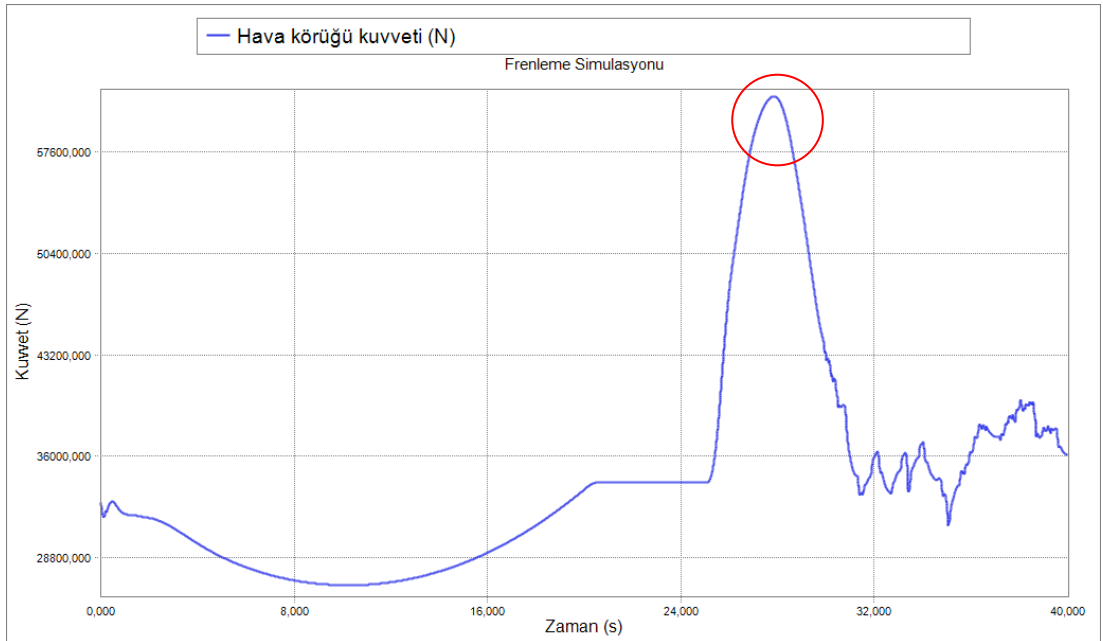
Simülasyon sırasında ortaya çıkan başsallama açısının mutlak değeri şekil 6.21’de görülebilir.



Şekil 6.21 Frenleme simülasyonu başallama açısı mutlak değeri

Frenleme sırasında ortaya çıkan maksimum başallama açısı $2,85^0$ olarak bulunmuştur.

Frenleme sırasında hava körüklerindeki yük değişimi ise şekil 6.22'de verilmiştir.

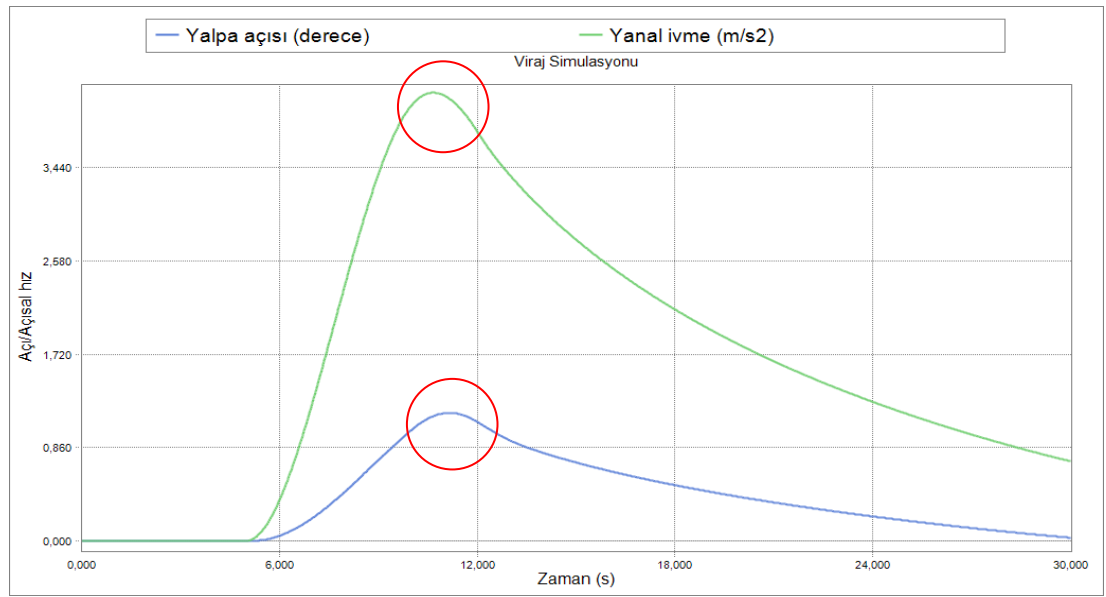


Şekil 6.22 Frenleme simülasyonu hava körüğü kuvvet değişimi

Frenleme simülasyonu sırasında hava körüğü kuvveti maksimum kuvveti 61500 N olarak belirlenmiştir.

6.3.9 Viraj Simülasyonu

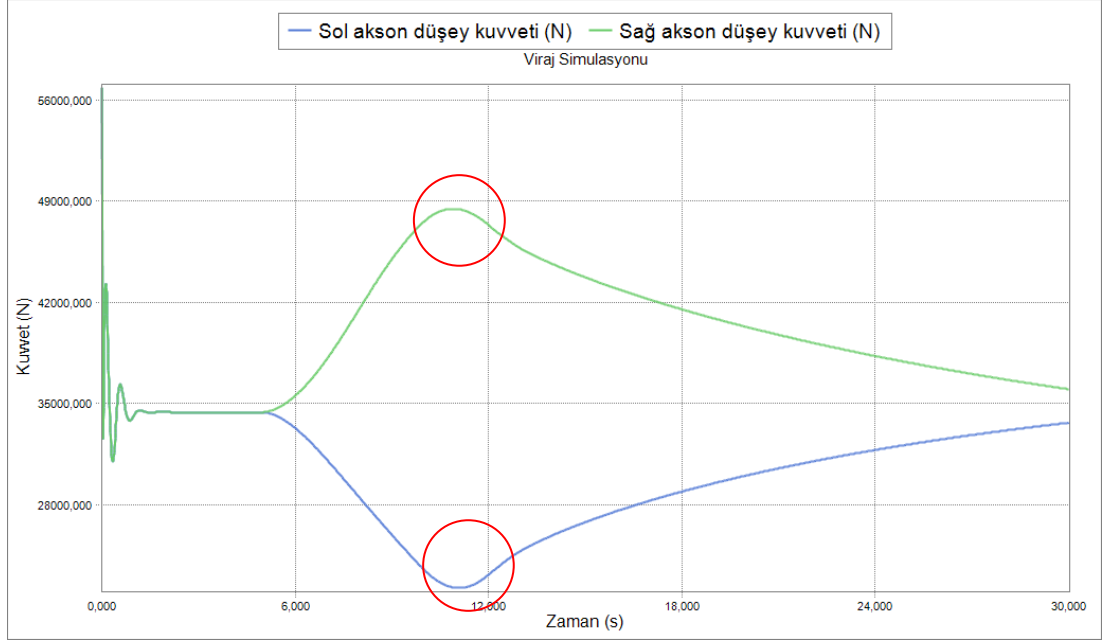
Viraj simülasyonunda araç 40 km/h ilk hızla hareket ettirilmiş ve direksiyon 7 saniye içinde 30 derece sola çevrilmiştir. Bu simülasyon sonucunda oluşan yanıl ivme ve yalpa açıları şekil 6.23’de görülebilir.



Şekil 6.23 Viraj simülasyonunda ortaya çıkan yalpa açısı ve yanıl ivme

Simülasyon sonucunda maksimum $4,1 \text{ m/s}^2$ yanıl ivmeye karşılık $1,2^\circ$ yalpa oluştuğu gözlemlenmiştir. Bu değer standartlarda tanımlanan 1 m/s^2 yanıl ivme için maksimum $0,6^\circ$ yalpa açısı sınırının içinde kalmaktadır.(Topaç ve Kuralay,2009) Bu açı değerindeki en önemli etken ön süspansiyon kolu-şasi bağlantısında kullanılan burçların sertliği ve sistemin hava körüklü olmasıdır.

Aracın viraj hareketi sırasında ortaya çıkan aksın düşey kuvvetleri şekil 6.24’de görülebilir.



Şekil 6.24 Viraj simulasyonunda aksan düşey kuvvetleri değişimi

Simülasyon sırasında viraj dışındaki sağ aksondaki düşey kuvvet 48450 N ‘a kadar çıkarken viraj içindeki sol aksondaki düşey kuvvet 22280 N ‘a kadar düşmüştür.

BÖLÜM YEDİ

SONLU ELEMANLAR ANALİZLERİ

7.1 Sonlu Elemanlar Analizlerinin Amacı ve Kullanılan Metodoloji

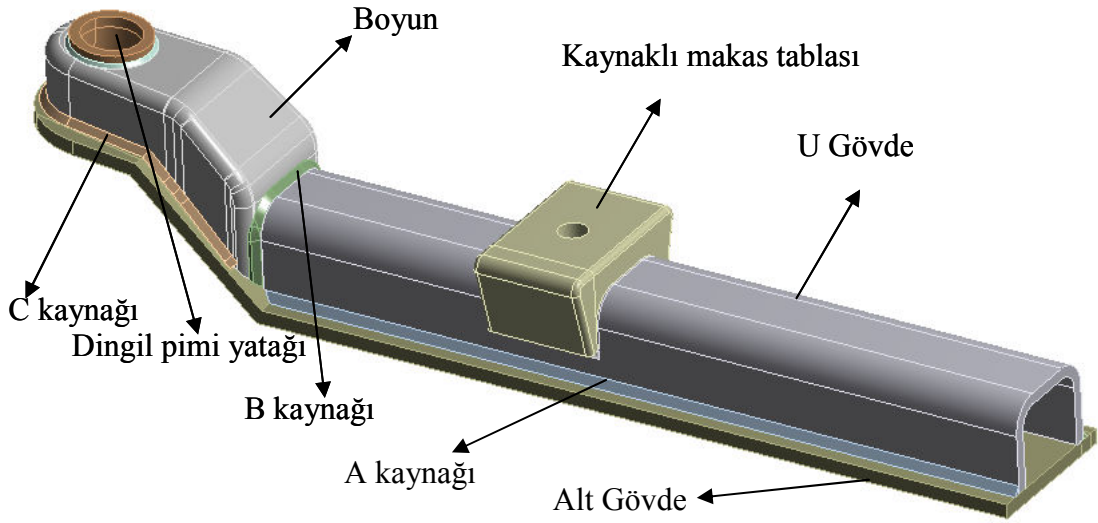
Bu bölümden önce 4. bölümde askı sisteminin yerleşimi yapılmış ve sistemi oluşturan parçaların genel şekilleri verilmişti. 6. bölümde ise daha önce yerleşimi belirlenen askı sistemi ile araç dinamiği modeli kurulmuş, sistemin dinamik davranışı incelenmiş ve bağlantı noktalarına etki eden kuvvetler çeşitli yol senaryoları için bulunmuştu.

Bu bölümde ise sistemi oluşturan parçaların ilk tasarım geometrileri referans alınarak 6. bölümde bulunan dinamik yükler altında statik analizleri yapılmıştır. Analiz sonucu uyarınca gereken parçalar üzerinde iyileştirmeler yapılmış, ağırlık-kütle optimizasyonu çalışmaları uygulanmıştır. Yani bu analizler ile amacımız elde edilen dinamik yükler altında hasara uğramayacak en hafif parçaları tasarlamaktır.

Sonlu elemanlar analizlerinde ANSYS Workbench 11.1 yazılımı kullanılmıştır. Daha önce CATIA ortamında modellenen sistem parçaları ANSYS ortamına aktarılmış ve RecurDyn ile belirlenen dinamik yol yükleri altında statik analizleri yapılmıştır.

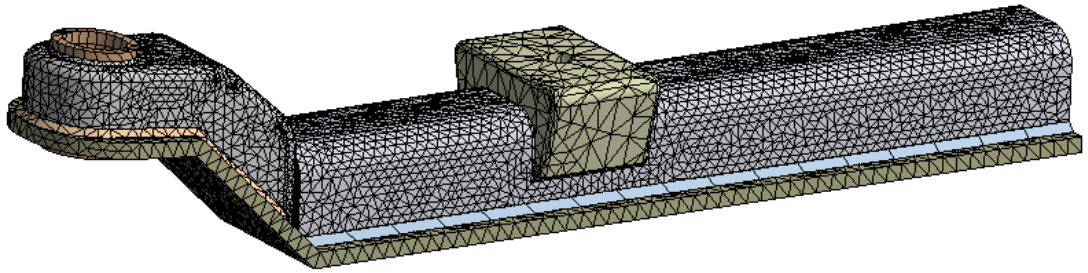
7.2 Dingil Sonlu Elemanlar Analizi

Dingil, askı sisteminin ana taşıyıcı elemanıdır ve bu nedenle mukavemet açısından oldukça büyük önem arz eder. Aşağıda şekil 7.1’de dingil ilk tasarımının analiz modeli görülmektedir. Dingil orta ekseninden simetrik olduğundan işlemci süresinden tasarruf etmek için yarım CAD modeli analiz modeli olarak kullanılmıştır.(ANSYS User Guide)



Şekil 7.1 Sonlu elemanlar analizinde kullanılan dingil CAD modeli

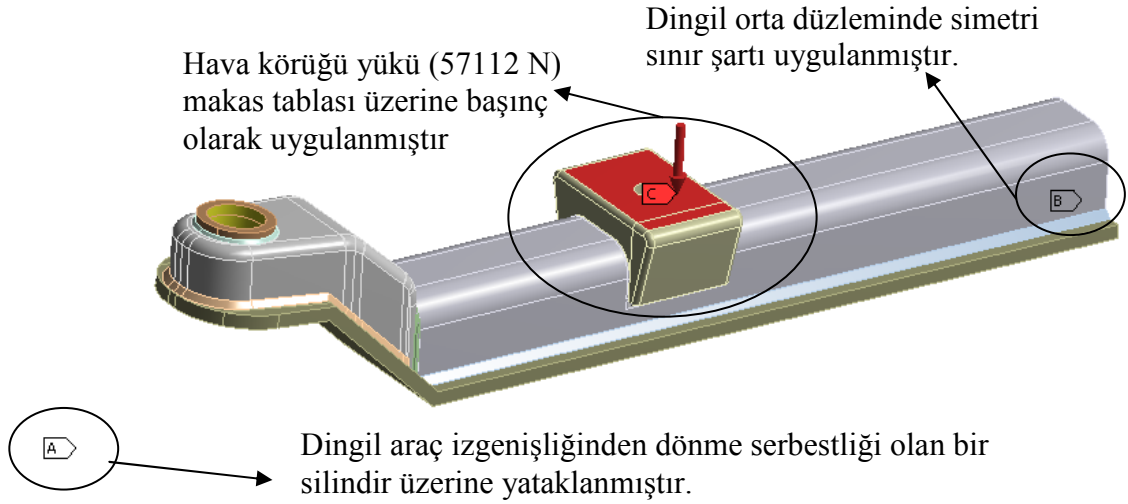
Dingil sonlu elemanlar mesh modeli şekil 7.2’de görülebilir.



Şekil 7.2 Dingil sonlu elemanlar mesh modeli

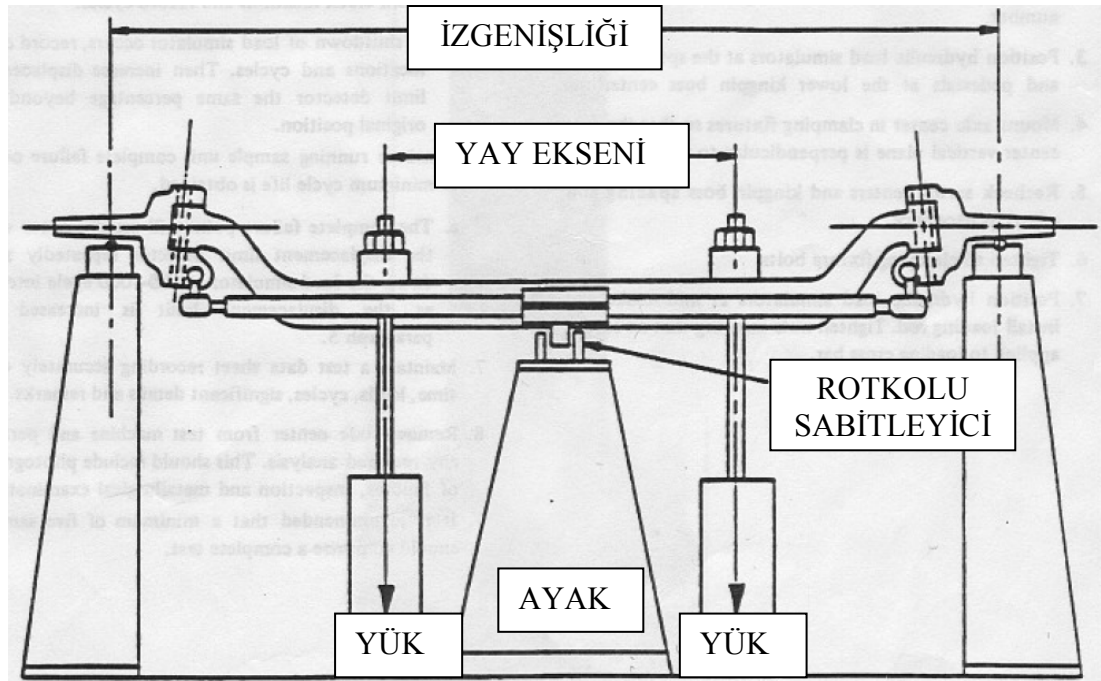
Mesh modelinin hazırlanmasından sonra sıra dingilin yükleme şartlarının belirlenmesindedir. Bu aşamada dingil mukavemeti düşey yükler altında belirlenecektir. Sistemi oluşturan diğer parçaların analizleri yapılırken dingilin diğer yönlerdeki mukavemeti de bulunmuş olacaktır. Dingile düşey olarak etki eden yegane yük hava körüğü yüküdür. Hava körüğü dinamik yükü 6. bölümde belirlenmişti. Buna göre en yüksek hava körüğü yükü frenleme simülasyonunda ortaya çıkmıştı ve bu yük değeri de 61500 N olarak belirlenmişti. Bu durum dingil için bir tasarım kriteri olarak alınabilir ancak panik frenleme durumu aracın sürekli olarak karşılaşılabileceği bir durum değildir. Bu yüzden tasarım kriteri olarak frenleme durumundan sonra en kritik durum olan trapez engel geçişi simülasyonu kriter alınmıştır. Bu yol şartında oluşan maksimum körük kuvveti 57112 N ‘dur. Bu yük

dingilin yorulma yükü olarak belirlenmiştir. Daha sonraki bölümde dingilin yorulma analizine ilişkin sonuçlar da verilecektir. Dingil analizi yükleme koşulları şekil 7.3'de görülebilir.



Şekil 7.3 Dingil analizi yükleme koşulları

Aşağıda şekil 7.4 'de bir ön dingil test düzeneğine ilişkin şekil verilmiştir. Burada da dingil izgenişliğinden kendi eksenini etrafında dönme serbestliği olan silindirel üzerine oturtulmuş ve makas tablasından test yükü uygulanmıştır.



Şekil 7.4 Ön dingil test düzeneği örneği (Arvin Meritor firması TP 101 test prosedürü)

Ön dingil malzemesi olarak yüksek mukavemetli, yüksek kaynak kabiliyetine sahip DOMEX 700 sac kullanılması planlanmaktadır. Bu malzemeye ait mekanik ve kimyasal özellikler şekil 7.5’de görülebilir.

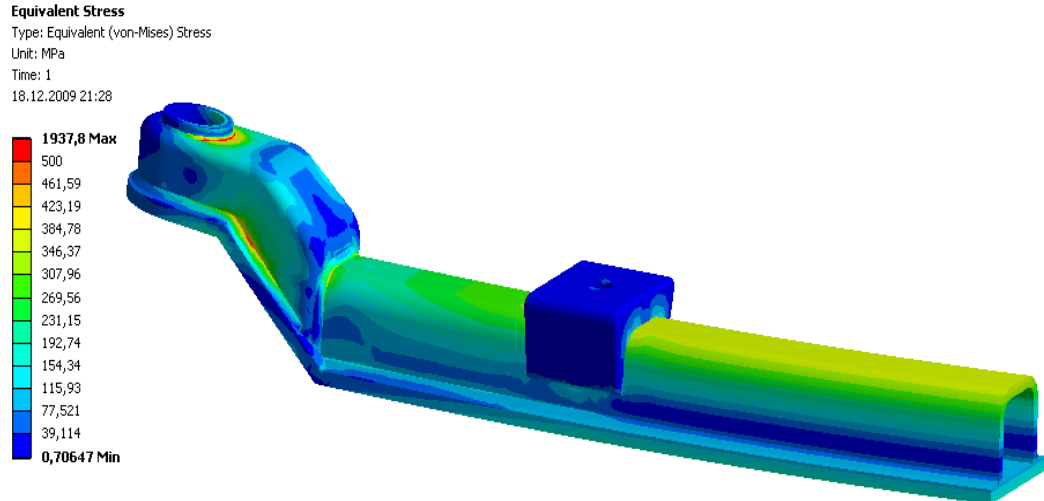
Yield strength	Tensile strength	Elongation on failure	
R_{eH} N/mm ² min	R_m N/mm ² min - max	< 3 mm A_{80} % min	≥ 3 mm A_5 % min
700 ^{*)}	750 - 950	10	12

C % max	Si % max	Mn % max	P % max	S % max	Al % min	Nb % max	V % max	Ti % max
0.12	0.10 ¹⁾	2.10	0.025	0.010	0.015	0.09 ²⁾	0.20 ²⁾	0.15 ²⁾

Şekil 7.5 DOMEX 700 malzemesine ait mekanik ve kimyasal özellikler (www.ssab.com)

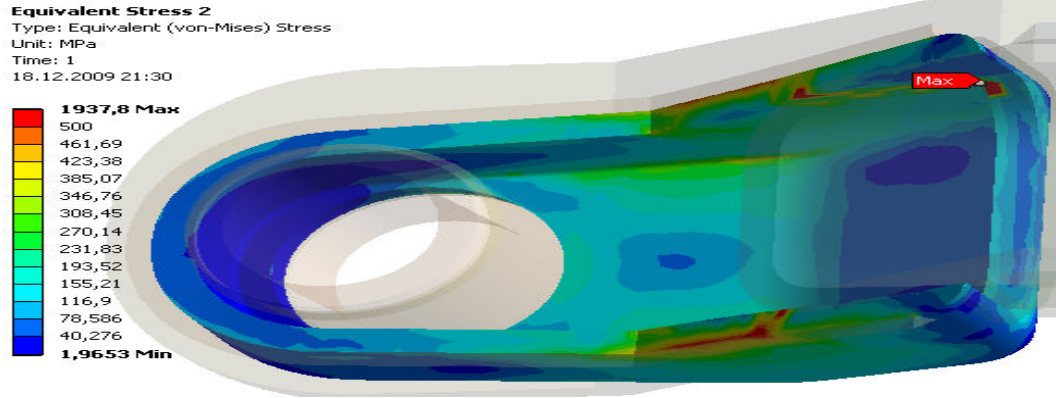
Şekil 7.5’de görüldüğü gibi malzemeye ait akma mukavemeti 700 MPa olarak verilmiştir. Dingil için yorulma analizi de yapılacaktır, ancak tasarım aşamasında 1,4 emniyet katsayısının yeterli olacağı düşünülmüş ve emniyetli gerilme sınırı 500 MPa olarak alınmıştır.

Şekil 7.6’da ilk dingil tasarımına ait Von-Misses gerilme dağılımı görülmektedir.



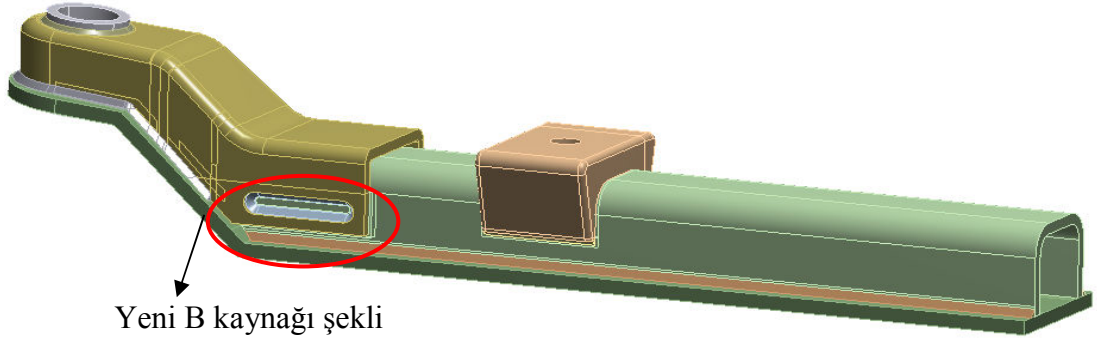
Şekil 7.6 İlk tasarım dingile ait Von-Misses gerilme dağılımı

Analiz sonucunda noktasal seviyede de olsa bazı bölgelerde çok yüksek gerilmeler çıktığı görülmüştür. Bu gerilmelerin daha çok yoğunlaştığı boyun iç bölgesindeki gerilme dağılımı şekil 7.7’de görülebilir.



Şekil 7.7 Boyun iç kısmındaki gerilme dağılımı

Şekil 7.7’de görülen gerilme yığılmaları nedeniyle boyun-U gövde kaynağı (şekil 7.1’de B kaynağı) şekil 7.8’de görüldüğü gibi değiştirilmiştir.



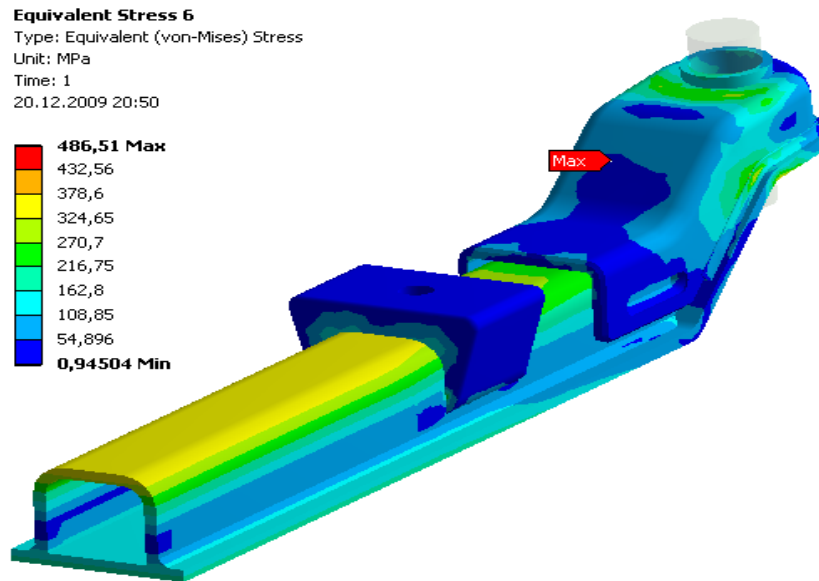
Şekil 7.8 Değiştirilmiş boyun tasarımı ve kaynak bölgesi

Kaynak bölgesinin değiştirilmesinden sonra 8 adet yeni dingil tasarımı yapılmıştır. Bu tasarımların detaylarını vermek çok detaylı olacağı için bu yapılan tasarımlarda dingil üzerinde bulunan maksimum gerilmeler bir tablo halinde aşağıda verilmiştir.

Tablo7.1 Dingil tasarım denemeleri maksimum gerilme değerleri

Tasarım No	Maksimum Von-Misses gerilmesi	Mak. gerilmenin olduğu parça
1	1664 MPa	Boyun
2	827 MPa	Alt gövde
3	1070 MPa	Boyun
4	864 Mpa	Boyun
5	1505 Mpa	Boyun
6	678 Mpa	Boyun
7	773 Mpa	U Gövde
8	486 Mpa	Boyun kaynağı

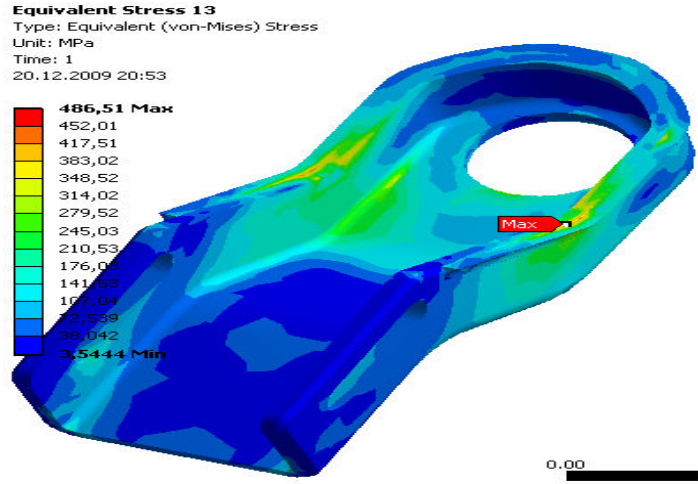
Sonuç olarak 8 nolu tasarımda istenilen gerilme değeri olan 500 MPa değerinin altındaki bir gerilme değerine ulaşılmıştır. Bu tasarıma ait gerilme dağılımı şekil 7.9'da görülmektedir.



Şekil 7.9 Tasarım 8'e ait gerilme dağılımı

Tasarıma başlarken ilk dingilin ağırlığı 72,7 kg iken yapılan optimizasyon çalışması sonucunda elde edilen 8 numaralı tasarımın ağırlığı 72,8 kg olarak elde edilmiştir. Optimizasyon sonucu ciddi bir ağırlık azalması olmamasına rağmen yaklaşık olarak aynı ağırlıkla ilk tasarıma göre çok daha mukavim bir dingil elde

edilmiştir. Dingilde ortaya çıkan maksimum gerilme ve yeri şekil 7.10'da görülmektedir.



Şekil 7.10 Optimum dingil tasarımında ortaya çıkan maksimum gerilme

Şekil 7.10'da gösterilen maksimum gerilme boyun ve boyun kaynağının birleşme noktasında oluşmaktadır.

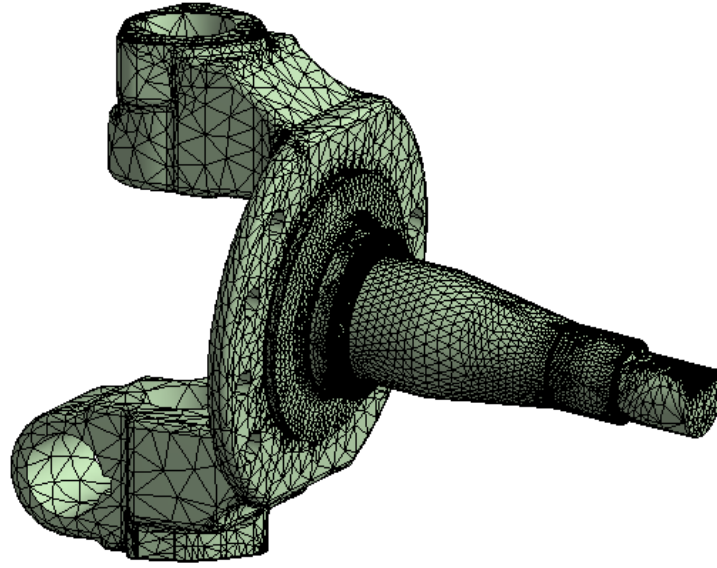
Hatırlatılması gereken bir nokta, analiz sonuçları değerlendirilirken kaynak bölgesi mukavemeti ile ana malzeme mukavemetinin aynı alındığıdır. Yani kaynak bölgesinin de emniyetli gerilme değeri ana malzeme ile aynı değerde (700 MPa) kabul edilmiştir. Bu değere göre dingil üzerinde emniyet katsayısı hesaplanırsa minimum emniyet katsayısı değeri 1,44 olacaktır.

7.3 Akson Sonlu Elemanlar Analizi

Daha önce 4.3 bölümünde akson tasarım detayları verilirken, aracın tekerlek grubu tasarımı değiştirilmediğinden dolayı geometrisinin araç üzerinde halihazırda kullanılan akson ile aynı alındığı belirtilmişti. Ancak yine de sistemi oluşturan önemli parçalardan biri olması nedeniyle aksonun da sonlu elemanlar analizi ile mukavemet kontrolü yapılmıştır.

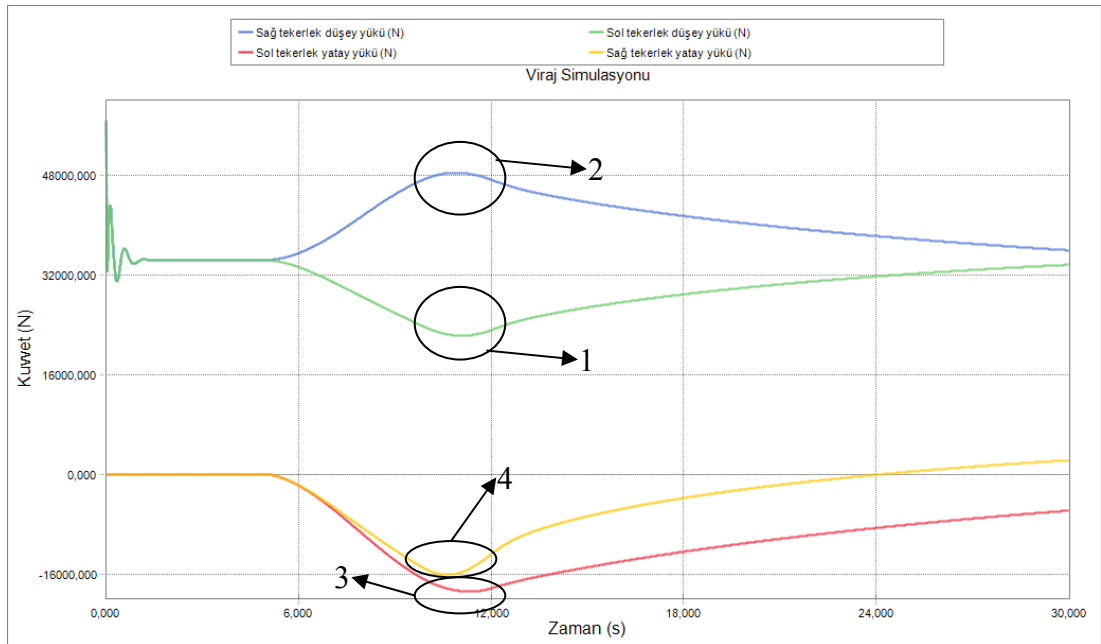
Akson için en ağır yükleme şartı viraj ve frenleme durumudur. Bu yüzden akson için hem viraj hem de frenleme durumu için analizler yapılmıştır.

Şekil 7.11'de akson analizi için kullanılan modelin mesh modeli görülmektedir.



Şekil 7.11 Akson analizinde kullanılacak olan mesh modeli

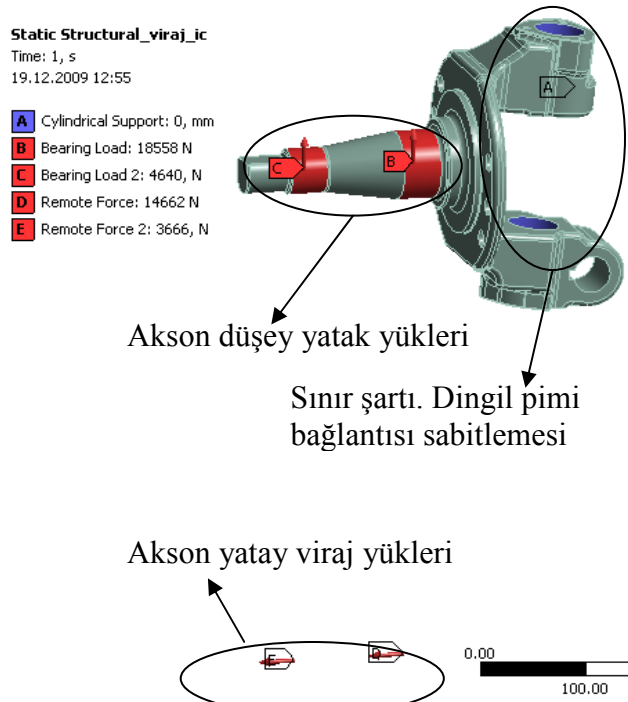
Mesh modelinin hazırlanmasından sonra ise sıra akson yükleme şartlarının belirlenmesindedir. Aksonun viraj durumundaki analizinde iki farklı senaryo alınacaktır. Bunlardan birincisi aksonun viraj içindeki kaldığı diğeri ise viraj dışında kaldığı senaryodur. Şekil 7.12’de 6. bölümde yapılan viraj simülasyonu sonucunda bulunan akson yatay ve düşey kuvvetlerinin değişimi görülmektedir.



Şekil 7.12 Viraj simülasyonu sonucunda elde edilen akson yükleri

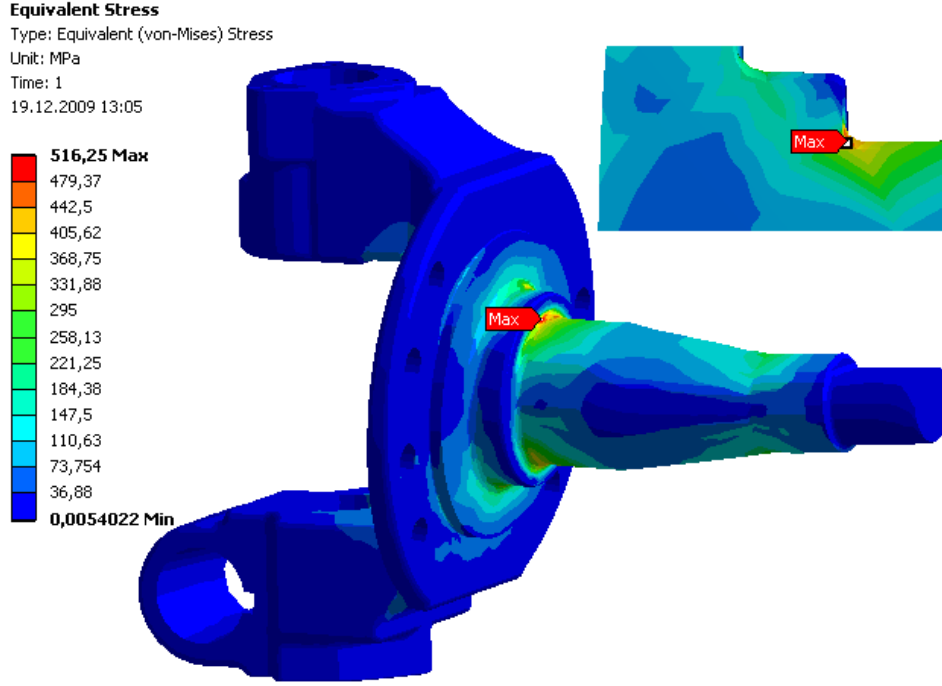
Şekil 7.12 'de verilen yük senaryosunda sol tekerlek viraj içinde kalırken sağ tekerlek viraj dışında kalmaktadır.

İlk olarak aksonun viraj içinde kaldığı senaryonun yüklemesi yapılacaktır. Burada kullanılan yükler şekil 7.12'de 1 ve 3 ile gösterilen noktalardaki yüklerdir. Şekil 7.13 'de gösterilen yükleme durumunda 1 noktasındaki düşey yük iç ve dış rulman çaplarından yatak yükü olarak uygulanmış, 3 noktasındaki yatay yük ise tekerleğin yer ile temas noktasından uzaktan kuvvet olarak uygulanmıştır. Akson dingil pimi bağlantısından sabitlenmıştır.



Şekil 7.13 Viraj içindeki akson yükleme senaryosu

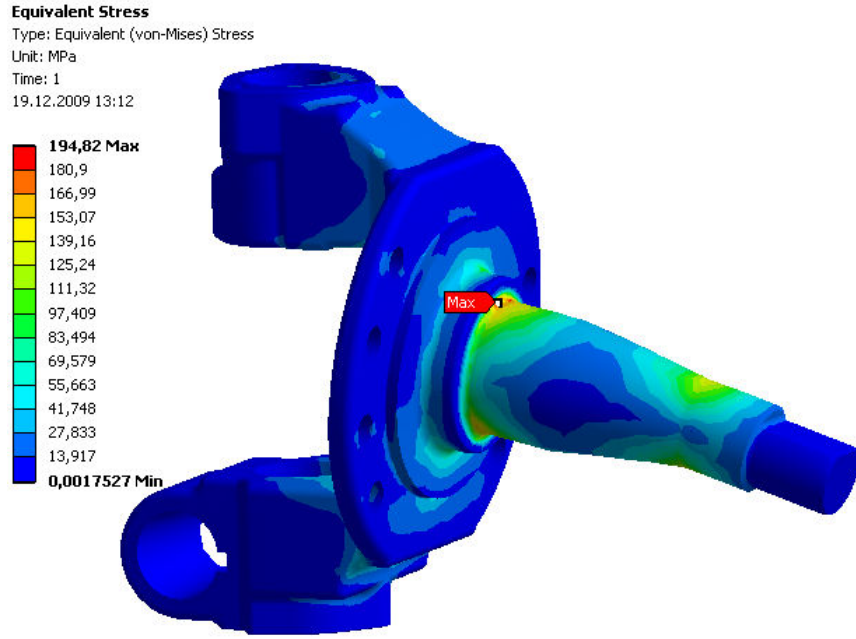
7.13 'de verilen yükleme koşulları ile şekil 7.14'de verilen Von-Misses gerilme dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 7.14 Viraj içindeki akson Von-Misses gerilme dağılımı

Yükleme sonrasında beklendiği üzere en kritik bölge iç rulman dayama radyusu olarak bulunmuştur. Bu bölgede ortaya çıkan maksimum Von-Misses gerilemesi 516 MPa'dır ve akson malzemesi olan SAE 5140 'a ait 615 MPa lık akma mukavemeti (www.matweb.com) değerinin altındadır. Bu yükleme şartı için minimum emniyet katsayısı 1,2 olarak bulunmuştur.

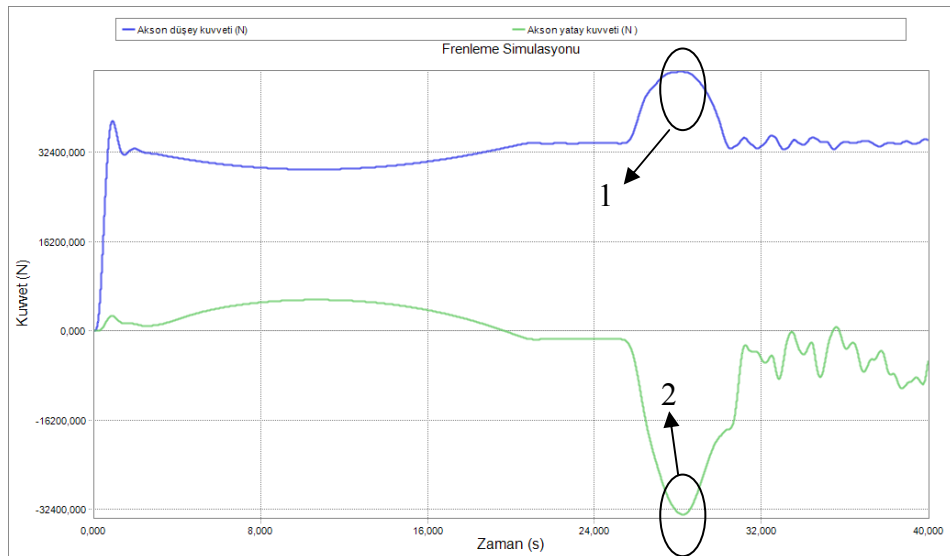
Aksonun viraj dışında kaldığı durum için ise şekil 7.12'de verilen 2 ve 4 noktalarındaki düşey ve yatay yükler uygulanmıştır. Bu yükleme sonucunda ortaya çıkan Von-Misses gerilme dağılımı şekil 7.15'de verilmiştir.



Şekil 7.15 Viraj dışındaki akson Von-Misses gerilme dağılımı

Bu senaryoda ise ortaya çıkan maksimum Von-Misses gerilmesi 195 MPa olarak bulunmuştur ve maksimum gerilme beklendiği üzere yine iç rulman dayama radiusunda ortaya çıkmıştır. Bu gerilme değeri SAE 5140 için verilen gerilme değerinin oldukça altındadır.

Aksonun fren kuvvetleri altındaki analizinde ise 6. bölümde uygulanan fren senaryosunda ortaya çıkan kuvvetler kullanılmıştır. Bu senaryoya ait akson yatay ve düşey kuvvetleri Şekil 7.16'da verilmiştir.



Şekil 7.16 Frenleme simülasyonu dinamik akson yükü değişimi

Akson yüklemeye koşulları için şekil 7.16'daki 1 ve 2 noktasındaki düşey ve yatay yükler daha önce yapıldığı gibi rulman çaplarına yatak yükü olarak uygulanmıştır. Ayrıca fren bağlantı deliklerine oluşan frenleme momentini dengeleyecek frenleme kesme kuvvetleri uygulanmıştır. Yükleme şartları şekil 7.17'de görülebilir.

Static Structural_fren

Time: 1, s
Items: 10 of 11 indicated
19.12.2009 13:30

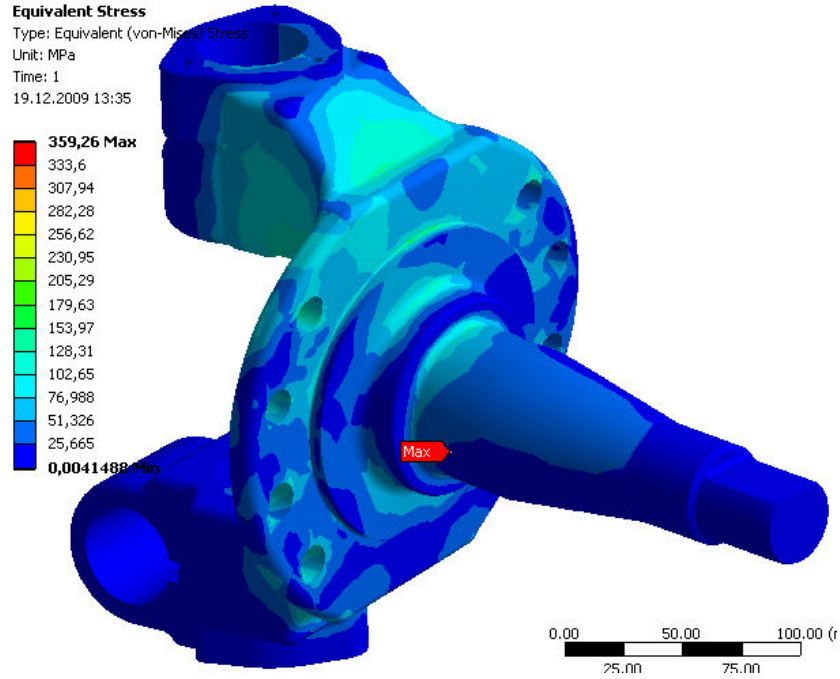
- A** Cylindrical Support: 0, mm
- B** Bearing Load: 45968 N
- C** Bearing Load 2: 11492 N
- D** Force: 22284 N
- E** Force 2: 22285 N
- F** Force 3: 22285 N
- G** Force 4: 22284 N
- H** Force 5: 22284 N
- I** Force 6: 22285 N
- J** Force 7: 22285 N

Fren bağlantı civataları
kesme yükleri

Muylu yatay ve düşey
yükleri

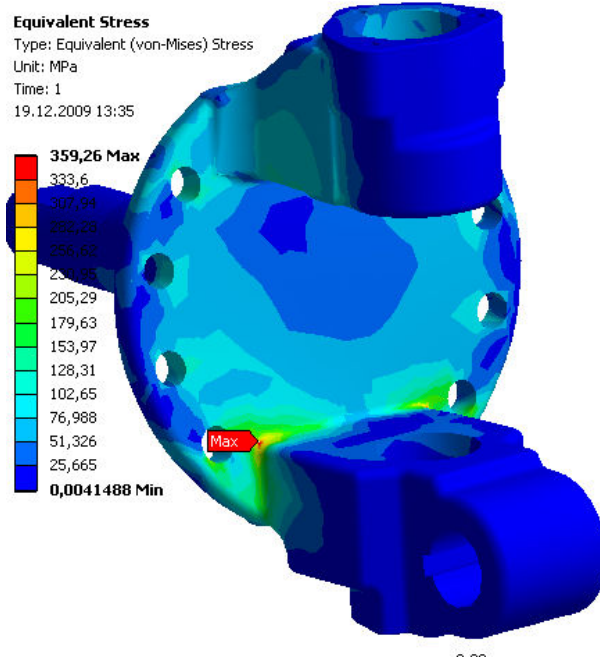
Şekil 7.17 Frenleme senaryosu için yükleme koşulları

Şekil 7.17'de verilen yükleme koşulları altında ortaya çıkan Von-Misses gerilme dağılımı şekil 7.18'de görülmektedir.



Şekil 7.18 Frenleme senaryosu Von-Misses gerilme dağılımı

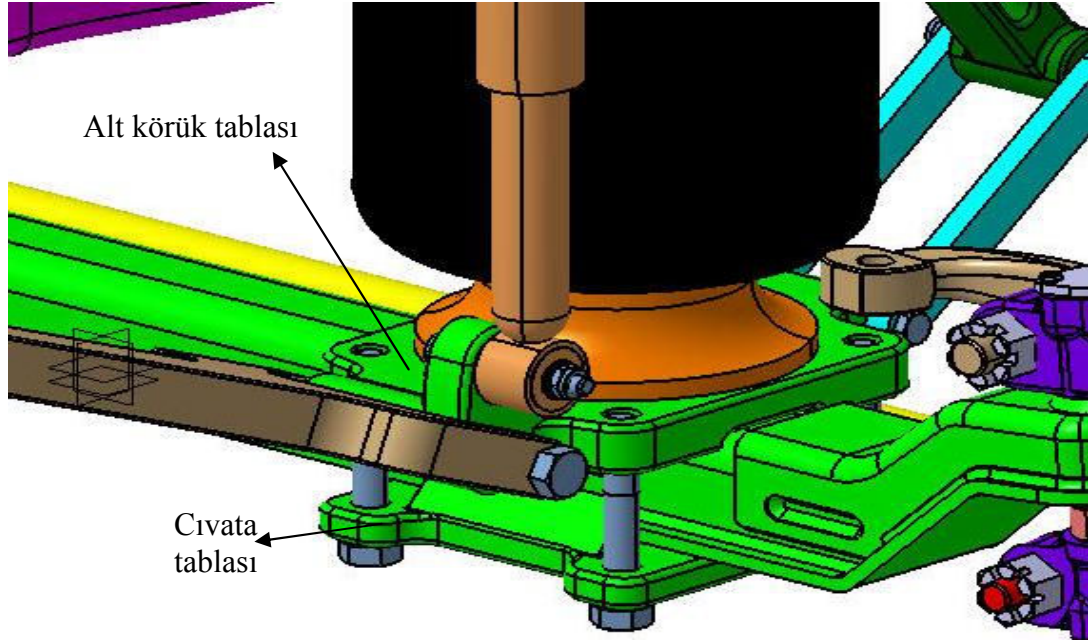
Frenleme senaryosunda ortaya çıkan maksimum Von-Misses gerilmesi 360 MPa'dır ve bu değer malzemenin emniyetli gerilme değerinin çok altındadır. Maksimum gerilmenin ortaya çıktığı bölge şekil 7.19'da verilen aksunun fren tablası ile izkolu bağlantısının birleştiği yerdir.



Şekil 7.19 Frenleme senaryosunda oluşan maksimum gerilmeli bölge

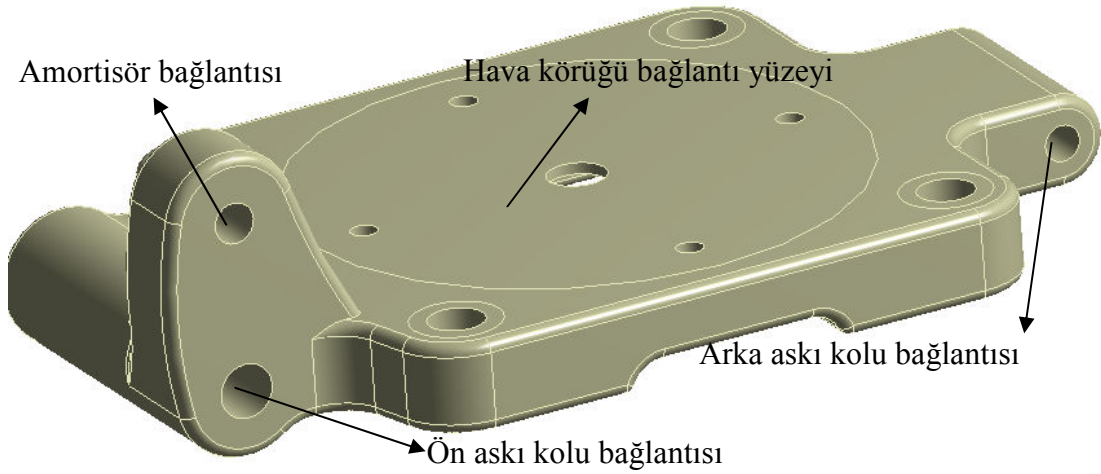
7.4 Alt Körük Tablası ve Cıvata Tablası Sonlu Elemanlar Analizi

Bu bölümde alt körük tablası ve cıvata tablasının mukavemet analizleri anlatılacaktır. Her iki parçanın analizleri birlikte yapılmıştır. Özellikle alt körük tablası üzerine bağlanan körük, amortisör ve askı kolları nedeniyle sistemi oluşturan kritik parçalardandır. Şekil 7.20’de bu parçaların sistem içindeki yerleşimleri verilmiştir.



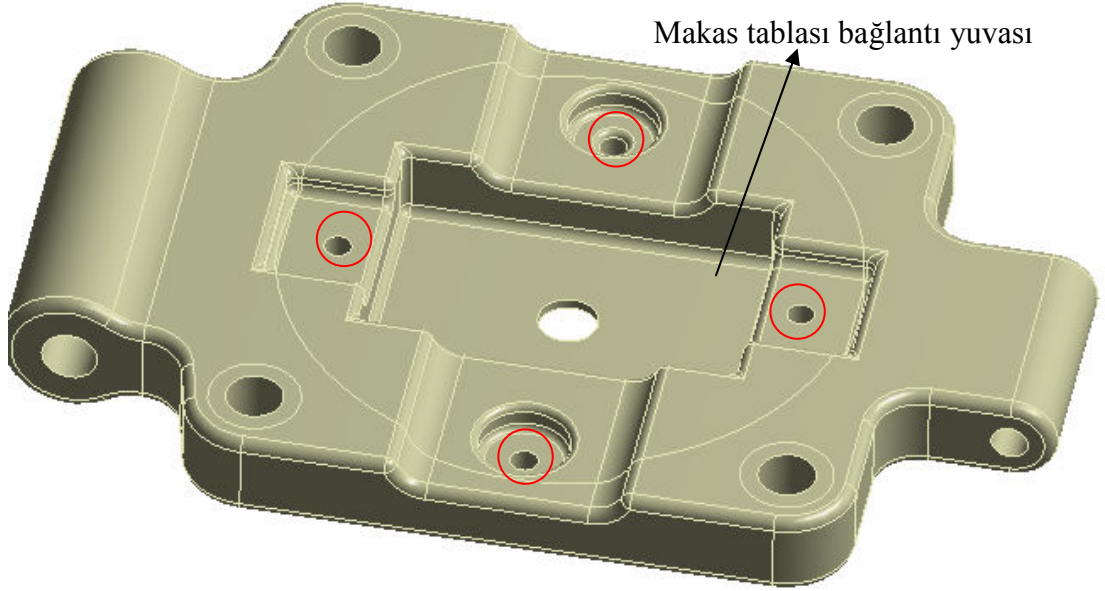
Şekil 7.20 Alt körük tablası ve cıvata tablasının sistem içindeki yerleşimi

Alt körük tablası ile bağlantısı olan elemanların bağlantı noktaları şekil 7.21’de parça üzerinde gösterilmiştir.



Şekil 7.21 Alt körük tablası bağlantı noktaları

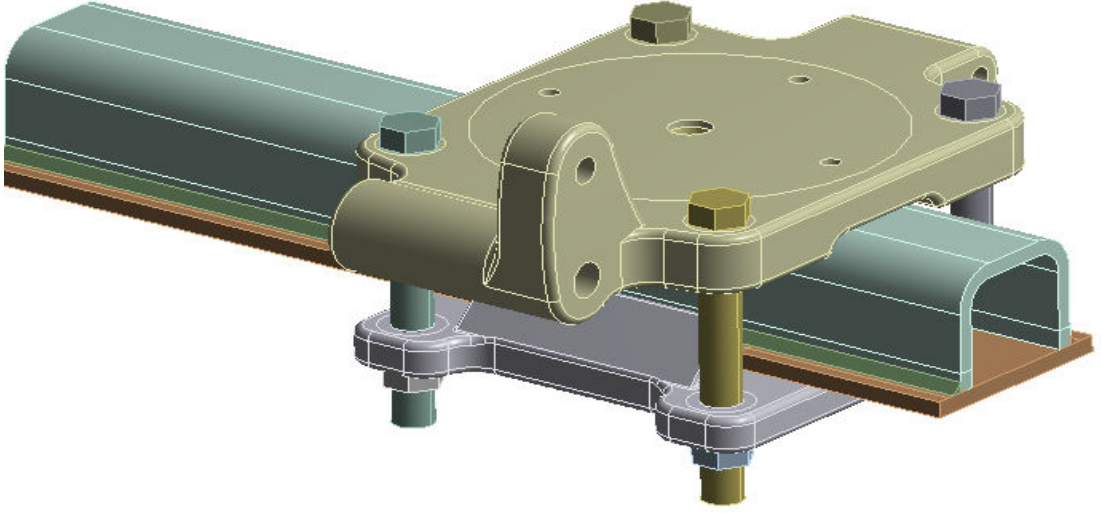
Parça, şekil 7.21’de gösterilemeyen alt yüzeyindeki bir yuva ile dingil üzerine kaynaklı makas tablası ile şekil bağlı olarak bağlanmaktadır. Parçanın bu detayı şekil 7.22’de gösterilmiştir.



Şekil 7.22 Alt körük tablası dingil bağlantı yüzeyi

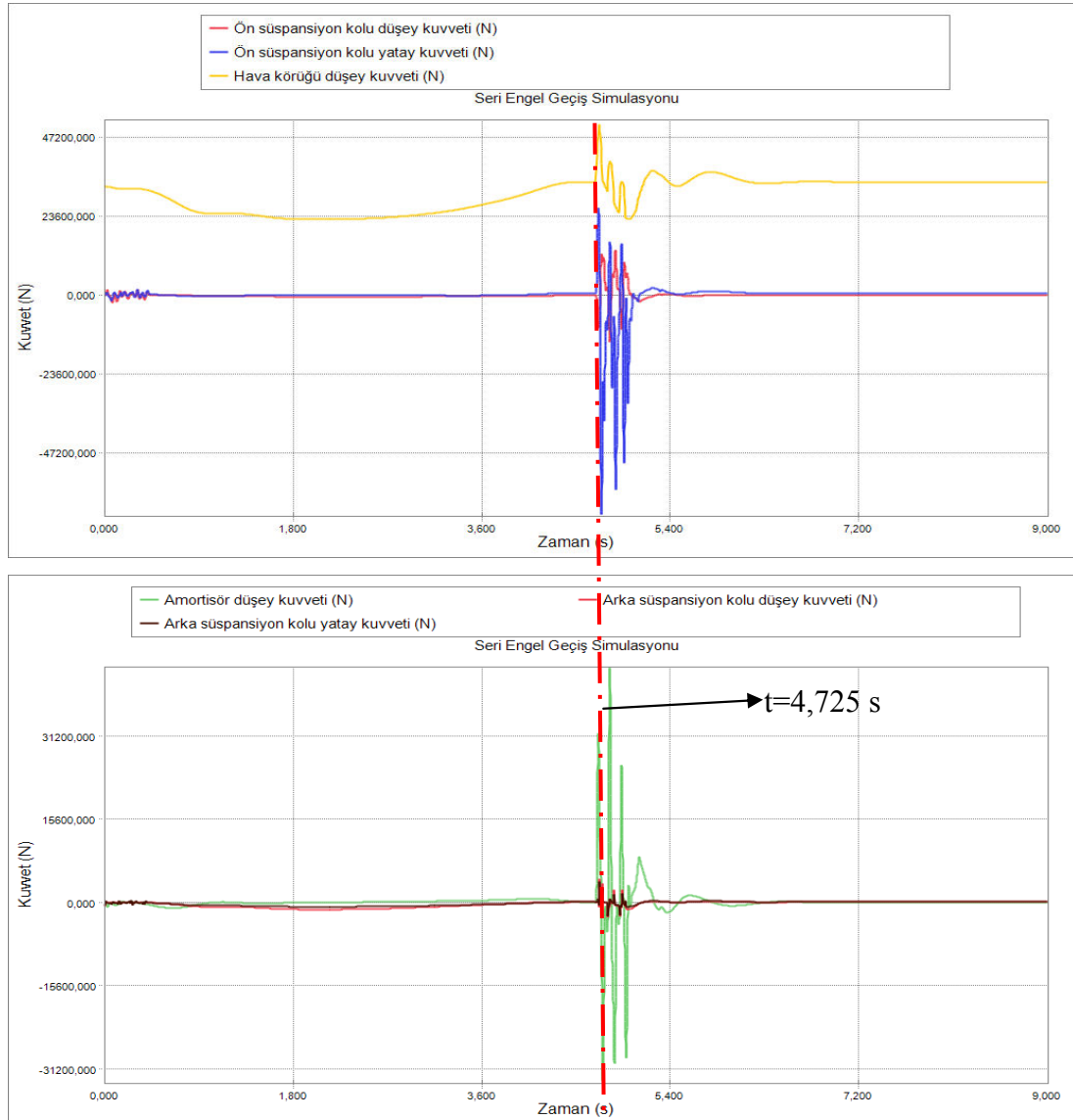
Hava körüğü ile tabla bağlantısı ise şekil 7.22’de kırmızı ile işaretlenmiş 4 adet delikten yapılmaktadır. Bu bağlantı bölgelerinde cıvata başları için oyuklar açılmıştır.

Alt körük tablası ve cıvata tablasının analizi için kullanılan CAD model şekil 7.23’de gösterilmiştir. Modelde dingil, bağlantı cıvataları, alt körük tablası ve cıvata tablası beraber alınmıştır.



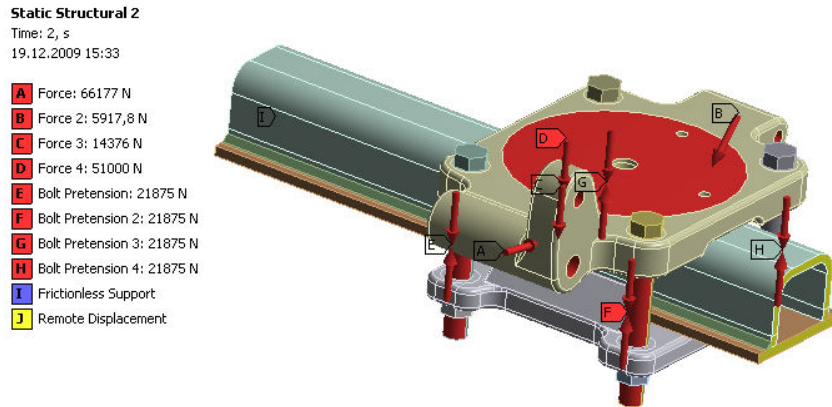
Şekil 7.23 analizde kullanılan CAD modeli

Şekil 7.23’de verilen modelin mesh modeli hazırlanmış ve parçalar arasındaki kontaklar ANSYS WB ortamında tanımlanmıştır. Alt körük tablası bağlantı noktalarına etki eden kuvvetler 6. bölümde yapılan dinamik yol simülasyonlarında incelenmiş ve en kritik yükleme durumunun seri engel geçiş simülasyonunda olduğu görülmüştür. Şekil 7.24’de bağlantı noktalarına etki eden kuvvetler gösterilmiştir.



Şekil 7.24 Alt körük tablası dinamik yük değişimi

Şekil 7.24’de görülen dinamik yüklerin maksimum olduğu an $t=4,725$ anıdır ve analizde bu anda bağlantı noktalarında gözlenen kuvvetler kullanılmıştır. Bu kuvvetlere ilave olarak alt körük tablasını ve civata tablasını birbirine bağlayan 4 adet civatadaki önyüklemeye kuvveti de sisteme etki ettirilmiştir. Sisteme ait analiz yükleri şekil 7.25’de görülebilir.

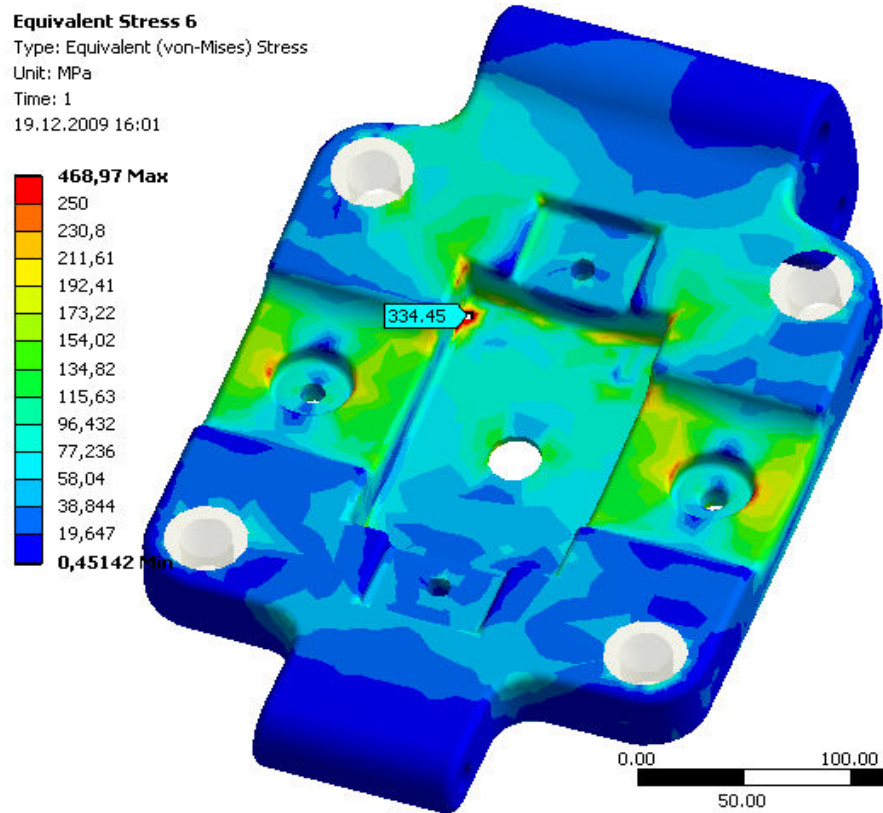


D

Şekil 7.25 Alt körük tablası yükleme şartları

Analiz yapılan sisteme ait sınır şartları ise 7.1 bölümünde anlatılan dingil analizinde kullanılan sınır şartları ile aynıdır.

Yapılan analiz sonucu alt körük tablasında elde edilen Von-Misses gerilme dağılımı şekil 7.26'daki gibidir.



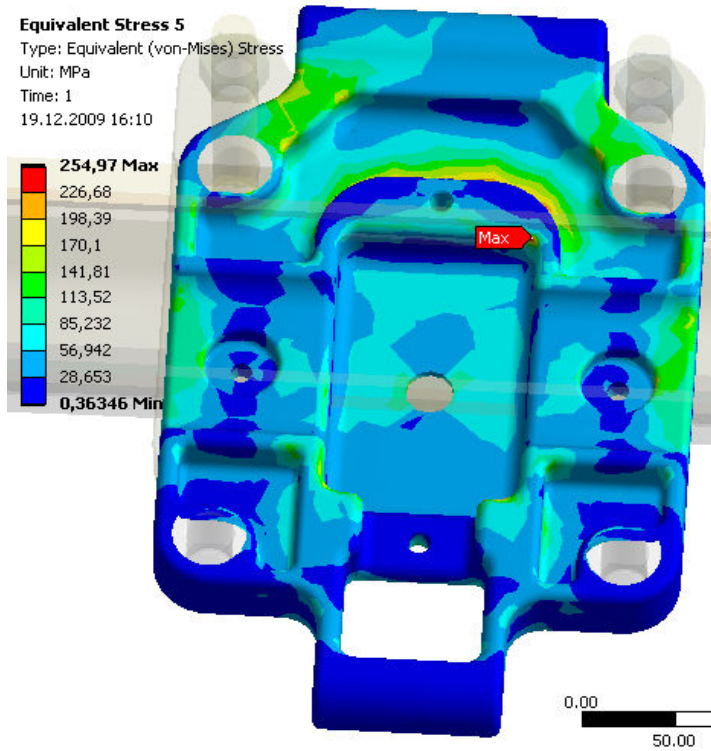
Şekil 7.26 Alt körük tablası Von-Misses gerilme dağılımı

Şekil 7.26 'da görülen gerilme dağılımında özellikle makas tablası oturma yüzeyinde yüksek gerilmeler dikkati çekmektedir. Alt körük tablasının döküm olarak üretilmesi düşünülmektedir. Ayrıca ilk tasarlanan parçanın ağırlığı yaklaşık 26 kg dır ve parça üzerinde ağırlık azalması da yapılması gereklidir. Bu yüzden bu parçayla ilgili bir optimizasyon çalışması başlatılmıştır. Yapılan optimizasyon sonucu aşağıda tablo 7.2 'de verilen ağırlık ve maksimum gerilme değerleri oluşmuştur.

Tablo 7.2 Alt körük tablası optimizasyon çalışması sonuçları

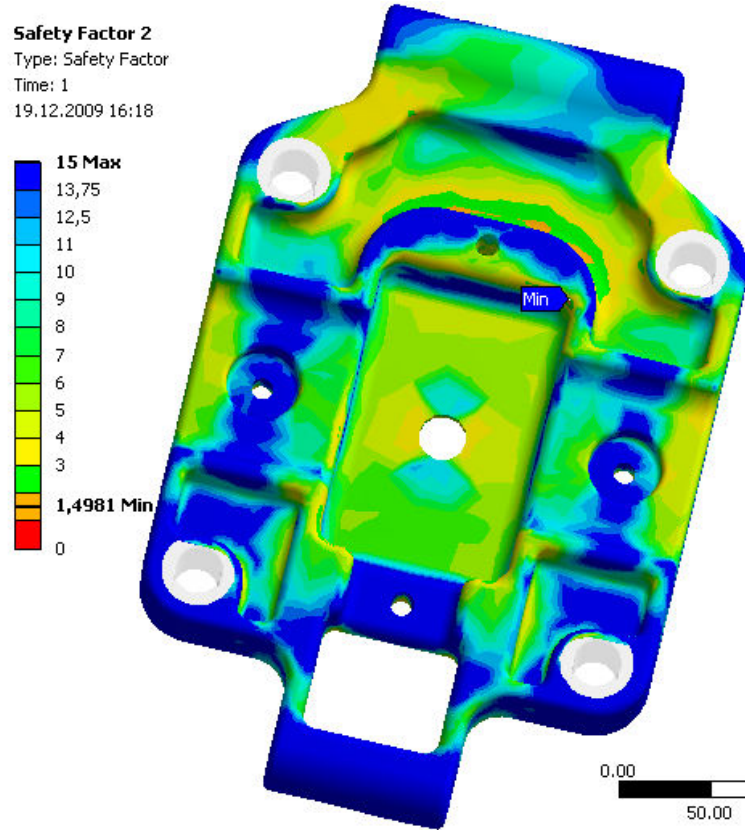
Tasarım No	Maksimum Von-Misses gerilmesi	Alt körük tablası ağırlığı
1	542 MPa	18,9 kg
2	589 MPa	19 kg
3	439 MPa	19,4 kg
4	308 MPa	19,5 kg
5	254 MPa	19,5 kg

Şekil 7.27 'de tasarım 5'e ait Von-Misses gerilme dağılımı görülmektedir.



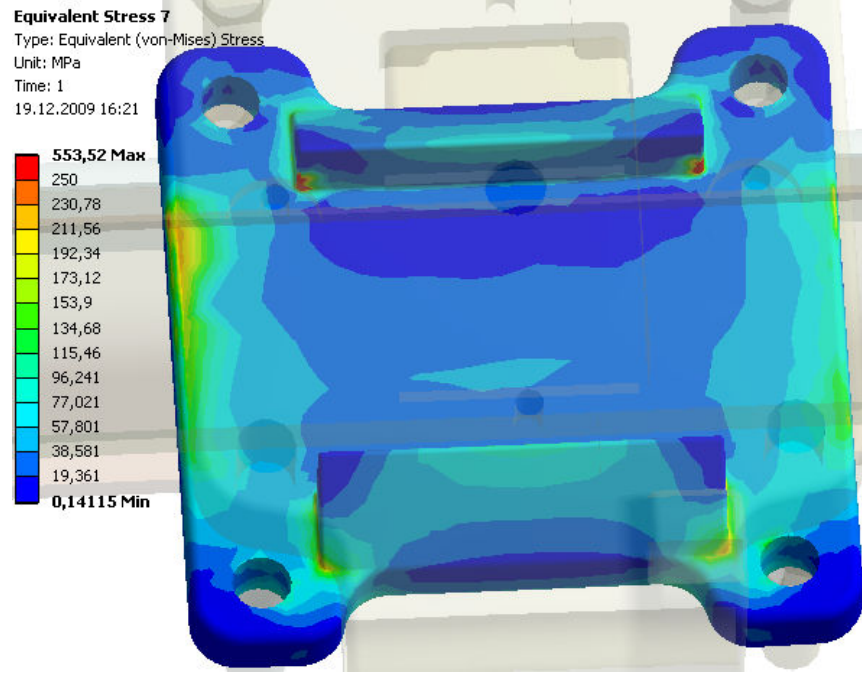
Şekil 7.27 Alt körük tablası optimize edilmiş gerilme dağılımı

Şekil 7.27’de parça üzerinde gerilme konsantrasyonunun en yüksek olduğu tabla alt bölgesi görülmektedir. Ortaya çıkan maksimum gerilme 254 MPa dır. Alt körük tablasının malzemesi GGG50 olarak seçilmiştir. Bu malzeme gevrek özellikte bir malzeme olduğu için parçanın emniyet kriterinin Coloumb kriterine göre belirlenmesi gerekir. Bu kritere göre belirlenmiş emniyet katsayısı dağılımı şekil 7.28’de görülmektedir. Ortaya çıkan minimum emniyet katsayısı 1,5 civarındadır.



Şekil 7.28 Alt körük tablası emniyet katsayısı dağılımı

Analizler sırasında incelenen diğer bir parça da cıvata tablasıdır. Bu parçaya ait ilk tasarım sonucunda ortaya çıkan Von-Misses gerilme dağılımı şekil 7.29’da görülebilir.



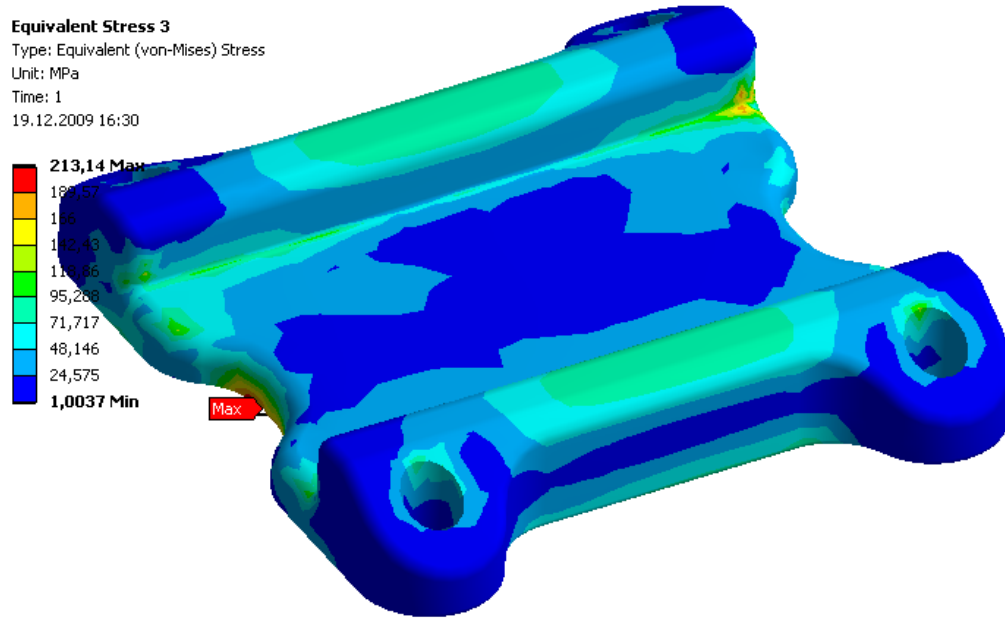
Şekil 7.29 İlk tasarım cıvata tablasına ait Von-Misses gerilme dağılımı

Cıvata tablasının ilk tasarım ağırlığı 15 kg dır ve bu ağırlığa rağmen özellikle dingil ile temas eden yüzeylerde ciddi bir gerilme yığılması göze çarpmaktadır. Bu parçanın da dökümden imal edilmesi düşünülmektedir. Parça için bir ağırlık-gerilme optimizasyonu yapılmalıdır. Yapılan optimizasyon çalışması sonunda ortaya çıkan sonuçlar tablo 7.3’de verilmiştir.

Tablo 7.3 Cıvata tablası optimizasyon sonuçları

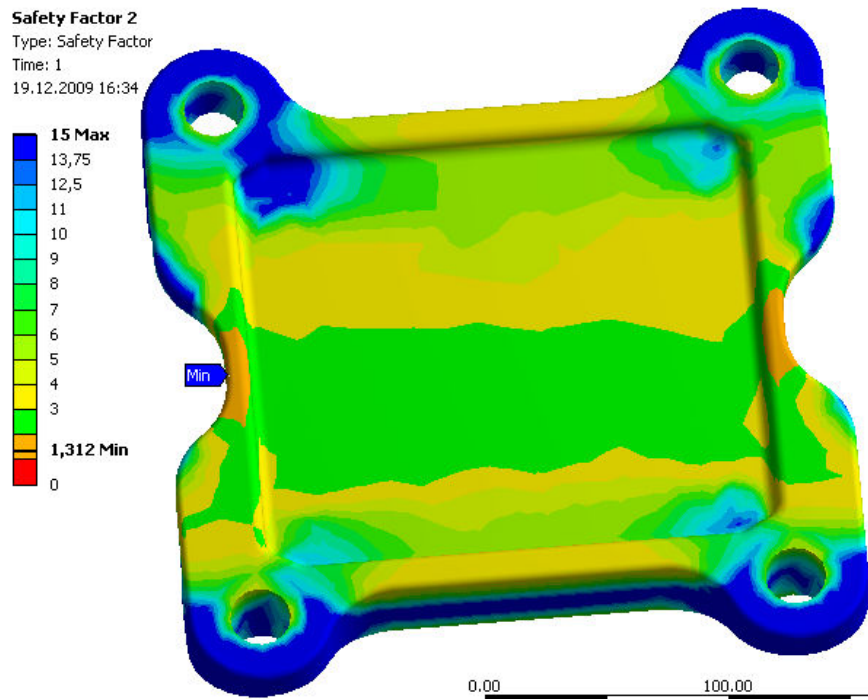
Tasarım No	Maksimum Von-Misses gerilmesi	Cıvata tablası ağırlığı
1	297 MPa	12,2 kg
2	213 MPa	11,6 kg

Şekil 7.30’da optimize edilmiş cıvata tablasının Von-Misses gerilme dağılımı görülebilir.



Şekil 7.30 Optimize edilmiş cıvata tablası gerilme dağılımı

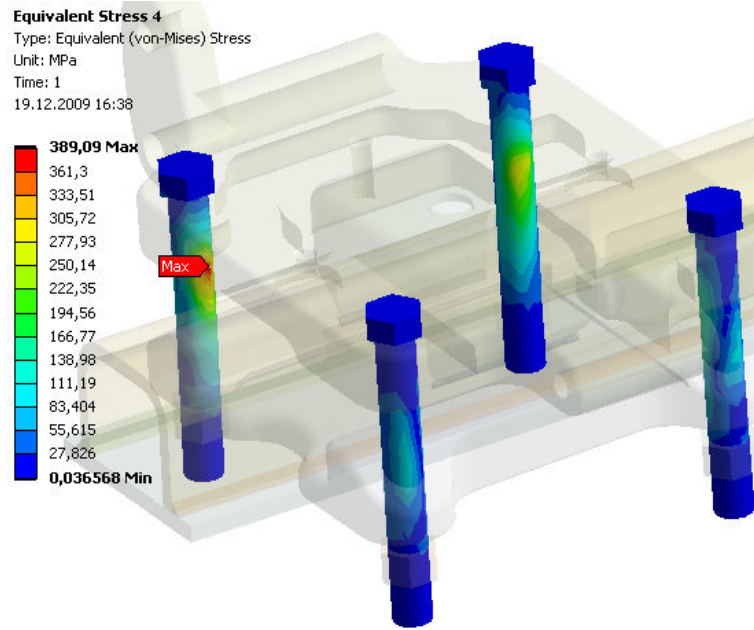
Cıvata tablası malzemesi için GGG40 dökme demir malzeme denenmiş ve Coloumb kriterine göre hesaplanmış emniyet katsayısı dağılımı şekil 7.31’de verilmiştir.



Şekil 7.31 Optimize edilmiş cıvata tablası emniyet katsayısı dağılımı

Parça üzerindeki minimum emniyet katsayısı 1,3 olarak tespit edilmiştir ve bu değer parçanın maruz kalacağı dinamik yükler için uygun bir değer olarak kabul edilebilir.

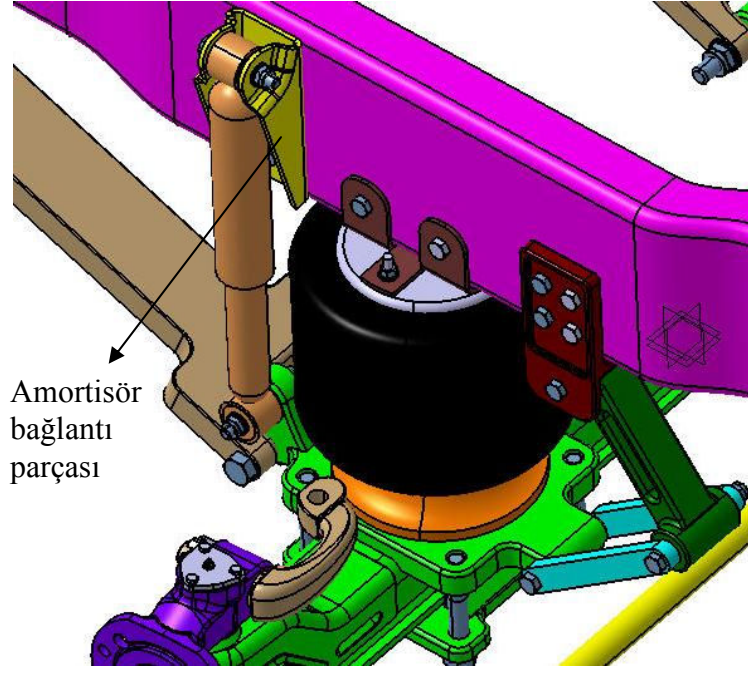
Analiz sonucunda cıvatalarda ortaya çıkan gerilemeler de kontrol edilmiştir. Şekil 7.32'de verilen cıvata gerilemeleri cıvatanın akma mukavemeti olan 900 MPa değerinden oldukça düşüktür ve sistemde kullanılan cıvataların hasara uğramayacağı kararına varılır.



Şekil 7.32 Cıvatalardaki Von-Misses gerilme dağılımı

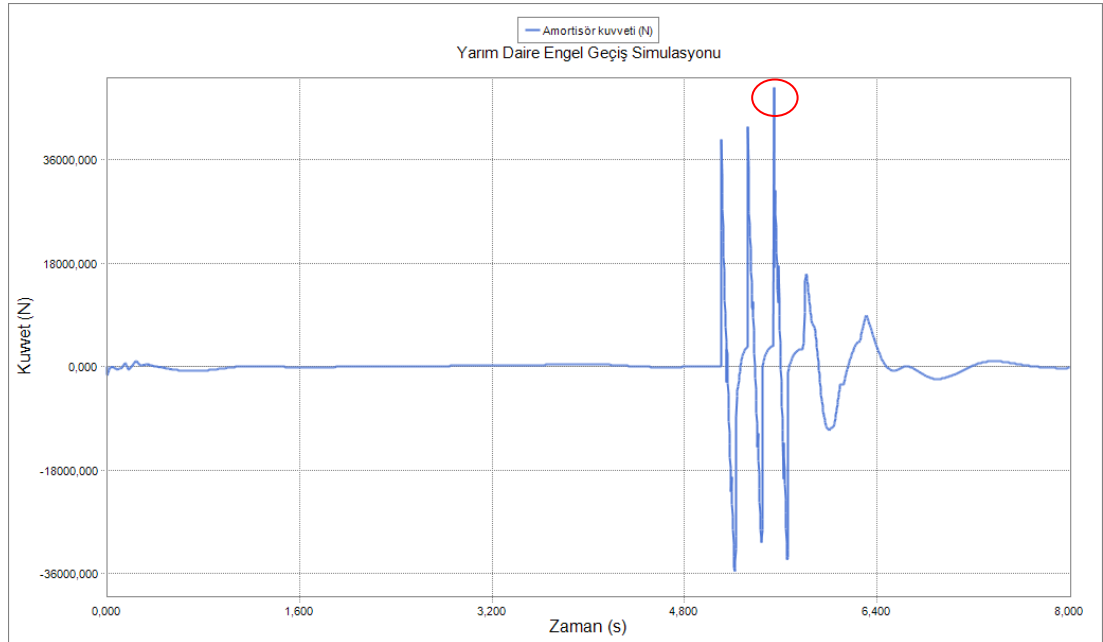
7.5 Amortisör Bağlantı Parçası Sonlu Elemanlar Analizi

Amortisör bağlantı parçası, amortisörün şasi ile bağlantısının yapıldığı parçadır. Bu parçanın mukavemet analizlerinin de daha önce ele alınan sistem parçalarında olduğu gibi 6. bölümde yapılan dinamik simülasyonlarda oluşan maksimum amortisör kuvveti altında yapılması gereklidir. Parçanın sistem konseptinde aldığı yeri hatırlatmak amacı ile şekil 7.33'de amortisör bağlantı parçasının sistem içerisindeki yeri verilmiştir.



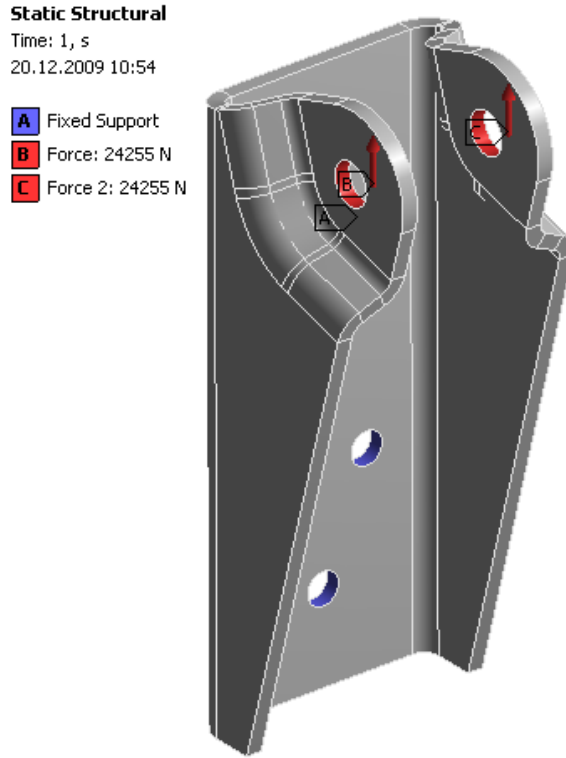
Şekil 7.33 Amortisör bağlantı parçasının sistem içindeki konumu

Yapılan dinamik simülasyonlarda en yüksek amortisör kuvvetinin 6.3.4 bölümde anlatılan yarım daire engel geçişi senaryosunda olduğu görülmüştür. Bu senaryoda oluşan dinamik amortisör kuvveti değişimi şekil 7.34’de verilmiştir.



Şekil 7.34 Yarım daire engel geçişi amortisör kuvveti değişimi

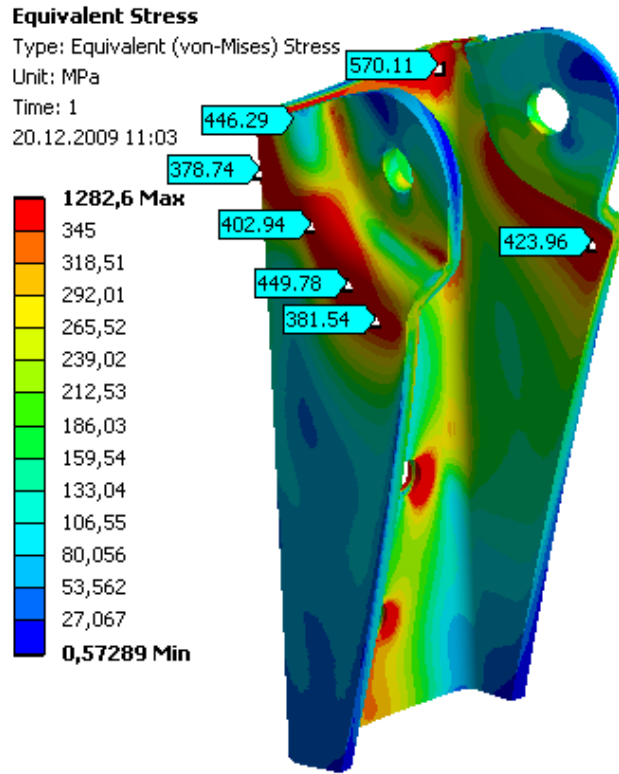
Şekil 7.34’de verilen grafikte maksimum amortisör kuvveti kırmızı daire içine alınmış anda oluşmaktadır ve bu kuvvetin değeri 48510 N’dur. Bu kuvvet referans alınarak yapılan amortisör bağlantı parçası yüklemesi şekil 7.35’de gösterilmiştir.



Şekil 7.35 Amortisör bağlantı parçası yükleme koşulları

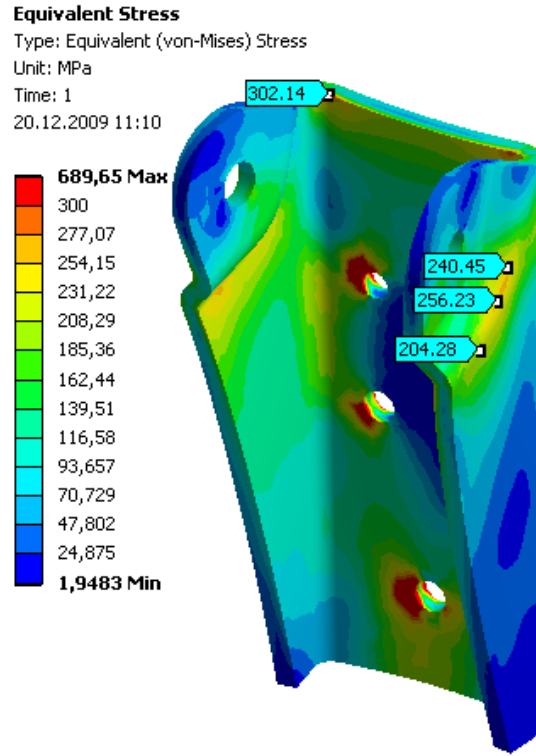
Şekil 7.35’de verilen yükleme senaryosunda amortisör bağlantı parçası, şasi bağlantı deliklerinden sabitlenmiş ve cıvata bağlantı deliklerinden belirlenen amortisör kuvveti eşit olarak uygulanmıştır.

Analiz sonucunda elde edilen Von-Misses gerilmesi dağılımı şekil 7.36’da görülebilir. Burada amortisör bağlantı parçası şasi bağlantı delikleri çevresindeki gerilmeler dikkate alınmamalıdır. Bu deliklerden uygulanan sınır şartı nedeniyle elde edilen gerilme değerleri gerçek değerlerin oldukça üzerindedir. Ancak parçanın özellikle yan duvarlarındaki gerilmeler braket malzemesi St 52 sacının emniyetli gerilme değeri olan 355 MPa değerinin(Erdemir ürün kataloğu) oldukça üzerindedir.



Şekil 7.36 İlk tasarım amortisör bağlantı parçası Von-Misses gerilme dağılımı

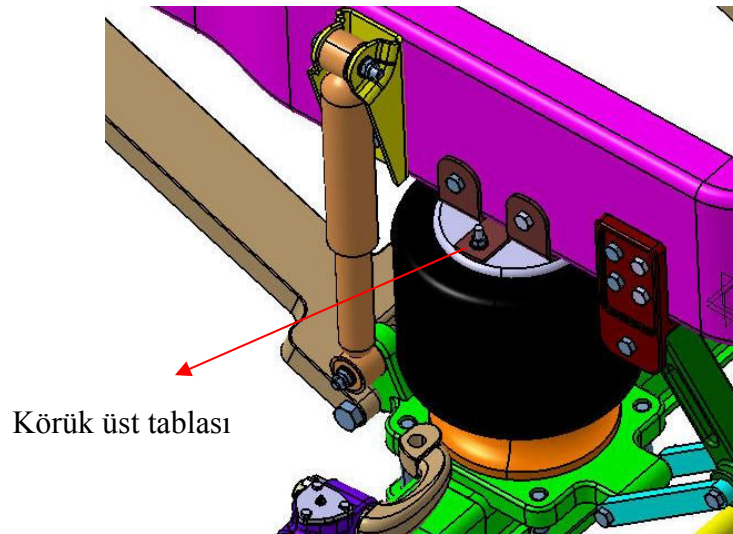
Elde edilen bu yüksek gerilme değerleri nedeniyle amortisör bağlantı parçasının sac kalınlığı 6mm den 8 mm 'ye çıkarılmış ve yan duvar geçiş bölgesinde bazı değişiklikler yapılmıştır. Yapılan bu iyileştirme sonucunda oluşan gerilme dağılımı şekil 7.37'de verilmiştir. Bu durumda bağlantı delikleri dışında kalan bölgelerde elde edilen maksimum gerilme 300 MPa civarındadır ve bu gerilme değeri malzemenin akma mukavemeti olan 355 MPa ile kıyaslandığında yaklaşık 1,2 emniyet katsayısına karşılık gelir ve bu değer tasarımı sonlandırmak için yeterlidir.



Şekil 7.37 İyileştirilmiş amortisör bağlantı parçası gerilme dağılımı

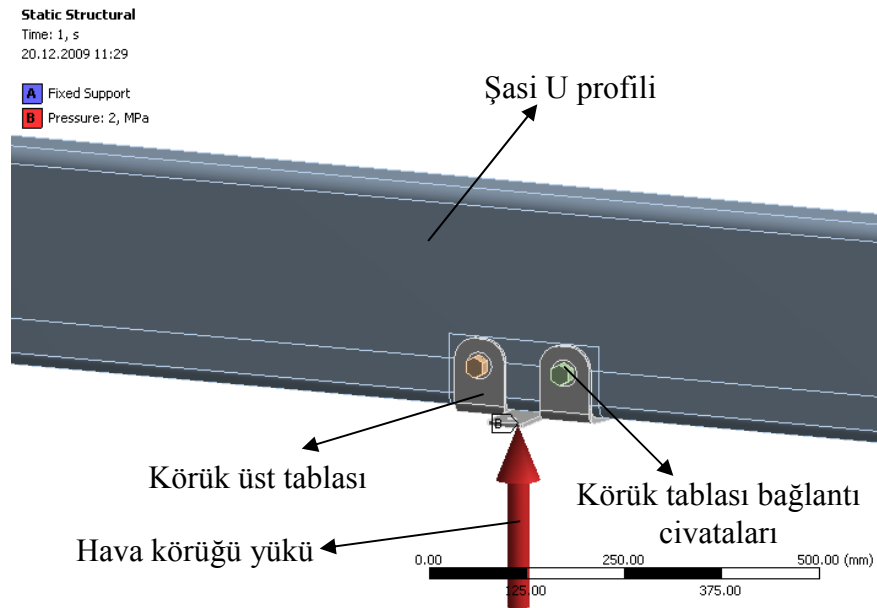
7.6 Körük Üst Tablası Sonlu Elemanlar Analizi

Körük üst tablası hava körüklerinin şasi bağlantısının yapıldığı parçadır. Bu parça yardımı ile hava körüğü ve şasi arasındaki kuvvet aktarımı sağlanmaktadır. Parçanın sistem içindeki yeri şekil 7.38’de gösterilmiştir.



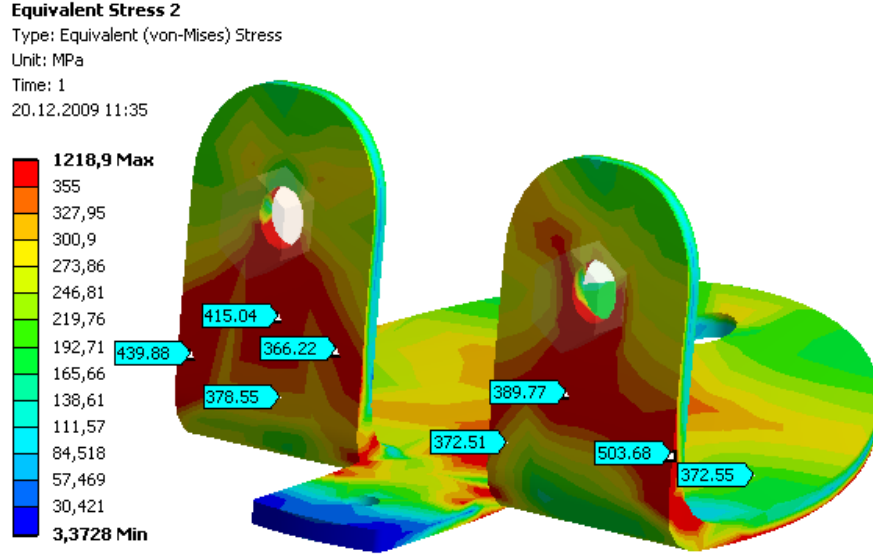
Şekil 7.38 Körük üst tablasının sistem içindeki konumu

Parça hava körüğü ile şasi arasında kaldığından parçaya etki eden maksimum yük daha önce 7.2 bölümünde dingil analizi için kullanılan 57112 N 'luk kuvvettir. Parçanın analizi için kullanılan CAD model içerisine araç şasisi de dahil edilmiştir. Analiz için kullanılan model şekil 7.39 'da görülebilir. Aynı şekil üzerinde parçaya ait yükleme şekli de gösterilmiştir. Analiz sonuçlarına başlamadan önce hatırlatılması gereken konu şudur: Gerçek durumda araç şasisini tasarlayan araç üreticisi, süspansiyon bağlantı bölgesinde enine şasi traversleri kullanır. Bu traversler şasinin bölgesel mukavemetini oldukça önemli miktarda artırır. Ancak bu konuda elimizde herhangi bir bilgi olmadığından bu traversler model içerisine dahil edilmemiştir. Gerçek durumda elde edilecek gerilme değerleri analiz sonuçlarından daha düşük olacaktır. Ancak bu durumda da parça için malzemenin akma sınırı altında bir gerilme değeri tasarımı sonlandırmak için hedef alınmıştır.



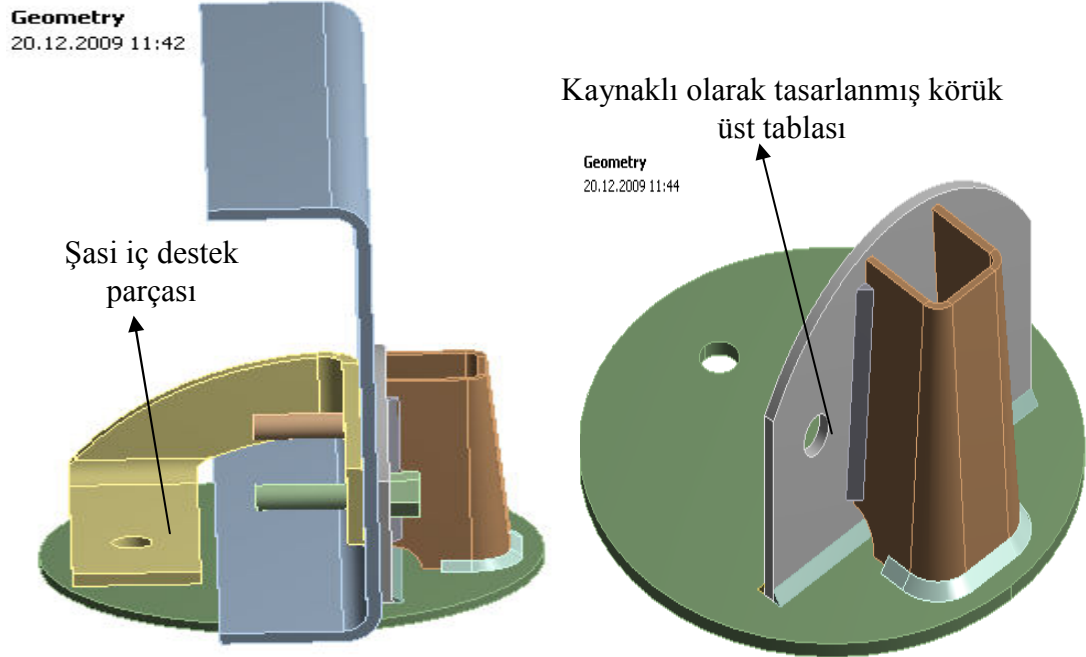
Şekil 7.39 Körük üst tablası analiz modeli ve yükleme şartları

Bu yükleme durumunda ortaya çıkan Von-Misses gerilme dağılımı şekil 7.40 'da verilmiştir. Özellikle bağlantı kulaklarında ve şasi ile temasın olduğu bölgelerde tabla malzemesi olan St52 sacın akma gerilmesinden (Erdemir ürün kataloğu) daha yüksek değerdeki gerilmeler göze çarpmaktadır.



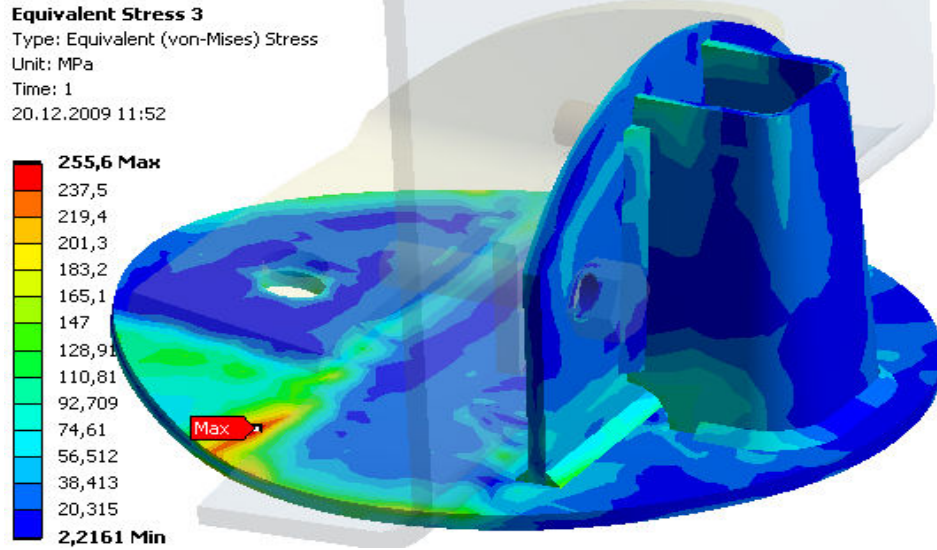
Şekil 7.40 İlk tasarım körük tablası gerilme dağılımı

Gerilmelerin bu denli yüksek çıkmasının sebebi daha önce şekil 4.4 'de gösterilen, hava köprüğü eksenine ile şasi U profili tarafsız ekseninin çakıştırılmamasıdır. Bu yüzden tasarım değişikliğine gidilmiş şasi içerisine de bir destek parçası eklenmiştir. Bu tasarım üzerinde de birkaç değişiklik yapıldıktan sonra elde edilen optimum tabla ve destek parçasına ait görünüş şekil 7.41'de görülebilir.

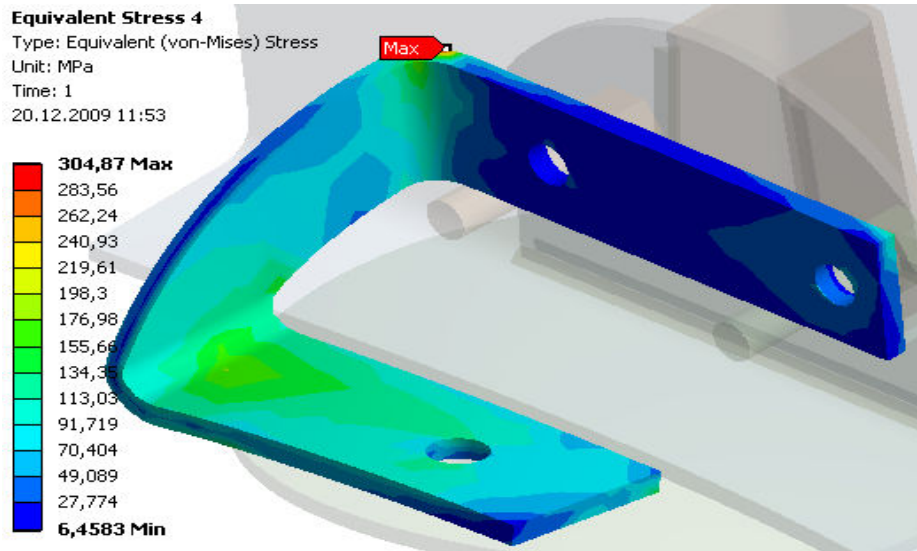


Şekil 7.41 Yeni tasarım körük üst tablası ve destek parçası

Yeni tasarlanan bağlantı geometrisinde körük üst tablasında ve şasi iç destek parçasında oluşan gerilmeler şekil 7.42 ve 7.43’de görülebilir. Körük tablasında oluşan maksimum gerilme 255 MPa’dır ve tabla malzemesi St52’nin 355 MPa olan akma sınırı (Erdemir ürün kataloğu) referans alındığında 1,4 emniyet katsayısı elde edilmiş olur ve bu da tasarımı dondurmak için yeterlidir.



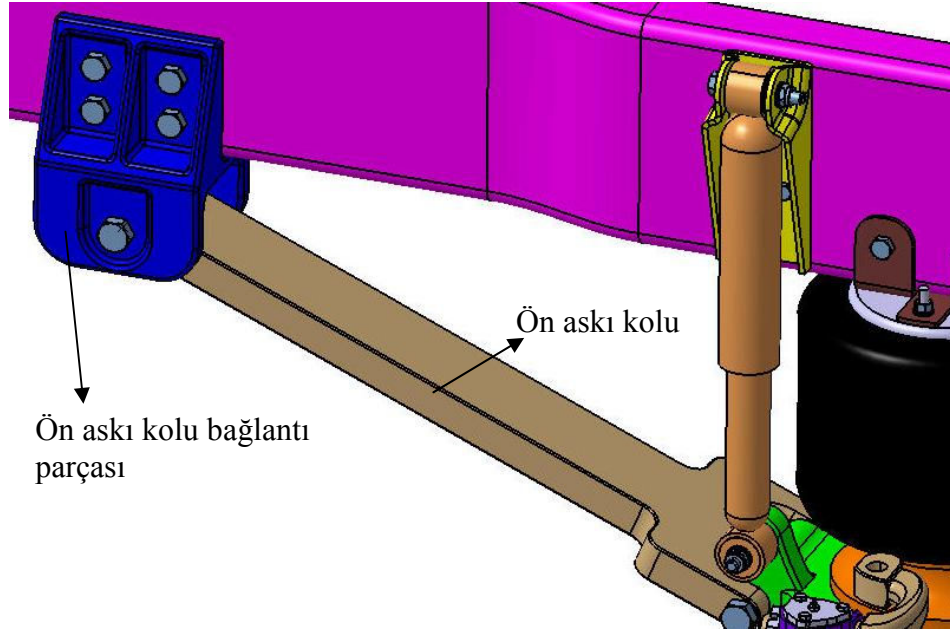
Şekil 7.42 Körük üst tablası son tasarımına ait gerilme dağılımı



Şekil 7.43 Şasi iç destek parçasında oluşan gerilme dağılımı

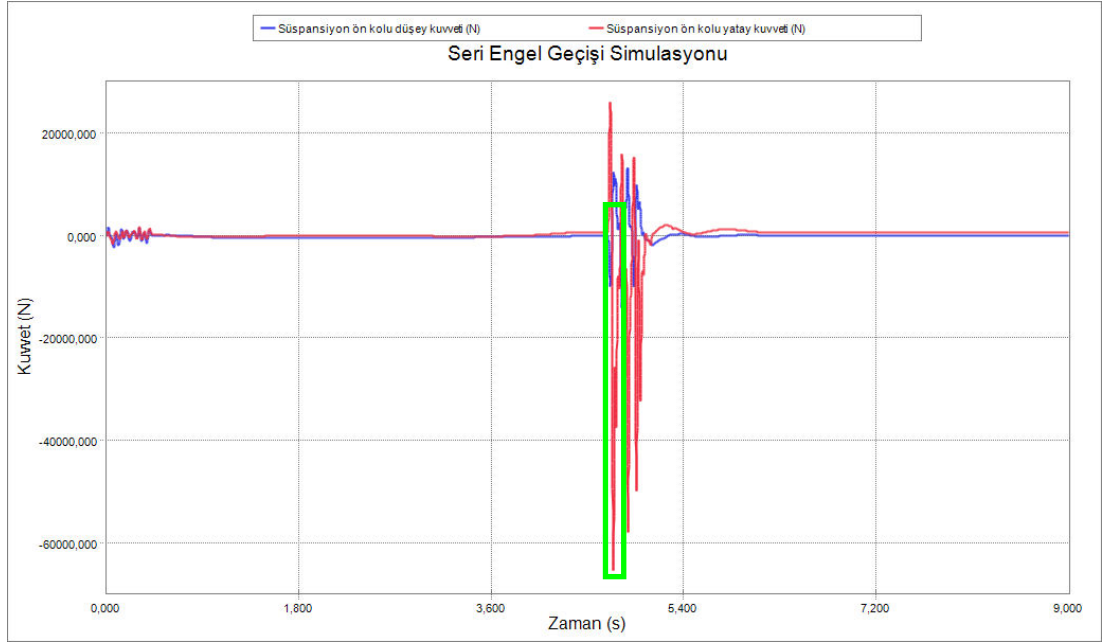
7.7 Ön Askı Kolu Bağlantı Parçası Sonlu Elemanlar Analizi

Ön askı kolu bağlantı parçası, ön askı kolunun şasi ile bağlantısında kullanılır. Ön askı kolundaki boyuna yöndeki kuvvet bu parça yardımıyla şasiye aktarılır. Parçanın askı sistemi içindeki yerleşimi hatırlatma amacıyla şekil 7.44’de verilmiştir.



Şekil 7.44 Ön askı kolu bağlantı parçası yerleşimi

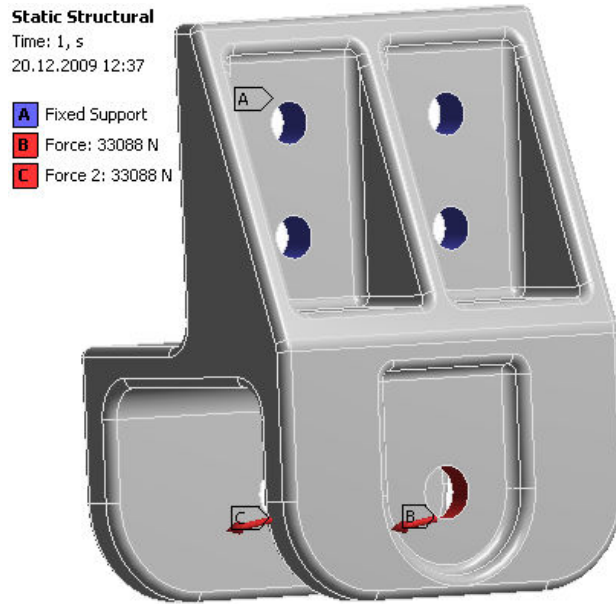
Parça için belirlenen en kritik yükleme koşulu daha önce körük alt körük tablası analizinde yükleme şartı olarak kullanılan ve seri engel geçiş senaryosunda oluşan yükleme şartıdır. Bu yükleme şartına ait dinamik kuvvet değişimi şekil 7.45’de verilmiştir.



Şekil 7.45 Ön askı kolu bağlantısı dinamik kuvvet değişimi

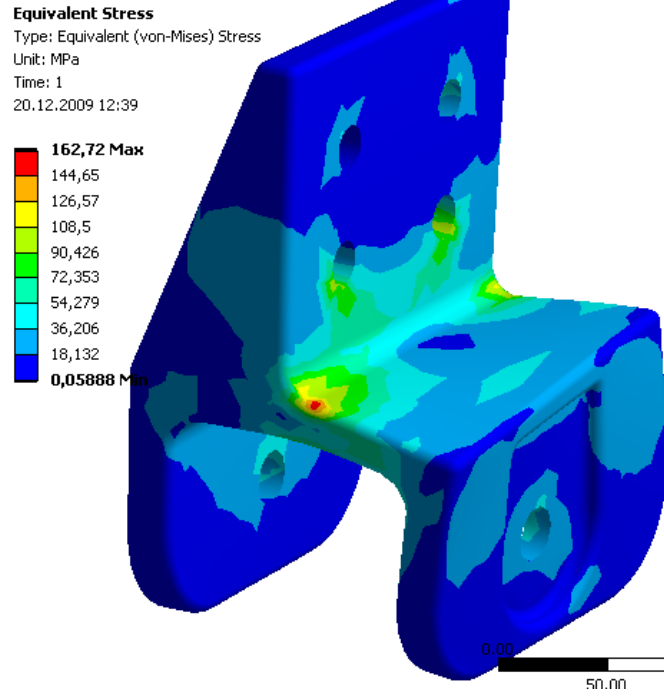
Parça için en kritik yükleme durumu şekil 7.45’de verilen yük değişiminde $t=4,725$. s olarak alınmıştır, bu an şekil 7.45’de yeşil kutu içine alınan andır.

Parçanın sonlu elemanlar analizi için yükleme durumu şekil 7.46’da görülmektedir. Parça şasi bağlantı deliklerinden sabitlenmiş ve ön askı kolu bağlantı gözlerinden kuvvet uygulanmıştır.



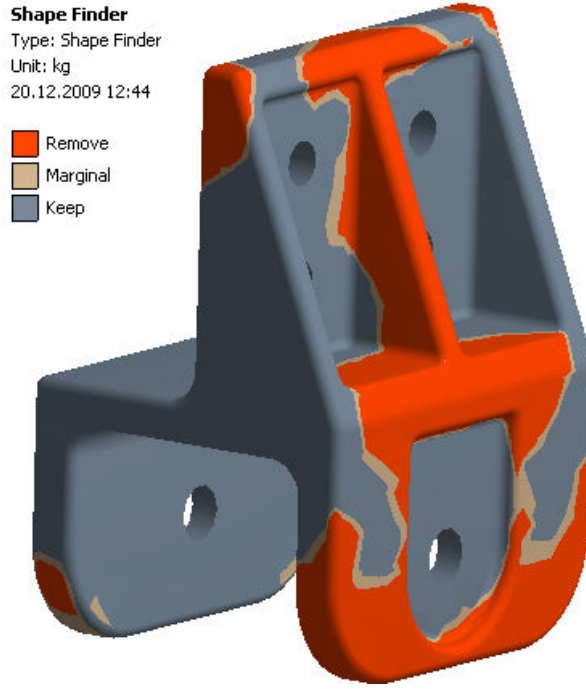
Şekil 7.46 Ön askı kolu bağlantı parçası yükleme koşulları

Şekil 7.46'daki yükleme durumunun ardından analiz sonucu olarak elde edilen gerilme dağılımı şekil 7.47'de görülmektedir.



Şekil 7.47 İlk tasarlanan ön askı kolu bağlantı parçası gerilme dağılımı

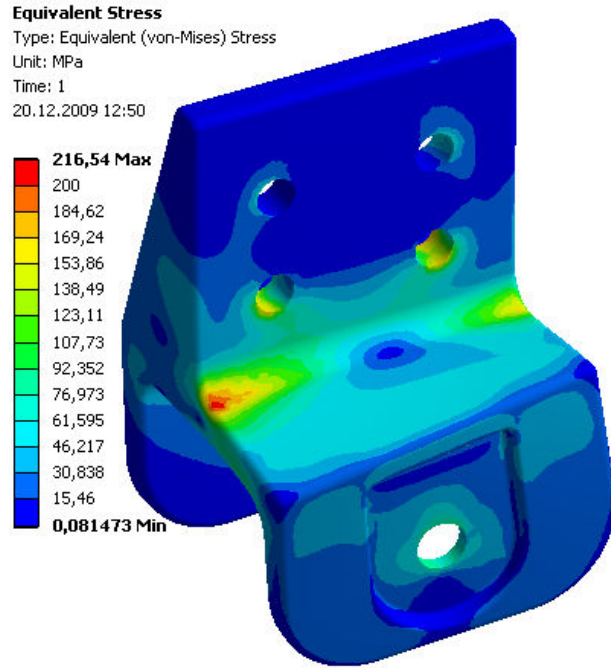
Parçanın imalat yöntemi için döküm yöntemi uygun olacaktır ve malzeme olarak da GGG50 malzemesi kullanımı düşünülmektedir. Ancak şekil 7.47'de verilen ilk tasarıma ait gerilme dağılımı oldukça parçanın oldukça emniyetli olduğunu göstermektedir. Ağırlık azaltılması için parça üzerinde bir optimizasyon işlemi yapılması gereklidir. İlk tasarım parçanın ağırlığı 19 kg'dır ve bu ağırlığın azaltılması gerekir. Bu amaçla ANSYS programı içinde bulunan "shape optimization" komutu kullanılır ve parçada %20 ağırlık azaltımı için yapılması gereken işlem yaklaşık olarak belirlenir.(ANSYS User Guide) Shape optimization komutunun sonucu şekil 7.48'de gösterilmiştir.



Şekil 7.48 Ön askı kolu bağlantı parçası şekil optimizasyonu sonucu

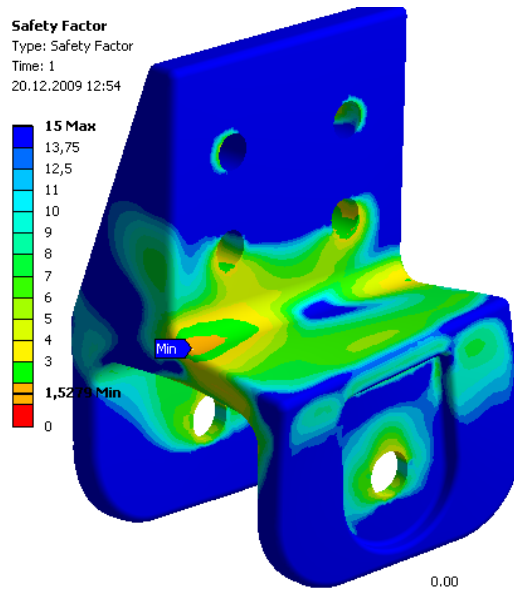
Şekil 7.48’de görülen sonuçta program turuncu ile işaretlediği bölgelerden kütle azaltılması yapılabileceğini öngörmektedir. Bu azaltmalar yapılırsa parçanın kütlede %20 oranında azalma olacak ancak mukavemet değerinde önemli bir düşüş olmayacaktır.

Bu sonuç uyarınca yeni bir bağlantı parçası tasarlanmıştır. Yeni tasarlanan parçanın ağırlığı 14,2 kg olarak ortaya çıkmıştır. Bu da ilk tasarım parçanın 19 kg lık ağırlığı dikkate alındığında yaklaşık %25’lik bir kütle azalmasına karşılık gelir. Şekil 7.46 ‘daki yükleme koşullarıyla yeni tasarım parça analiz edildiğinde şekil 7.49’daki gerilme dağılımı ortaya çıkar ki bu dağılım tasarımın dondurulması için yeterlidir. Yeni tasarım bağlantı parçası ile istenilen gerilme ve kütle değerine ulaşılmıştır.



Şekil 7.49 Yeni tasarım ön askı kolu bağlantı parçası gerilme dağılımı

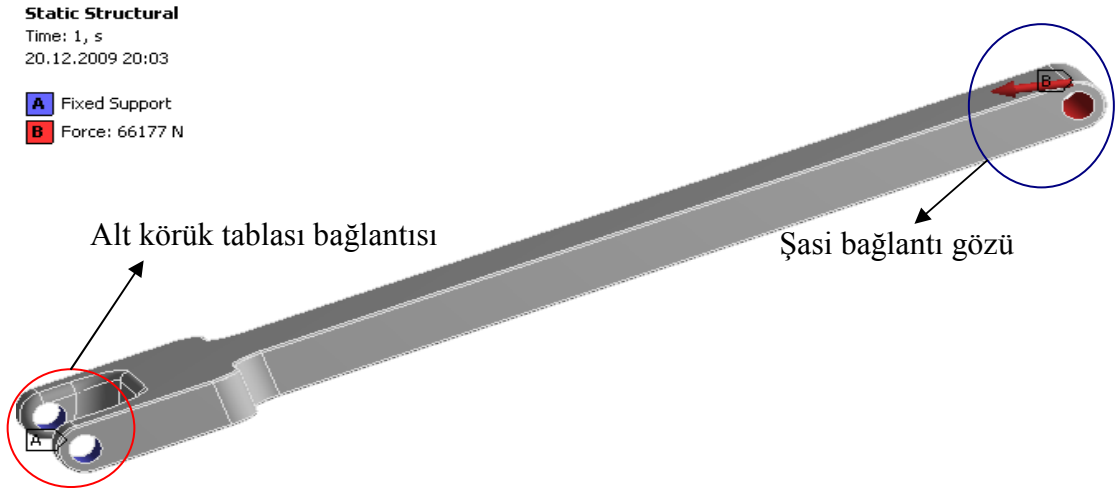
Şekil 7.49’da görülen gerilme dağılımında maksimum gerilme değeri 216 MPa olarak ortaya çıkmıştır. Bu değer GGG50 malzemesinin mukavemet değerleri göz önüne alındığında yeterli mukavemeti sağlayabilecek ölçüdedir. Daha önceki döküm parçalarda yapıldığı gibi parçanın emniyet katsayısı dağılımı Coloumb kriteri ile hesaplanmıştır ve şekil 7.50’deki emniyet katsayısı dağılımı elde edilmiştir.



Şekil 7.50 Yeni tasarım ön askı kolu bağlantı parçası emniyet katsayısı dağılımı

7.8 Ön Askı Kolu Sonlu Elemanlar Analizi

Ön askı kolu boyuna ve yanal kuvvetlerin şasi ile dingil arasında iletilmesinde çalışır. 7.7 bölümünde bu kolun şasiye bağlantısının yapıldığı bağlantı parçasının sonlu elemanlar analizi yapılmıştı. Bu bölümde ise aynı kuvvetler altında ön askı kolu sonlu elemanlar analizi anlatılacaktır. Ön askı kolunun sistem içerisindeki yerleşimi şekil 7.44'de görülebilir. Şekil 7.45'de ise parçaya ait yükleme senaryosundan seçilen yükleme anı görülmektedir. Aşağıda şekil 7.51'de ön askı koluna ait yükleme şekli görülmektedir. Parça alt körük tablası bağlantısından sabitlenmiş, şasi bağlantı gözünden kuvvet uygulanmıştır.



Şekil 7.51 Ön askı kolu yükleme şekli

Yapılan analiz sonucu şekil 7.52'de verilen gerilme dağılımı elde edilmiştir. Parçanın özellikle alt körük tablası bağlantı gözüne yakın bölgelerinde önemli derecede gerilme yığılmasının olduğu gözlemlenebilir. Parça için düşünülen imalat şekli GGG50 malzemeden döküm yöntemiyle imalattır. İlk tasarlanan parçanın yaklaşık ağırlığı 40 kg dır ve bu ağırlığın azaltılması gerekir. Ağırlıkta önemli azalma elde edilemese bile aynı ağırlıkta gerilme değerlerinin emniyetli değerlere çekilmesi önemlidir.

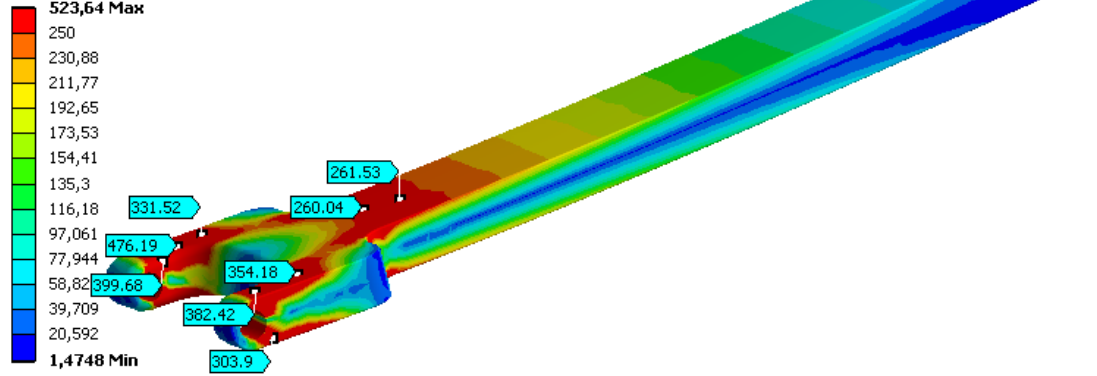
Equivalent Stress

Type: Equivalent (von-Mises) Stress

Unit: MPa

Time: 1

20.12.2009 20:10



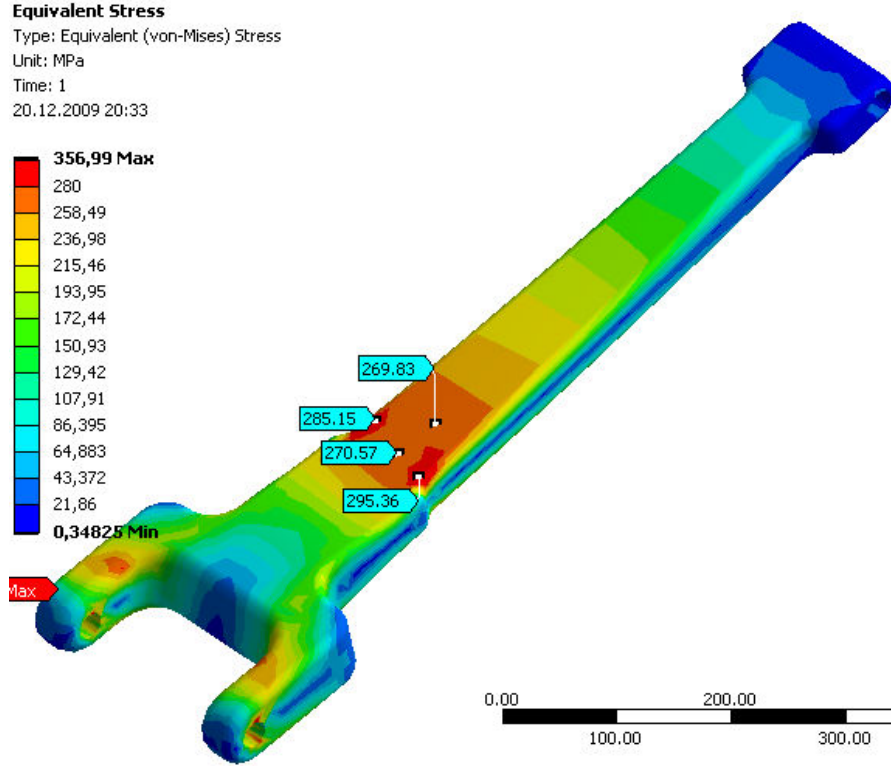
Şekil 7.52 İlk tasarım ön askı kolu gerilme dağılımı

Yukarıda belirtilen hedeflere ulaşılabilmesi için parça üzerinde bir optimizasyon çalışmasına başlanmıştır. Bu optimizasyon çalışmasının sonuçları aşağıdaki tabloda görülebilir.

Tablo 7.4 Ön askı kolu optimizasyon sonuçları

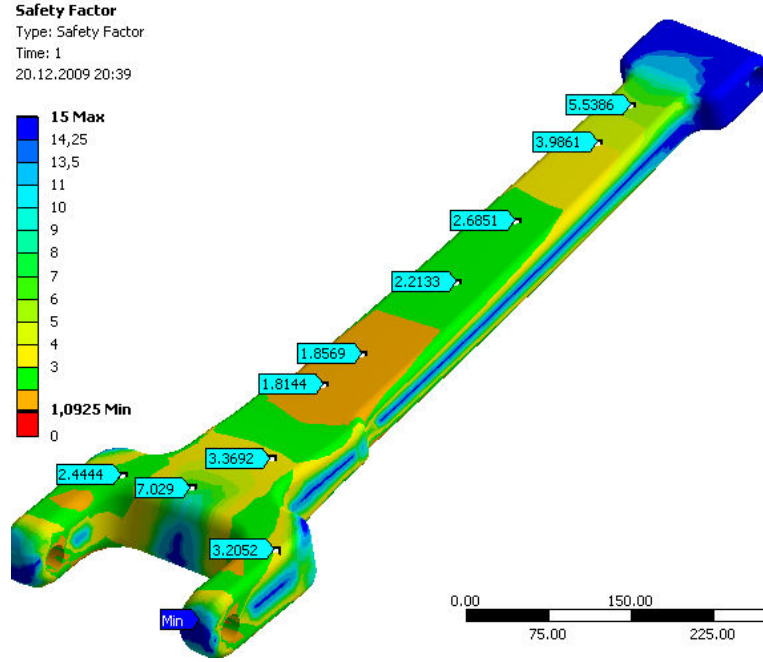
Tasarım No	Maksimum Von-Misses gerilmesi	Ön askı kolu ağırlığı
1	535 MPa	48,3 kg
2	553 MPa	46,3 kg
3	586 MPa	33,4 kg
4	568 MPa	43,5 kg
5	340 MPa	45,7 kg
6	356 MPa	45,1 kg
7	357 MPa	41,8 kg
8	385 MPa	36,4 kg
9	357 MPa	38,2 kg
10	357 MPa	38,6 kg
11	345 MPa	38,5 kg
12	337 MPa	38,4 kg
13	357 MPa	36,4 kg

Tablo 7.4’de verilen sonuçlar değerlendirildiğinde en uygun tasarım sonucunun 13 numaralı tasarım olduğuna karar verilmiştir. Bu tasarımda hem gerilme değeri emniyetli değerlerin bir miktar da olsa altında olurken ilk tasarım parçaya kıyasla ağırlıkta yaklaşık %10 luk bir düşüş meydana gelmiştir. Şekil 7.53’de 13 numaralı yeni tasarıma ait gerilme dağılımı görülmektedir.



Şekil 7.53 Optimize edilmiş ön askı kolu gerilme dağılımı

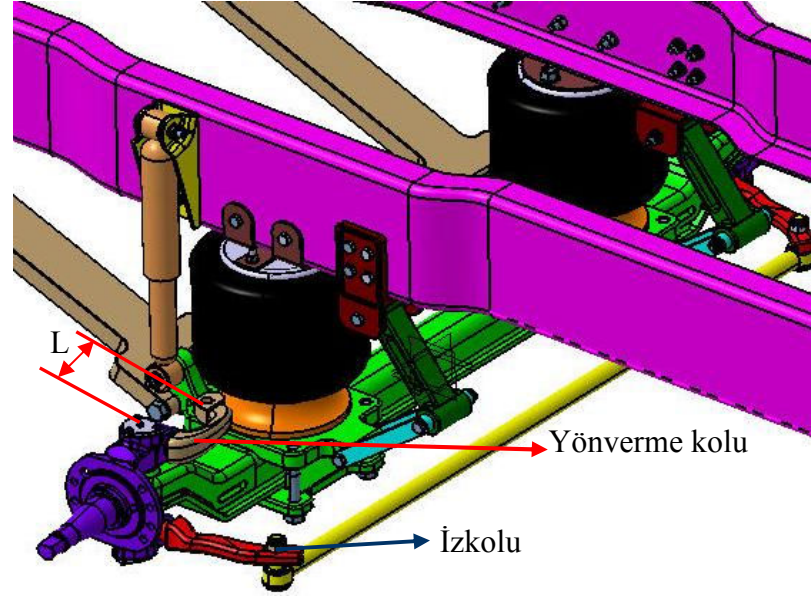
Daha önce dökümden imal edilmesine karar verilen diğer parçalarda olduğu gibi bu parçada da emniyet katsayısı belirlenmesinde Coloumb kriteri kullanılmıştır. Coloumb kriterine göre hesaplanmış gerilme dağılımı şekil 7.54’de görülebilir. Elde edilen minimum emniyet katsayısı 1,1 olarak belirlenmiştir.



Şekil 7.54 Optimize edilmiş ön askı kolu emniyet katsayısı dağılımı

7.9 Yön Verme Kolu Sonlu Elemanlar Analizi

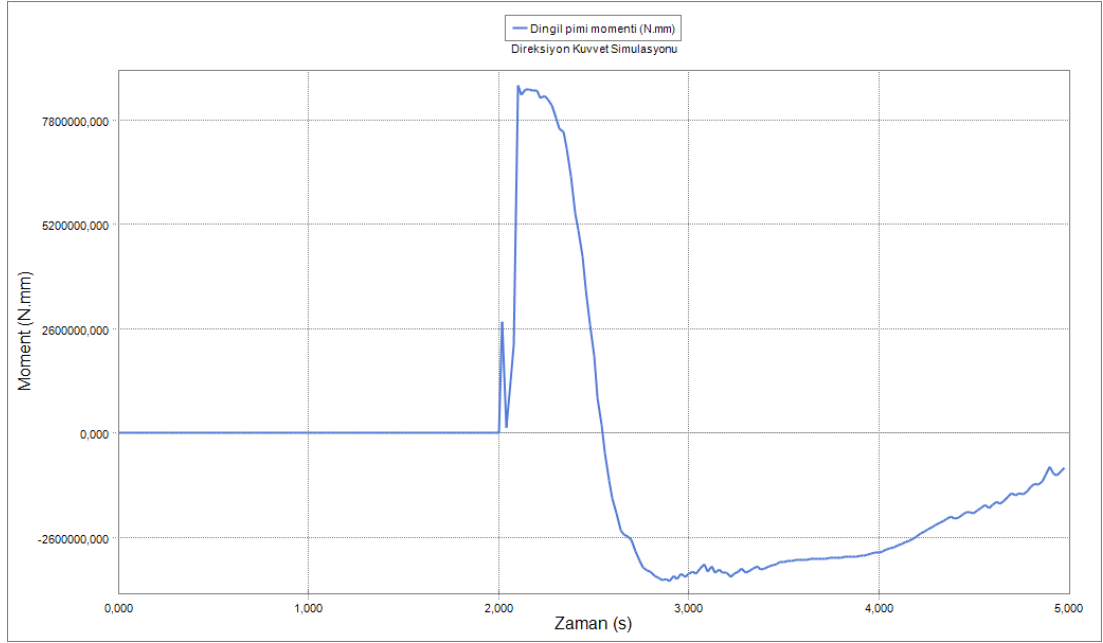
Yön verme kolu direksiyon sektör kolu ile akson bağlantısını yaptığı parçadır. Bu parça sayesinde direksiyon kutusundan sektör koluna aktarılan aksel hareket aksonun dingil pimi etrafında dönme hareketine çevrilir. Araç üzerinde sadece direksiyon tarafında bulunur, yani incelediğimiz araç için sol tarafta bulunur, sağ tarafta yön verme kolu bulunmaz. Parçanın sistem içerisindeki yerleşimi hatırlatmak amacıyla şekil 7.55’de verilmiştir.



Şekil 7.55 Yön verme kolu sistem içindeki yerleşimi

Yön verme kolu askı sisteminin bir parçası değildir. Parça esas olarak yön verme sistemi içerisinde düşünülebilir. Yön verme koluna ait yükleme koşullarının belirlenmesinde direksiyon sistemine ait bilgiler gereklidir. Bu bilgiler sürücünün uygulayabileceği yaklaşık çevirme momenti ve direksiyon kutusu çevrim oranıdır. Ancak araca ait direksiyon kutusuyla ilgili olarak elimizde hiçbir veri bulunmadığından bu kuvvetlerin belirlenmesi için yine araç dinamiği modelinden yararlanılmıştır.

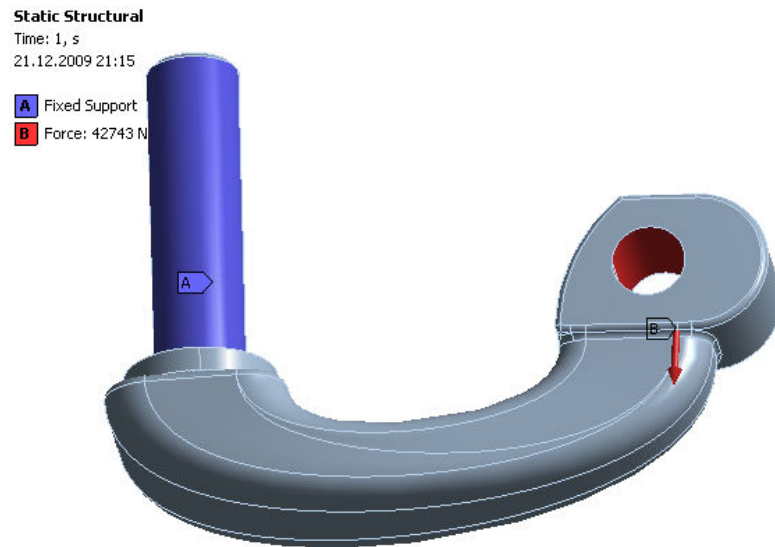
Direksiyon yön verme sistemi elemanlarının en çok zorlandığı durum araç durur halde ve yüklüken direksiyonun çevrilmesidir. Araç dinamiği modelinde bu senaryoya uygun bir simülasyon yapılmıştır. Araç durur vaziyetteyken direksiyon nötr pozisyondan tam sola kırılmıştır. Dingil pimi ekseninde oluşan moment şekil 7.56'da gösterilmiştir.



Şekil 7.56 Tam sola kırma durumu dingil pimi momenti

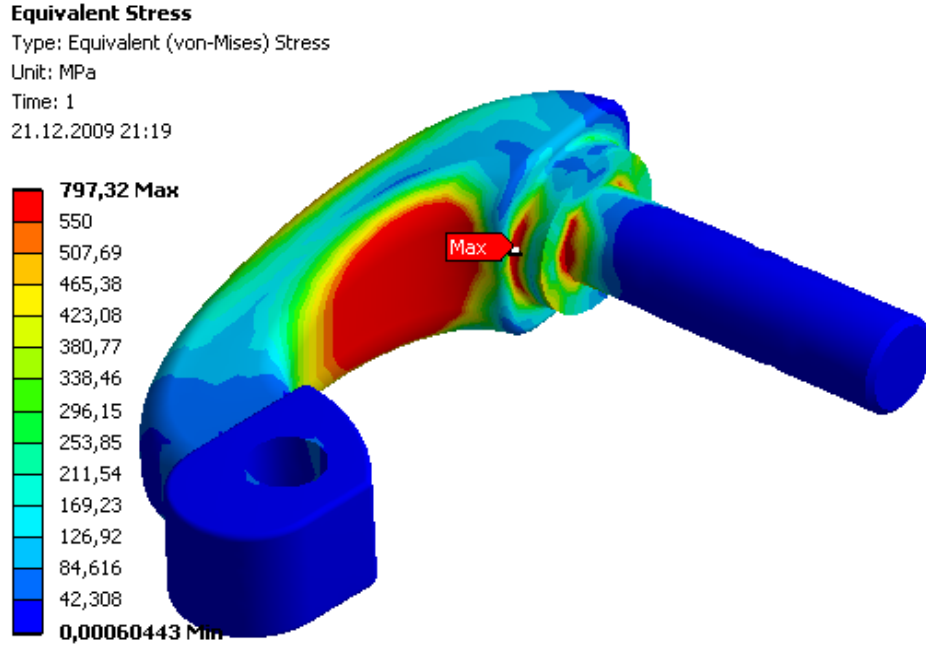
Şekil 7.56'da gösterilen dingil pimi maksimum momenti yaklaşık 8550 N.m'dir. Yön verme kolunun yükleme şartlarının belirlenmesinde ise, dingil pimi eksenine bu momenti aktaracak kuvvet basit moment hesabıyla belirlenmiştir. Şekil 7.57'de parçaya ait yükleme koşulları gösterilmiştir.

Simülasyon sonucunda bulunan 8548724 N.mm lik döndürme momenti şekil 7.55'de gösterilen L mesafesinin değeri olan 200 mm'ye bölünmüş ve yön verme koluna uygulanması gereken kuvvet 42743 N olarak bulunmuştur.



Şekil 7.57 Yönverme kolu yükleme koşulları

Şekil 7.57'deki yüklerle analiz edilen yön verme kolunun ilk tasarımında oluşan gerilme dağılımı şekil 7.58'de verilmiştir. Parçanın dövmeden yapılması, malzeme olarak SAE 1050 kullanılması düşünülmektedir. Sertleştirilme işlemine tabi tutulmamış malzemenin akma mukavemeti 550 MPa olarak verilmiştir.(www.matweb.com) İlk tasarım sonucunda parçanın özellikle büküm bölgelerinde ciddi gerilme yığılması olduğu göze çarpmaktadır.



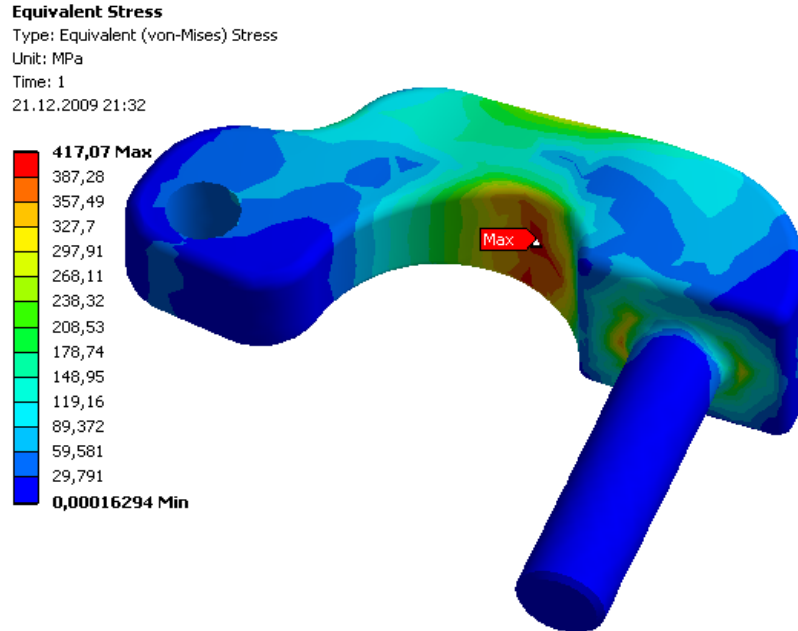
Şekil 7.58 İlk tasarım yön verme kolu gerilme dağılımı

İlk tasarım parçanın ağırlığı 3,6 kg'dır. Parçadaki gerilme değerlerini kabul edilebilir sınırlara çekmek için bir optimizasyon çalışması başlatılmıştır yapılan çalışmalarda bulunan maksimum gerilmeler ve parça ağırlıkları tablo 7.5'de verilmiştir.

Tablo 7.5 Yönverme kolu optimizasyon sonuçları

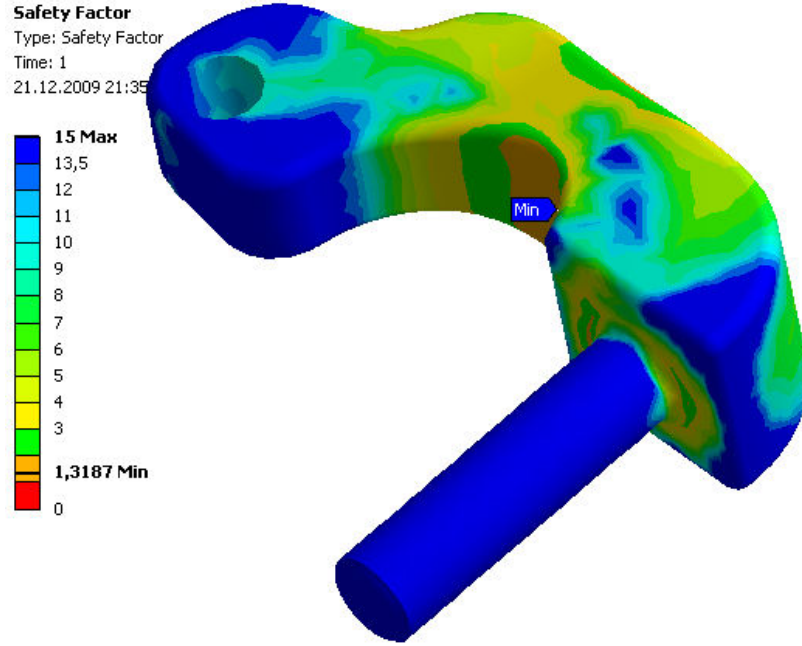
Tasarım No	Maksimum Von-Misses gerilmesi	Yönverme kolu ağırlığı
1	760 MPa	4,75 kg
2	718 MPa	3,7 kg
3	781 MPa	3,8 kg
4	600 MPa	4,1 kg
5	457 MPa	5,8 kg
6	580 MPa	5,4 kg
7	418 MPa	5,5 kg
8	400 MPa	5,1 kg
9	417 MPa	4,7 kg

Tablo 7.5’de verilen tasarımlarda ağırlık-gerilme kıyaslaması yapıldığında, parçanın ilk tasarım ağırlığından fazla uzaklaşmamak için 9 numaralı tasarım seçilmiştir. Şekil 7.59’da bu tasarım için gerilme dağılımı verilmiştir.



Şekil 7.59 Yeni tasarım yön verme kolu gerilme dağılımı

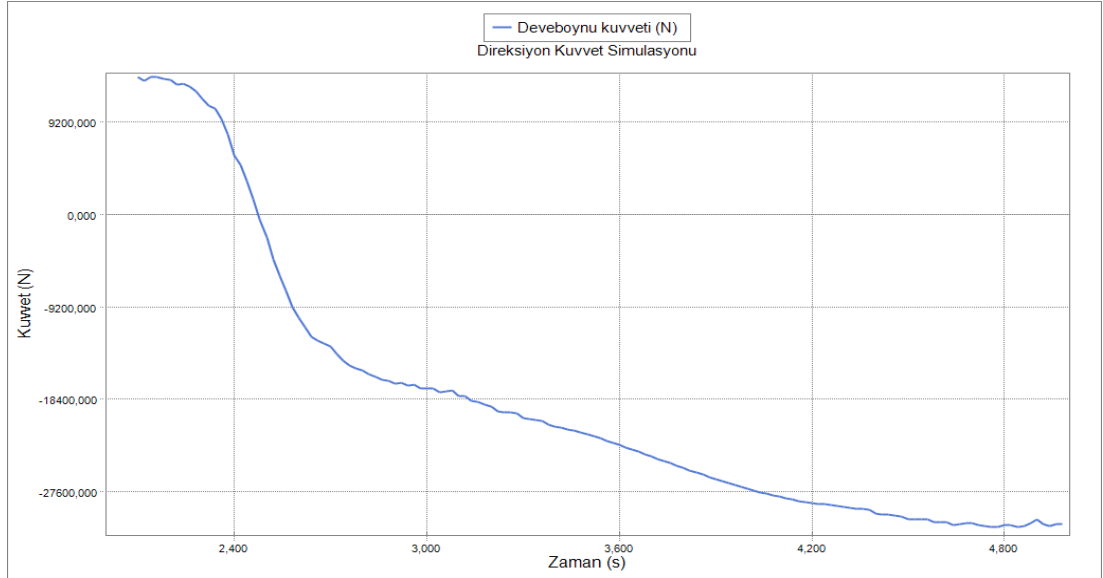
Şekil 7.60'da ise parça için hesaplanmış emniyet katsayısı dağılımı verilmiştir. Parça üzerindeki minimum emniyet katsayısı 1,3'dür.



Şekil 7.60 Yeni tasarım yön verme kolu emniyet katsayısı dağılımı

7.10 İzkolu Sonlu Elemanlar Analizi

Sonlu elemanlar analizi yapılan son parça izkolu. Bu parça da yön verme kolu gibi yönlendirme sistemine ait bir parçadır. İzkolunun sistem içerisindeki yeri şekil 7.55'de gösterilmiştir. Parçaya ait yükleme koşulu yön verme kolu ile aynı senaryoda belirlenmiştir.



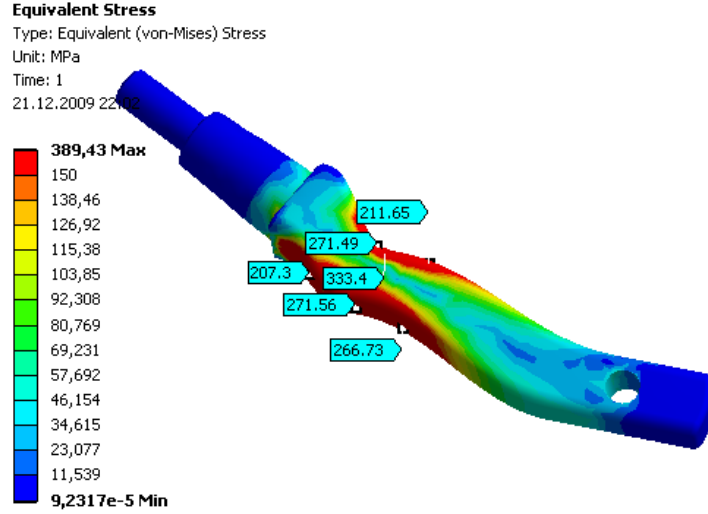
Şekil 7.61 İzolu dinamik yük değişimi

Şekil 7.61'deki dinamik yük değişiminde izkoluna etki eden maksimum kuvvetin 12761 N olduğu ve bu kuvvetin direksiyonu ilk çevirme anında yani en yüksek döndürme momentine ihtiyaç duyulduğu anda oluştuğu görülmektedir. Şekil 7.62 'de izkoluna ait yükleme şartları verilmiştir. Parça akson bağlantı bölgesinden sabitlenmiş, rotkolu bağlantı deliğinden kuvvet uygulanmıştır.



Şekil 7.62 İzolu yükleme şartları

Şekil 7.62 yükleme durumu sonrasında ilk tasarım deveboynunda ortaya çıkan gerilme dağılımı şekil 7.63’de verilmiştir. Burada görülen özellikle izkolu radyus geçiş bölgelerinde ciddi gerilme yığılmaları meydana gelmiştir. Parçanın daha emniyetli hale getirilebilmesi için bu gerilme yığılmasının ortadan kaldırılması gerekir.



Şekil 7.63 İlk tasarım izkolu gerilme dağılımı

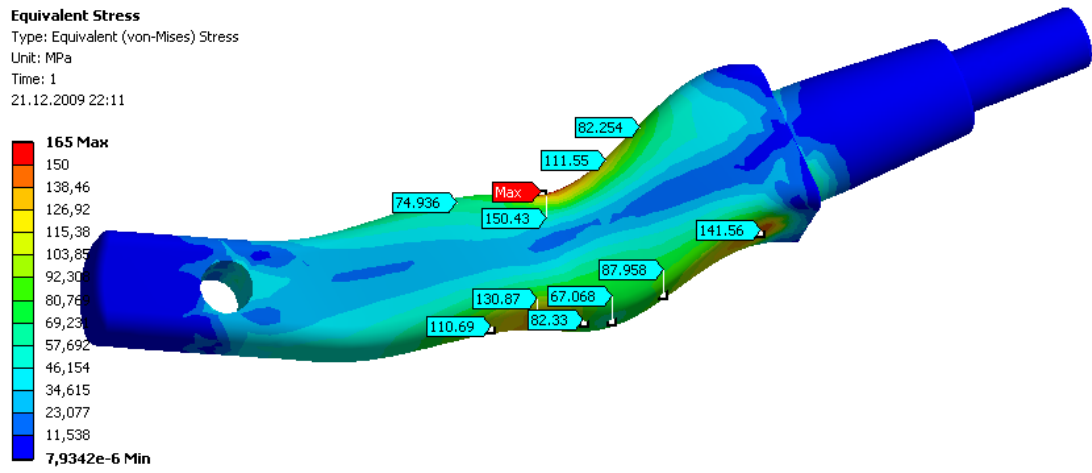
İzkolu çok sık darbeleri yüklere maruz kalabileceği için parçada emniyet katsayısının bir miktar yüksek tutulmasında yarar vardır. Parça dövme yoluyla imal edilecektir ve malzeme olarak yine SAE 1050 düşünülmektedir.(www.matweb.com) İlk tasarım parça ağırlığı 3,8 kg’ dır.

Parça için bir optimizasyon çalışması yapılmıştır. Ortaya çıkan sonuçlar aşağıdaki tabloda listelenmiştir.

Tablo 7.6 İzkolu optimizasyon çalışması sonuçları

Tasarım No	Maksimum Von-Misses gerilmesi	İzkolu ağırlığı
1	219 MPa	4,3 kg
2	152 MPa	5 kg
3	196 MPa	4,9 kg
4	164 MPa	5,3 kg
5	234 MPa	4,6 kg
6	165 MPa	4,9 kg

Tasarımlar üzerinde ağırlık-gerilme kıyaslaması yapıldığında en uygun tasarımın 6 numaralı tasarım olduğu görülür. SAE 1050 akma mukavemeti olan 550 MPa (www.matweb.com) değeri emniyet sınırı olarak kabul edilirse parça üzerinde 3,3 gibi bir emniyet katsayısına ulaşılır ki bu da oldukça iyi bir değerdir. Eklenmesi gereken bir diğer nokta izkolu tasarımları yenilenirken diğer parçalarda olduğu gibi bağlantı noktalarının sabit bırakıldığıdır. Şekil 7.64’de yeni tasarım izkoluna ait gerilme dağılımı görülebilir.



Şekil 7.64 Yeni tasarım izkolu gerilme dağılımı

BÖLÜM SEKİZ

DİNGİL YORULMA ANALİZİ

8.1 Yorulma Analizinde Kullanılan Metodoloji

7.2 bölümünde dingilin sonlu elemanlar analizi yapılmış ve dingil gövdesinin statik olarak emniyetli olduğu kararına varılmıştı. Statik olarak dingil üzerindeki minimum emniyet katsayısı 1,44 olarak bulunmuştu. Ancak dingil sürekli olarak dinamik zorlanmaya maruz kaldığından ve tasarladığımız sistemin ana taşıyıcı elemanı olması nedeniyle yorulma emniyetinin de incelenmesi gerekir.

Dingil yorulma analizi, statik analizlerin de yapıldığı ANSYS Workbench programı yardımıyla yapılmıştır. Program, statik analiz sonuçlarını kullanarak malzemeye ilişkin Wöhler eğrisi bilgileri ile birlikte temel yorulma hesaplarını yapar. Program çıktısı olarak çatlak başlangıç ömrü veya emniyet katsayısı (Goodman veya Soderberg teorilerine göre) elde edilebilir.

Yorulma hesaplarının yapılmasında 2 tip yaklaşım vardır:

1. Gerilme-ömür yaklaşımı: Bu yaklaşım düşük genlikli ancak yüksek tekrar sayılı durumların incelenmesi için kullanılır. Malzemeye ait Wöhler diyagramı bilgilerini ve sürekli mukavemet sınırını kullanarak yorulma ile ilgili tahminlerde bulunur.
2. Şekil değiştirme-ömür yaklaşımı: Bu yaklaşım yüksek genlikli ancak düşük tekrar sayılı durumların incelenmesi için kullanılır. Malzemenin mukavemet üssü, mukavemet katsayısı, süneklik üssü, süneklik katsayısı, sürekli mukavemet katsayısı ve sürekli şekil değiştirme sertleşme üssü özelliklerini kullanarak yorulma ile ilgili tahminlerde bulunur.

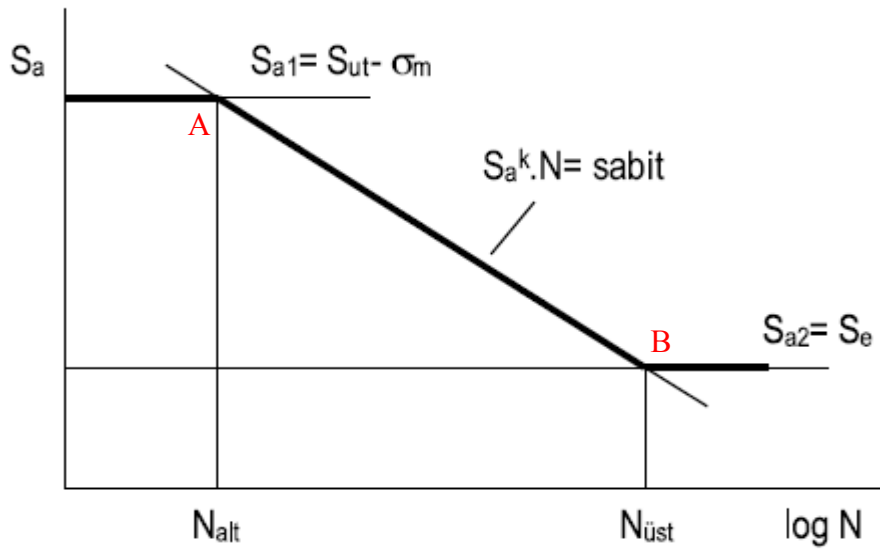
Dingile ait yükleme şekil 8.1 durumda anlatılana daha çok benzemektedir. Aks üretimi yapan firmalar aksların en az 500.000 çevrim yük tekrarını hasarsız olarak sağlamalarını isterler. Literatürde tanımlanan iki metod arasındaki geçiş çevrimi yaklaşık 50.000 çevrimdir. Yani 50.000 çevrim üzeri ile ilgileniliyorsa gerilme-ömür yaklaşımının kullanılması tavsiye edilir. Bu yüzden dingilin yorulma analizinde gerilme-ömür yaklaşımı kullanılacaktır.

Gerilme-ömür yaklaşımının kullanılabilmesi için malzemeye ait Wöhler diyagramının bilinmesi gerekmektedir. Bu diyagramın gerçekte deneylerle çıkarılması gerekir. Ancak literatürde, Wöhler diyagramının oluşturulmasıyla ilgili yaklaşık modeller geliştirilmiştir. Bu çalışmada da bu yaklaşık yöntemler kullanılarak dingil malzemesi olan DOMEX 700 'e ait yaklaşık Wöhler eğrisi çıkarılacaktır.

8.2 Dingil Malzemesinin Yaklaşık Wöhler Eğrisinin Çıkarılması

Yaklaşık Wöhler eğrisi çıkarabilmek için malzemenin çekme mukavemetinin biliniyor olması yeterlidir. Aşağıda bu yöntemle Wöhler eğrisinin nasıl oluşturulduğu anlatılmıştır.

Yaklaşık Wöhler eğrisinin çizilebilmesi için şekil 8.1'de verilen A ve B noktalarının bulunması yeterlidir.



Şekil 8.1 Yaklaşık Wöhler eğrisi çiziminde kullanılan noktalar (Topaç ve diğerleri,2008)

Şekil 8.1'de verilen grafiğin X eksenini çevrim sayısını gösterir ve logaritmikdir. Y eksenini ise malzemenin o çevrim sayısında emniyetli olarak taşıyabileceği gerilme değerini gösterir. A noktasının X koordinatı N_{alt} 100 yük tekrarı için verilir ve Y koordinatı S_{a1} aşağıdaki bağıntıdan hesaplanır. (Topaç, Günel ve Kuralay, 2008)

$$S_{a1} = S_{ut} - \sigma_m \quad (\text{Topaç, Günel ve Kuralay, 2008})$$

Bu bağıntıda S_{ut} malzemeye ait çekme mukavemeti σ_m ise yorulma testleri sırasında uygulanan maksimum ve minimum gerilmelerin ortalamasıdır. S_{ut} malzemeye ait verilerden 850 MPa olarak bilinmektedir (www.ssab.com). Burada belirlenmesi gereken σ_m değeridir. σ_m aşağıda verilen bağıntı ile hesaplanır.

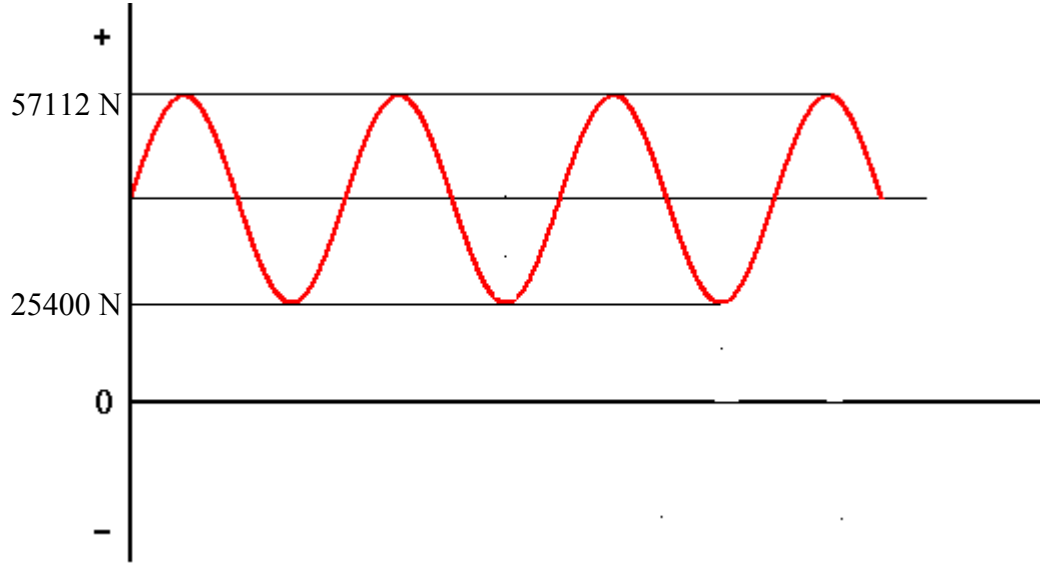
$$\sigma_m = \frac{\sigma_{mak} + \sigma_{min}}{2} \text{ (Topaç, Günal ve Kuralay, 2008)}$$

Buradaki σ_{mak} değeri uygulanacak tekrarlı yüklemeye ortaya çıkacak maksimum gerilme değeri, σ_{min} değeri ise tekrarlı yükte ortaya çıkacak minimum gerilme değeridir.

Bu aşamada kullanılan metodoloji ile ilgili bir açıklamaya ihtiyaç vardır. Oluşturulan yaklaşık Wöhler eğrisi dingil üzerindeki en kritik nokta olarak incelediğimiz maksimum gerilmeli nokta için geçerlidir. Aslında bu metodoloji ile maksimum gerilmeli en kritik nokta dışındaki tüm noktalar için bulunacak sonuçlar bir miktar hatalı olacaktır. Ancak bu hata sürekli olarak tasarımı emniyetli tarafta tutacaktır. Yani maksimum gerilmeli nokta dışındaki tüm noktalar bu yaklaşım nedeniyle gerçek durumda, analizde bulunduğundan daha emniyetli olacaktır.

Bu nedenle σ_m hesaplamasında kullanılacak σ_{mak} değeri dingil üzerinde tekrarlı yükün en büyük değeri olan 57112 N'da oluşan 486 MPa'dır. Belirlenmesi gereken diğer değer σ_{min} değeridir. Bu değer tekrarlı yüklemeye uygulanacak yükün alt sınırında oluşan yük değerinde oluşacak maksimum gerilmedir. σ_{min} değerinin belirlenebilmesi için öncelikle tekrarlı yüklemeye minimum yük miktarı belirlenmelidir. Bu yük miktarı aracın yüksüz halinde, statik durumda hava körüklerinde oluşan yük değeridir. Aracın boş hali ile yapılan dinamik simülasyonlarla bu değer 25400 N olarak bulunmuştur.

Dolayısıyla dingil yorulma ömrünün belirlenmesinde kullanılacak yük çevrimi şekil 8.2'deki gibi olacaktır.



Şekil 8.2 Dingil yorulma yük çevrimi

Dingil, şekil 8.2’de görüldüğü gibi 25400 N ile 57112 N arasında değişen sinüzoidal bir yükleme senaryosu ile yüklenerek yorulma ömrü belirlenecektir. Yapılan sonlu elemanlar analizi lineer olduğundan 25400 N için oluşacak gerilme yükler arasındaki oran ile bulunabilir. Buna göre σ_m formülündeki σ_{min} aşağıdaki gibi bulunur.

$$\sigma_{min} = \frac{25400}{57112} \times 486 = 216 MPa$$

σ_{min} bulunduktan sonra σ_m bulunabilir.

$$\sigma_m = \frac{486 + 216}{2} = 351 MPa$$

Artık şekil 8.1’deki A noktasının Y koordinatı (S_{a1}) bulunabilir.

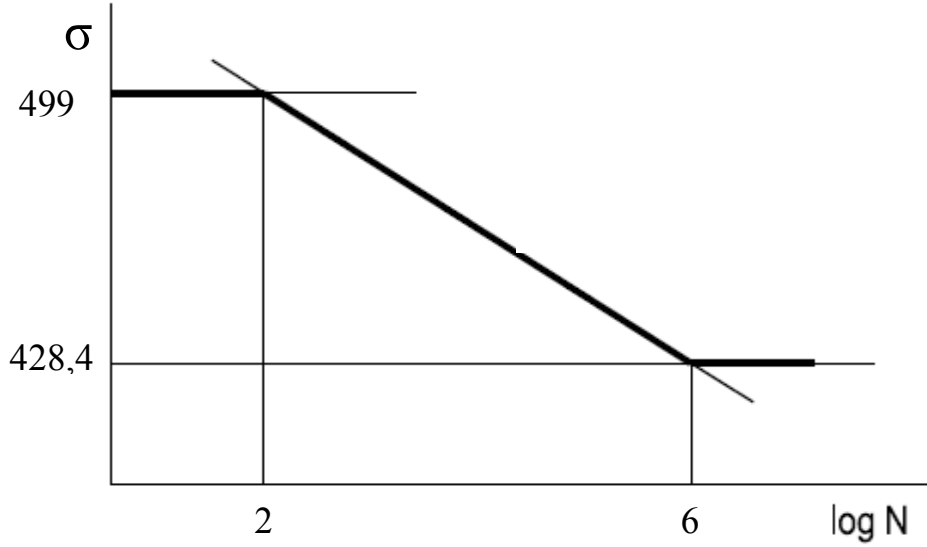
$$S_{a1} = S_u - \sigma_m = 850 - 351 = 499 MPa$$

Şekil 8.1’de gösterilen B noktası ise malzemenin sürekli mukavemet değeridir. Bu noktanın çevrim değeri metaller için sonsuz ömür kabul edilen 1.000.000 çevrim alınır. B noktasının gerilme olarak karşılığı ise çekme mukavemeti 1400 MPa ’dan küçük metaller için çekme mukavemetinin 0,504 katı olarak verilir. (Topaç, Günel ve Kuralay, 2008) Dolayısıyla şekil 8.1’deki S_{a2} değeri:

$$S_{a2} = 0,504 \times 850 = 428,4 MPa$$

Olarak bulunur.

Bu hesaplamadan sonra malzemenin yaklaşık Wöhler eğrisi şekil 8.3'deki gibi oluşur.



Şekil 8.3 Dingil malzemesi yaklaşık Wöhler eğrisi

8.3 Yorulma Düzeltme Faktörünün Hesaplanması

Bir önceki bölümde yaklaşık olarak çizilen ve şekil 8.3'de verilen yaklaşık Wöhler eğrisi laboratuvar şartlarındaki, yüzeyi çok hassas işlenmiş, dairesel kesitli ve çubuk biçimli deney numunesi içindir. Dingil benzeri karmaşık yapı ve belirli yüzey pürüzlülüğüne sahip parçaların yorulma hesaplarında, bu değer tasarım, imalat ve çevresel etkenler gibi çeşitli etkenleri içeren, düzeltme faktörü k ile birlikte değerlendirilir. Böylece S_e :

$$S_e = kS'_e \text{ (Topaç, Günal ve Kuralay, 2008)}$$

Bağıntısı ile ifade edilir. Burada,

$$k = k_a k_b k_c k_d k_e \text{ (Topaç, Günal ve Kuralay, 2008)}$$

Şeklinde bulunur. Şimdi hem bu parametreler tanımlanacak hem de dingil için nasıl hesaplandıklarına değinilecektir.

k_a yüzey faktörüdür. İncelenen parçanın imalat yöntemine bağlıdır. Aşağıdaki bağıntı ile verilir.

$$k_a = aS_{ut}^b \text{ (Topaç, Günal ve Kuralay, 2008)}$$

Bu bağıntıdaki S_{ut} değeri malzemenin çekme mukavemetidir. a ve b değerleri ise imalat yöntemine bağlı olarak aşağıdaki gibi değişir.

İşlenmiş veya soğuk haddelenmiş yüzeyler için $a=4,51$ $b=-0,265$

Sıcak haddelenmiş yüzeyler için $a=57,7$ $b=-0,718$

Dövme ile elde edilmiş yüzeyler için $a=272$ $b=-0,995$ (Budynas ve Nisbet,2006)

Dingil imalatında kullandığımız yöntem soğuk şekillendirme olduğu için yüzeye uygun a ve b değerleri “işlenmiş ve soğuk haddelenmiş yüzeyler için” verilen değerlerdir. Buna göre dingile ait k_a değeri:

$$k_a = aS_{ut}^b = 4,51 \times 850^{-0,265} = 0,755 \text{ dir.}$$

k_b büyüklük faktörüdür. İncelenen parçanın kesit boyutlarının deney numunesi kesit boyutlarıyla farkının yorulmaya etkisini sonuçlara dahil edebilmek için kullanılır. Aşağıdaki formülasyonlarla hesaplanır. Bu formüllerdeki d değeri incelenen kesitin çap değeridir.

$$k_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} \Rightarrow 2,79 \leq d \leq 51mm \\ 1,51d^{-0,157} \Rightarrow 51 < d \leq 254mm \end{cases}$$

Eksenel yükleme için büyüklük faktörü 1 alınır.

Dairesel olmayan kesitlerde, kesit yüksekliği 50 mm'den büyükse k_b faktörünün 0,75 alınması tavsiye edilmektedir. (Topaç,Günel ve Kuralay 2009)

Dingil kesti daire olmadığından ve kesit yüksekliği de 50 mm 'den büyük olduğu için k_b faktörü 0,75 alınmalıdır.

k_c yükleme faktörüdür ve yüklemenin tipine bağlı olarak aşağıdaki gibi değerler alır. (Budynas ve Nisbet, 2006)

$$k_c = \begin{cases} 1 \Rightarrow E\tilde{g}ilme \\ 0,85 \Rightarrow Eksenel \\ 0,59 \Rightarrow Burulma \end{cases}$$

Dingil esas olarak eğilmeye zorlandığından k_c yükleme faktörü 1 alınmıştır.

k_d sıcaklık faktörüdür. Laboratuar ortamı ile incelenen parça çalışma sıcaklığı farkının sonuçlara etkisini yansıtabilmek için kullanılır. k_d sıcaklık faktörünün 0~250 °C arasında 1 alınması tavsiye edilir. Dolayısıyla dingil için bu değer 1 olacaktır. (Topaç ve diğerleri 2009)

k_e gerilme yığılması faktörüdür. Dingil gövdesindeki geometri nedeniyle bir gerilme yığılması oluşur ve bu gerilme yığılmasının düzeltme faktörü k_e dir. Hesaplama şekli: (Topaç ve diğerleri, 2009)

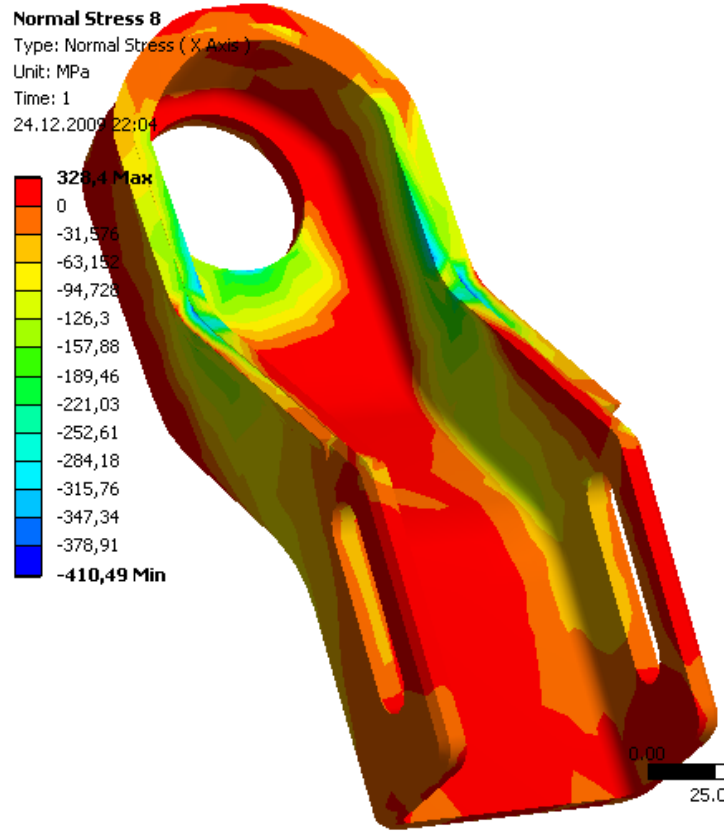
$$k_e = \frac{1}{K_f} \text{ dir.}$$

Burada K_f yorulma için gerilme yığılma faktörüdür. Güvenliğin ön planda tutulduğu konstrüksiyonlarda K_f , statik gerilme yığılma faktörü K_t 'ye eşit alınabilir. Dingilin karmaşık şekli göz önüne alındığında K_t nin standart literatürden elde edilmesi oldukça zor olduğundan, gerilme yığılması kavramının tanımını veren;

$$K_t = \frac{\sigma_p}{\sigma_n}$$

Bağıntısından yararlanılmıştır. Bağıtıda σ_p çentik etkisi nedeniyle ortaya çıkan maksimum gerilmeyi, σ_n ise anılan bölgede gerilme yığılması yaratan etmen bulunmaması durumunda aynı yüklemde ortaya çıkması beklenen nominal gerilmeyi simgelemektedir.

σ_p sonlu elemanlar analizinde bulunan maksimum Von-Misses gerilmesi değeridir. Bu gerilmenin değeri 486,5 MPa dır. σ_n değeri ise sonlu elemanlar analizinde aynı noktada elde edilen eğilme gerilmesi (Dingil enine ekseni yönündeki normal gerilme.) olarak alınmıştır.(Topaç ve diğerleri,2008) Bu gerilmenin değeri 386,3 MPa 'dır. Aşağıda şekil 8.4'de eğilme gerilmesi dağılımı verilmiştir. Bu dağılımda minimum eğilme gerilmesi incelediğimiz noktanın tam tersi istikamette çıkmaktadır. Yorulma hesabı maksimum Von-Misses gerilmesinin oluştuğu noktada yapıldığı için alınacak değer ilgili noktaya ait gerilme değeridir.



Şekil 8.4 Boyun-boyun kaynağı eğilme gerilmesi dağılımı

Sonuç olarak dingil için bulunacak K_t faktörü:

$$K_t = \frac{\sigma_p}{\sigma_n} = \frac{486,5}{386,3} = 1,26 \text{ 'dır.}$$

K_e gerilme yığılması faktörü ise

$$k_e = \frac{1}{K_f} = \frac{1}{1,26} = 0,794 \text{ olarak hesaplanır.}$$

Tüm değerler yerine koyulursa dingil için hesaplanacak nihai k değeri:

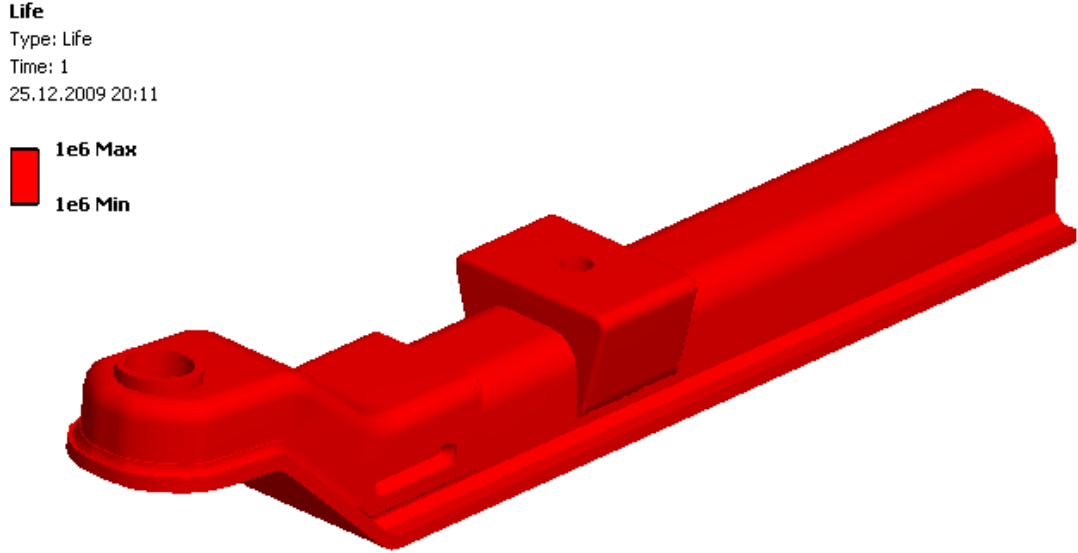
$$k = k_a k_b k_c k_d k_e = 0,755 \times 0,75 \times 1 \times 1 \times 0,794 = 0,45$$

Olarak hesaplanır.

8.4 Yorulma Analizi Sonuçları ve Değerlendirme

8.3 bölümünde yorulma analizi için gerekli faktörü hesaplandı, hesaplanan bu değerle birlikte. 8.2'de çıkarılan yaklaşık Wöhler eğrisi ve yükleme koşullarıyla dingil yorulma analizi yapılmıştır. Şekil 8.5'de tasarım şartı için (trapez engel geçişi

durumu.) dingil yorulma ömrü dağılımı görülmektedir. Şekildeki gibi bir ömür dağılımı dingilin tamamı için minimum 1 milyon çevrim ömrün sağlanabildiğini göstermektedir.



Şekil 8.5 Dingil yorulma ömür dağılımı

Bir milyon çevrim ve üzeri çevrim sayıları metaller için sonsuz ömür kabul edildiğinden bu yükleme şartı için dingil sonsuz ömre sahiptir denilebilir.

Şekil 8.6'da dingil için Goodman teorisine göre hesaplanmış emniyet katsayısı dağılımı görülmektedir. Goodman yaklaşımına göre emniyet katsayısı:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \text{ olarak verilir. (Budynas ve Nisbet,2006)}$$

Burada σ_a gerilme genliği, σ_m ortalama gerilme, S_e sürekli ömür mukavemet sınırı, S_{ut} malzemeye ait çekme mukavemeti ve n Goodman yaklaşımı için emniyet katsayısıdır.

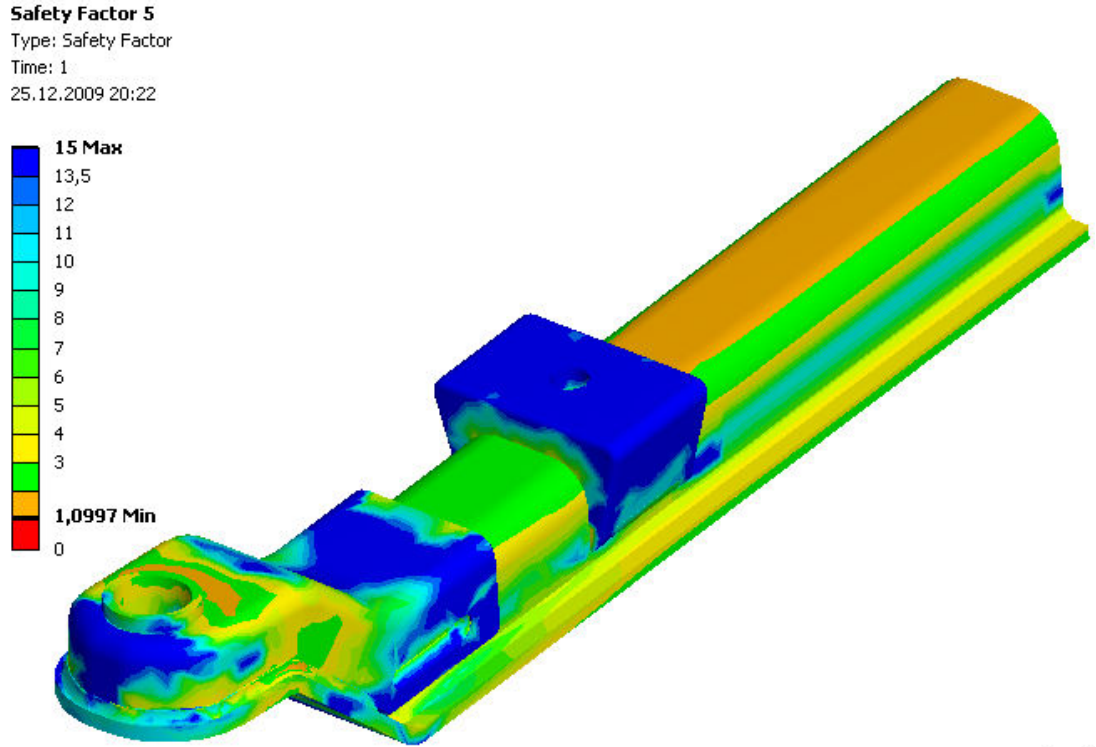
Gerilme genliği σ_a :

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{mak} - \sigma_{min}}{2} \text{ olarak verilir. (Budynas ve Nisbet,2006)}$$

Ortalama gerilme σ_m ise:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{mak} + \sigma_{min}}{2} \text{ ile bulunur. (Topaç ve diğerleri,2009)}$$

Şekil 8.6’da görüldüğü gibi dingil üzerinde oluşan minimum emniyet katsayısı 1,1 olarak ortaya çıkmıştır.

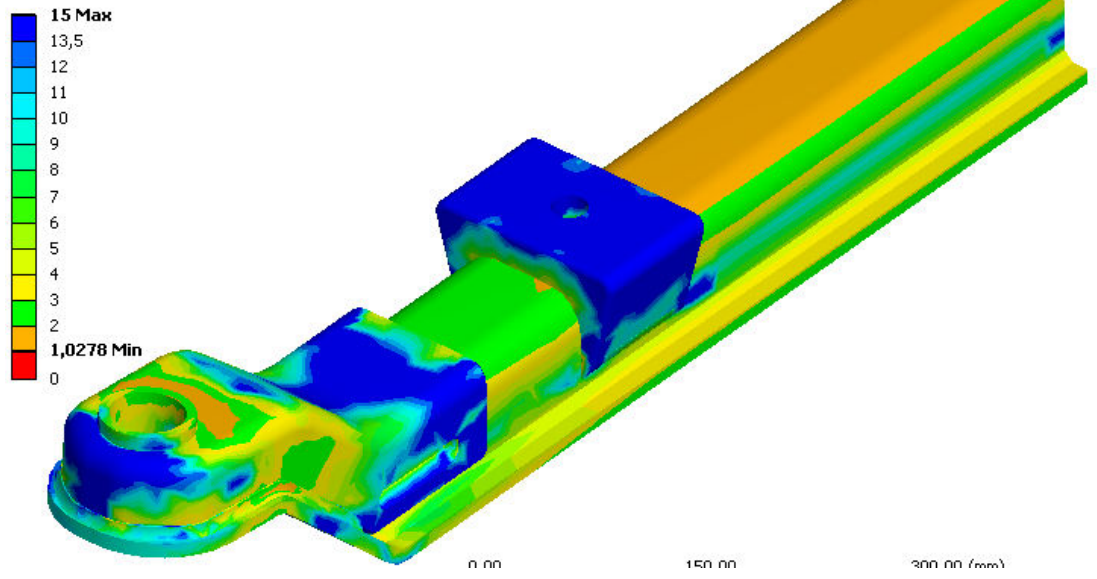


Şekil 8.6 Dingil için Goodman yaklaşımına göre emniyet katsayısı dağılımı

Yapılan dinamik simülasyonlarda en büyük kuvvet fren anında oluşmuş ancak bu kuvvet tasarım girdisi olarak kullanılmamıştı. Dingil tasarımı trapez engel geçişi simülasyonu sonuçları ile yapılmıştı. Ancak son olarak dingili frenleme esnasında oluşan kuvvetler altında yorulma durumu için kontrol etmek gerekir. Şekil 8.7’de frenleme kuvvetleri altında ortaya çıkan emniyet katsayısı dağılımı verilmiştir.

Dingil frenleme durumu için de emniyetlidir. Ortaya çıkan minimum emniyet katsayısı 1,1 den 1,03 ‘e düşmüştür. Ancak dingil yine de emniyetli bölgededir.

Safety Factor 5
Type: Safety Factor
Time: 1
25.12.2009 20:28



Şekil 8.7 Frenleme durumu için yorulma emniyet katsayısı dağılımı

BÖLÜM DOKUZ

SONUÇ

Çekici tipi bir araç için hava körüklü askı sistemi tasarımı yapılan bu çalışmada yapılanlar özetlenirse bunlar:

1. Sistemin konsept tasarımı ortaya konmuştur.
2. Sisteme ait yay ve sönüm elemanlarının teorik hesapları yapılmıştır.
3. Sistem üç boyutlu olarak CATIA ortamında modellenmiş ve parçaların yerleşimleri yapılmıştır.
4. Yönverme trapezi optimizasyonu bilgisayar yardımı ile yapılmıştır.
5. Hazırlanan araç dinamiği modeli ile çeşitli yol şartları altında bağlantı noktalarına etki eden kuvvetler bulunmuş ve süspansiyon performansı simüle edilmiştir.
6. Araç dinamiği modelinden elde edilen kuvvetler ile sistemi oluşturan parçaların sonlu elemanlar analizleri yapılmış, her parça için ağırlık-mukavemet optimizasyonu yapılmıştır.
7. Sistemi oluşturan en kritik parça olan ve aşağıda anlatıldığı gibi daha önce uygulaması olmayan yeni bir tasarım ile oluşturulan dingilin yorulma analizi yapılmıştır.

Çalışma ile amaçlanan yurtdışında bazı uzunyol araçlarında uygulaması olan hava körüklü ön askı sisteminin ülkemizde üretilen bir araca da uygulanabilir olduğunun gösterilmesidir. Bu sayede özellikle uzunyol taşımacılığında bu araçların kullanıcı açısından tercih edilirliliği arttırılabilir.

Çalışmada ortaya çıkan en marjinal tasarım, uygulaması bulunmayan komple sacdan kaynaklı imalat ile imal edilebilen bir ön dingilin tasarlanmasıdır. Bu tasarım sayesinde araç üzerinde halihazırda 95 kg ağırlığında bir dövme ön dingil kullanılırken, yapılan tasarım sonucu 72,8 kg ağırlığındaki bir dingilin yeterli mukavemeti sağlayabileceği bulunmuştur. Parçadaki ağırlık azalması 22,2 kg dır yüzde ağırlık azalması ise %23,3 olarak gerçekleşmiştir. Bu parça sadece bu çalışmada tasarımı yapılan hava körüklü askı sisteminde değil araç üzerinde halihazırda kullanılan yaprak yaylı süspansiyon sisteminde de kullanılabilir.

Tasarlanan sac ön dingilin dövme ile üretilen ön dingile göre avantajları aşağıdaki gibidir.

1. Yukarıda bahsedildiği gibi sac dingil oldukça önemli bir ağırlık avantajına sahiptir.
2. Sac ön dingil üretimi için gerekecek ilk yatırım kalıp maliyeti dövme dingil ile kıyaslanamayacak ölçüde azdır.
3. Sac dingilde yapılacak herhangi bir ölçüsel değişiklik için gerekecek yatırım maliyeti oldukça düşüktür.

Çalışmanın bir sonraki aşaması için, tasarlanan parçaların prototip üretimler yapılmalıdır. Üretilen prototip parçalar ile ilk olarak, çalışmada hesaplanan kuvvetler altında komponent bazlı mukavemet testleri yapılmalıdır. Bu testler sırasında sonlu elemanlar analiz metodolojisi de doğrulanmalı ve gerekirse parçalar üzerinde iyileştirmeler yapılmalıdır. Daha sonraki aşamada askı sistemi araç üzerine monte edilmeli ve komple sistem testleri gerçekleştirilmelidir. Bu testler sırasında araç dinamiği modelleme ve analiz metodolojisi de doğrulanmalıdır ki doğrulama sonucu elde edilen metodoloji sonraki çalışmalarda da güvenle kullanılabilirsin. Araç ile yapılan testler sırasında varsa gerekli iyileştirmeler yapılmalı ve testler sonucunda sistem tasarımı nihai halini almalıdır. Testler sonrasında askı sistemi seri imalatta kullanılabilir duruma gelecektir.

Bu çalışma ile ülkemizde üretilen çekici araçların özellikle uzun yol taşımacılığında daha fazla tercih edilmesinin önü açılacaktır. Ayrıca tasarlanan sac dingilin kullanılması çok ağır şartlarda çalışan araçlar (damperli araçlar, beton mikserleri vb.) dışındaki araçlarda, ağırlıkla birlikte maliyetlerde de azalmayı beraberinde getirecektir. Bu da araçlarda taşınan faydalı yükün artmasına ve taşıma maliyetlerinde düşümlere sebep olacaktır.

KAYNAKÇA

ANSYS Inc. (2007). *ANSYS User Guide*

Sanayi ve Ticaret Bakanlığı. (2004).*Araçların İmal Tadil ve Montajı Hakkında Yönetmelik Sf. 65~66.* Ankara: 25620 sayılı Resmi Gazete

Arvin Meritor firması. (ND). *TP 101 Test Prosedürü*

Budynas ve Nisbet.(2006) *Shigley's Mechanical Engineering Design 8 th Edition Sf* 337. McGraw-Hill.

Budynas ve Nisbet. (2006) *Shigley's Mechanical Engineering Design 8 th Edition Sf* 325. McGraw-Hill.

Contitech firması. (BT). *Contitech körük kataloğu*

Erdemir firması. (BT) *.Erdemir ürün kataloğu*

Ford Otosan Firması. (Ekim,2009) *Ford Otosan internet sitesi ticari araçların özellikleri bölümü* <http://www.ford.com.tr/cargo>

Parsan Firması. (Kasım 2009) *Parsan firması internet sitesi ürünler bölümü.* <http://www.parsan.com/default.aspx?kategori=121&bolum=2>

Kuralay N.S.(2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 1 Sf 219~240.* İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/484

Kuralay N.S. (2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 1 Sf 228~229.* İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/484

Kuralay N.S. (2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 1 Sf 243~256*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/484

Kuralay N.S. (2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 1 Sf 248*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/484

Kuralay N.S. (2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 1 Sf 251*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/484

Kuralay N.S. (2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 1 Sf 255*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/484

Kuralay N.S. (2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 1 Sf 257*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/484

Kuralay N.S. (2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 1 Sf 258*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/484

Kuralay N.S. (2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 1 Sf 270*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/484

Kuralay N.S. (2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 2 Sf 316*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/485

Kuralay N.S. (2008). *Motorlu Taşıtlar Cilt 2 Sf 417~423*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/485

Kuralay N.S. (2008) *Motorlu Taşıtlar Cilt 2 Sf 430~448*. İzmir: Makina Mühendisleri Odası Yayınları MMO/2008/485

FunctionBay Inc. (2005). *RecurDyn Theoretical Manual*

FunctionBay Inc. (2005). *RecurDyn User Manual*

Reimpell J. (2002). *The Automotive Chassis Engineering Principles* (Second Edition)
Sf 309. Butterworth-Heinemann.

Topaç M.M ve Kuralay N.S. (2008). Yolcu Otobüsü Stabilizatörü Bilgisayar Destekli Tasarımı. *Mühendis ve Makine, Cilt 50 Sayı 594*, Sf 17

Topaç M.M, Günal H ve Kuralay N.S (2008). Kamyon Arka Aks Gövdesinde Oluşan Yorulma Hasarının Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi. *Mühendis ve Makina, Cilt 49 Sayı 583*, Sf 8

Topaç M.M,Güenal H ve Kuralay N.S (2008). Kamyon Arka Aks Gövdesinde Oluşan Yorulma Hasarının Sonlu Elemanlar Yöntemiyle İncelenmesi. *Mühendis ve Makine, Cilt 49 Sayı 583*, Sf 9

Topaç M.M,Güenal H ve Kuralay N.S.(2009) Fatigue Failure Prediction of a Rear Axle Housing Prototype by Using Finite Element Analysis. *Engineering Failure Analysis, 16*,Sf 1480.

SSAB firması internet sitesi. (Ekim 2009). *DOMEX 700 ürün özellikleri bölümü*.
http://www.ssab.com/Global/DOMEX/Datasheets/en/421_Domex%20700%20MC.pdf

Matweb malzeme kataloğu. (Aralık 2009).*SAE 1050 malzeme özellikleri*.
<http://www.matweb.com>. AISI 1050 steel cold drawn annealed 19-32 mm round

Matweb malzeme kataloğu. (Aralık 2009). *SAE 5140 malzeme özellikleri*.
<http://www.matweb.com>. AISI 5140 steel oil quenched 845 °C, 595 °C temper 50 mm round