

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ÇEKİCİ ARAÇLARIN ÖN SÜSPANSİYONUNDA
KULLANILAN YAPRAK YAY TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Hasan AY

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimler Mekaniği Programı

HAZİRAN 2018

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**AĞIR TİCARİ ÇEKİCİ ARAÇLARIN ÖN SÜSPANSİYONUNDA
KULLANILAN YAPRAK YAY TASARIMI**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

**Hasan AY
(503131505)**

Makina Mühendisliği Anabilim Dalı

Katı Cisimler Mekaniği Programı

Tez Danışmanı: Prof. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ

HAZİRAN 2018

İTÜ, Fen Bilimleri Enstitüsü'nün 503131505 numaralı Yüksek Lisans Öğrencisi Hasan AY, ilgili yönetmeliklerin belirlediği gerekli tüm şartları yerine getirdikten sonra hazırladığı “AĞIR TİCARİ ÇEKİCİ ARAÇLARIN ÖN SÜSPANSİYONUNDA KULLANILAN YAPRAK YAY TASARIMI” başlıklı tezini aşağıda imzaları olan jüri önünde başarı ile sunmuştur.

Tez Danışmanı : **Prof. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri : **Prof. Dr. Cemal BAYKARA**

İstanbul Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. Mahmut Cüneyt FETVACI

İstanbul Üniversitesi

Teslim Tarihi : 19 Nisan 2018

Savunma Tarihi : 04 Haziran 2018





Aileme,



ÖNSÖZ

Yüksek lisans eğitimim süresince tüm akademik çalışmalarım da ilgisini ve desteğini esirgemeyen değerli hocam ve tez danışmanım Prof. Dr. Ekrem Tüfekçi'ye,

Tez çalışmamı yapmama destek veren ve gerekli tüm olanakları sağlayan Ford Otosan Ürün Geliştirme yöneticilerine, yaptıkları yorumlar, paylaştıkları fikirler ve tüm katkıları için Ford Otosan Ar&Ge ekibi çalışanları Ahmet Paşaoğlu, Aykut Ceyhan, Kağan Kozan ve Neslihan Sayılğan'a,

En çok da tüm hayatım boyunca sevgi, destek ve özverilerini benden esirgemeyen kıymetli annem Hatice Bağrıacık'a, babam Hüseyin Ay'a, sevgili eşim Hatice Ay'a, aileme ve dostlarıma teşekkür ederim.

Nisan 2018

Hasan AY
(Makina Mühendisi)



İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖNSÖZ	vii
İÇİNDEKİLER	ix
KISALTMALAR	xi
SEMBOLLER	xiii
ÇİZELGE LİSTESİ	xv
ŞEKİL LİSTESİ	xvii
ÖZET	xix
SUMMARY	xxi
1. GİRİŞ	1
1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı	1
2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ	3
2.1 Süspansiyon Sisteminin Görevleri	3
2.2 Ağır Ticari Çekici Araçların Ön Süspansiyon Sistemi ve Sistem Elemanları ...	4
2.3 Yaprak Yay ve Çeşitleri	7
2.3.1 Geleneksel yaprak yaylar	8
2.3.2 Parabolik yaprak yaylar	9
2.3.3 Yaprak yay imalatı	10
3. YORULMA TEORİSİ	11
3.1 Yorulma Kavramı ve Yaklaşımları	11
3.2 Toplam Ömür Yöntemi	15
3.3 Taşıtlarda Hızlandırılmış Ömür Testleri	17
3.4 Veri İşleme Yöntemleri	18
3.4.1 Rainflow yöntemi	19
3.4.2 Level crossing yöntemi	21
3.3.3 Range pair yöntemi	22
4. YAPRAK YAY TASARIMI	23
4.1 Yaprak Yay Kat Profili Seçimi	23
4.2 Yaprak Yay Tasarım Hesapları	25
5. ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMİ YAPRAK YAY TASARIMI	29
5.1 Ön Süspansiyondaki Tasarımdaki Kabuller	29
5.2 Geometri ve Bağlantı Elemanları Tasarımı.....	30
5.3 Tek Kat Yaprak Yay Tasarım Hesaplamaları	31
6. ÖN SÜSPANSİYON YAPRAK YAYIN TASARIM DOĞRULAMASI	33
6.1 Yol Verisi Toplama Çalışması	33
6.2 Bilgisayar Destekli Analiz ve Sonuçları	35
6.3 Laboratuvar Deneyleri.....	41
6.4 Araç Doğrulama Testleri	44
6.5 Bilgisayar Analiz Sonuçları ve Fiziksel Testlerin Karşılaştırılması	45
6.6 Tasarım Doğrulanmasında Gerekli Diğer Testler	46
7. SONUÇLAR	47

KAYNAKLAR.....	49
ÖZGEÇMİŞ.....	51



KISALTMALAR

BDT	: Bilgisayar Destekli Tasarım
SD	: Serbestlik Derecesi
SE	: Sonlu Elemanlar
HB	: Brinell Sertlik Birimi
GTS	: Gürültü Titreşim Sertlik
YYV	: Yol Yük Verisi
SG	: Strain-Gage
SN	: Gerilme Çevrim





SEMBOLLER

F_x, F_y, F_z : Kuvvet Bileşenleri
 M_x, M_y, M_z : Moment Bileşenleri
 $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$: Gerilmeler





ÇİZELGE LİSTESİ

Sayfa

Çizelge 6.1 : Bilgisayar destekli analiz eleman detayları	37
Çizelge 6.2 : Yaprak yay laboratuvar deney sonuçları	43
Çizelge 6.3 : Bilgisayar destekli analizlerin ve fiziksel deneylerin karşılaştırılması.	45





ŞEKİL LİSTESİ

Sayfa

Şekil 2.1 : Ağır ticari çekici araçların süspansiyon sistemleri.....	3
Şekil 2.2 : Amortisörün araç süspansiyonuna etkisi.....	5
Şekil 2.3 : Ağır ticari çekici araçların ön süspansiyon sistemi örneği.....	6
Şekil 2.4 : Ağır ticari araçlarda kullanılan yaprak yay çeşitleri.....	7
Şekil 2.5 : Geleneksel yaprak yay detayı.....	8
Şekil 2.6 : Ağır ticari araçlarda kullanılan parabolik yaprak yay detayı.....	9
Şekil 2.7 : Yaprak yay üretim şeması.	10
Şekil 3.1 : Düşük karbonlu çelik için gerilme-şekil değiştirme eğrisi.....	11
Şekil 3.2 : Kırılma evreleri ve bölgeleri	12
Şekil 3.3 : Periyodik yükleme grafikleri.....	13
Şekil 3.4 : Döner mil yorulma deney düzeneği	14
Şekil 3.5 : Gerilme-çevrim (S-N) grafiği örneği	15
Şekil 3.6 : Zaman bazlı yorulma analizi	18
Şekil 3.7 : Teorik yük ve gerçek yük veri karşılaştırması	19
Şekil 3.8 : Orijinal yükleme verisi ve ayıklanmış yük-zaman verisi.....	20
Şekil 3.9 : Eğrinin 90 derece çevrildiği yağmur damlası yöntemi	20
Şekil 3.10 : Level crossing yöntemi ile veri işleme yöntemi.....	21
Şekil 4.1 : Yaprak yay kat profili tipleri	24
Şekil 4.2 : Yaprak yay göz kıvrım tipleri	25
Şekil 4.3 : Geleneksel yaprak yayların aktif bölgeleri.....	26
Şekil 4.4 : Parabolik yaylar dikey katsayı faktörü grafiği	27
Şekil 4.5 : Yaprak yay göz tasarımına etkiyen parametreler	28
Şekil 5.1 : Farklı yay katsayısındaki yaprak yayların parabol kalınlıkları	29
Şekil 5.2 : Örnek tek katlı ön süspansiyon yaprak yayı.....	30
Şekil 5.3 : Dikey yay katsayısı belirlenmesi.....	31
Şekil 6.1 : Lommel test pisti	33
Şekil 6.2 : Aracın koordinatları ve yük hücresi konumu	34
Şekil 6.3 : Yaprak yay yol verisi toplama konumları	34
Şekil 6.4 : Yaprak yay bilgisayar destekli analiz modeli.....	35
Şekil 6.5 : Yaprak yay kontak ve bağlantı yüzeyleri.	36
Şekil 6.6 : Yaprak yay göz ve yay küpesi noktalarındaki modelleme elemanları.	36
Şekil 6.7 : Yaprak yay statik analiz sonucu.....	38
Şekil 6.8 : Yaprak yay gerinim-çevrim ömrü malzeme özellikleri.	38
Şekil 6.9 : Yaprak yay laboratuvar deneyi analizi çevrim sonucu	39
Şekil 6.10 : Araç doğrulama testinden toplanan 6 eksenli yol verisi.....	40
Şekil 6.11 : Araç doğrulama testinin bilgisayar destekli analiz sonucu	40
Şekil 6.12 : Süspansiyon sistemi yaprak yay hareketleri.....	41
Şekil 6.13 : Yaprak yay laboratuvar testi SG Konumu.	41
Şekil 6.14 : Yaprak yay laboratuvar deneyi 2 numaralı SG yük-gerilme grafiği.....	42
Şekil 6.15 : Yaprak yay laboratuvar testi.....	42
Şekil 6.16 : Yaprak yayın istatistiksel dağılımı ve B10 sonucu.....	43

Şekil 6.17 : Laboratuvar deneyinde merkezden 140 mm uzaklıktaki kat kırılması ..44
Şekil 6.18 : Lommel araç test pisti kuşbakışı görünüş44



AĞIR TİCARİ ÇEKİCİ ARAÇLARIN ÖN SÜSPANSİYONUNDA KULLANILAN YAPRAK YAY TASARIMI

ÖZET

Bu çalışmada, ağır ticari çekici araçların ön süspansiyonunda kullanılan yaprak yayın tasarımının beklenen konfor ve dayanım parametrelerine göre doğrulanması anlatılmaktadır. Yaprak yaylar araçların süspansiyon sistemlerini oluşturan en temel elemanların başında gelir. Ağır ticari çekici araç için tasarlanan yayın konfor beklentisi objektif ve subjektif araç dinamiği değerlendirilmeleri sonucu belli bir yay katsayısı belirlenerek, aracın dinamik özellikleri istenen seviyeye getirilmiştir. Araç dinamiği özelliklerinin yanısıra parçanın dayanım beklentisi için parçanın dayanım testleri gerçekleştirilmiştir. Bu çalışmalara ek olarak parçanın seri imalat ve kullanım koşullarında en büyük ömrü sağlaması için gerekli malzeme yapısı, alt parça dayanım testleri, ölçümsel kontroller, korozyon testi, paketleme testi, üretim kabiliyeti parametreleri de kontrol edilerek mühendislik onayı verilmiştir. Buradaki temel amaç maliyet ve ağırlık azaltma çalışmalarının yanında tasarımı yapılarak kullanıcıya sunulan ürünün en fazla ömür ve en az kalite hatası ile müşteri memnuniyetini artırmaktır. Parçanın dayanım beklentisi için bilgisayar destekli analizler ve fiziksel saha testleri gerçekleştirilmiştir. Bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizinde, kullanımı süresince parçaya gelebilecek çeşitli yükler ile sınır koşulları verilerek farklı koşullarda analizler yapılmıştır. Analizler esnasında parçanın malzeme özellikleri girilerek ve gerçeğe en yakın şekilde modellenerek gerçeğe en yakın sonuçlar elde edilmeye çalışılmıştır. Parçanın fiziksel test onayları kapsamında yaprak yayın çalışma prensibi gereği laboratuvarında hazırlanan deney düzeneğinde çekme-basma yönünde test uygulanmıştır. Aynı test, sonlu elemanlar analizinde gerçekleştirilmiş olup sonuçlar karşılaştırılarak gelecek çalışmalar için bağıntı yapılmıştır. Parçanın tasarım onayında en önemli yer tutan bir diğer çalışma da müşterilerin kullanım profilinden ortaya çıkarılmış olan araç dayanım testleridir. Bu testte aracın öngörülen kullanım ömrü belli parkurlar ve yollar ile kısa sürede araç test edilmektedir. Bu sayede aracın ve alt parçalarının test sonunda sorunsuz şekilde testten geçtiğinde aracın kullanım ömründe istisnai durumlar dışında problem yaşamayacağı doğrulanmış olmaktadır. Buradan toplanan 6 eksenli yük ve moment değerleri sonlu elemanlar analizi için kullanılmıştır. Toplanan yük verileri rainflow yöntemi ile çevrimlere çevrilerek analiz programına girdi olarak vermeye hazır hale getirilmiştir. Araç üzerinden toplanan yük verileri ile parça araç üzerindeki haline uyumlu modellenerek yaprak yay gözünden toplanan veriler analiz programında kullanılarak oluşturulmuştur. Analiz programına parçaların malzeme özellikleri ve uygun mesh tipleri girilerek sonucu gerçeğe en yakın hale getirilmesi amaçlanmıştır. Analizin koşması döngüsü sırasında analiz programı birim yüklü analiz yöntemiyle sonuçları ayrı ayrı adımlarla alarak gelen yükleri vektörel çıktılar ile çarparak hesaplamaktadır. Yaprak yayın bilgisayar destekli analizleri, laboratuvar deneyleri, araç dayanım parkur testleri ile dayanım doğrulanması gerçekleştirilmiştir. Fiziki testler ile bilgisayar destekli sonlu elemanlar sonuçları karşılaştırılarak bağıntılar yapılmıştır. Bu sayede gelecek çalışmalarda doğruluk oranı artırılmıştır.

Bu yöntemlerle kalite iyileştirilmesi, yeni proje tasarımı, maliyet azaltma ve ağırlık azaltması amaçlı yapılacak dizaynlarda izlenmesi gereken adımlar net bir şekilde ortaya koyulmuştur. Tüm bu çalışmalar sonucunda tasarımı yapılan ağır ticari araçların ön süspansiyonunda kullanılan yaprak yayın belirlenen kontrol ve doğrulanma evrelerinden geçerek seri imalata giriş onayı verilmiştir.



DESIGN OF FRONT LEAF SPRING IN FRONT SUSPENSION SYSTEMS OF HEAVY DUTY TRACTOR VEHICLES

SUMMARY

Competition in the automotive industry is increasing day by day. Increasing customer expectations and technology cause to push companies to make better vehicles. Companies work hard to provide an advantage in this rivalry. To be competitive in the industry, companies must make cost reduction, weight reduction, quality increase, generate new models, provide new technologies and to ensure customer satisfaction. Automotive industry has different vehicle segments like sport cars, passenger cars, off-road vehicles, commercial vehicles, heavy commercial vehicles that causes variety of expectations of each customers. Heavy commercial vehicles are generally used for carrying heavy loads. However, homologation rules, vehicle own weight and strength of vehicle are roadblocks of loading vehicles. These roadblocks and fuel consumption depending weight lead to make weight reduction on vehicles. Total vehicle heavy equals vehicle own weight and goods weight what called payload. In heavy commercial vehicles, as long as payload is higher it is better for customer. Therefore companies need to have good design capabilities for lighter vehicle to survive in the industry. Design and validation are most important topics for new products generating. This study is aimed to explain how new front leaf spring of heavy duty tractor vehicle front suspension system is designed and validated.

Suspension system, what provides safety and comfort drive of vehicle, is one of the important system of vehicle due to heavy duty tractor suspension system carry driver, passenger, goods and driveline system. Suspension system has different parts such as spring, shock absorber, axles, antiroll bar, mounting brackets, bump stopper. Spring is main part of suspension system that store and release energy while articulation of road forces to vehicle. Shock absorber absorbs instantaneous loads, axles carry the system and connect vehicle to the wheels thanks to knuckle-hub-bearing system, antirollbar provides stability of vehicle thanks to torsion of bar, mounting brackets are used for mounting suspension parts to vehicle body, bump stoppers are used to stop suspension movement to prevent damage other systems. Springs have different types like coil spring and leaf spring. Coil spring is generally used for passenger and light commercial vehicles. Leaf spring is generally used for medium commercial and heavy commercial vehicles. In heavy duty tractor front suspension leaf springs are used due to package and strength requirement. Most of heavy duty tractor companies use mono leaf spring on front suspension due to weight concern. In this study, mono leaf spring is developed. Leaf springs carry the load and provide comfort. Vehicle dynamics foundations are depend on suspension system thereby leaf springs for heavy commercial vehicles. Leaf springs are produced from high strength spring steels due to exposing high stress. Heavy commercial vehicles are used different zones such as off road construction areas, normal roads, highways hence there are different requirements for different areas.

Leaf springs have two types what are conventional springs and parabolic springs. Conventional springs are used for off road usage and parabolic springs are used for comfort and high stress. Production of leaf spring is very hard due to heating, forming, complexity process and heavy weight.

Designing new part is very hard, time-consuming and expensive process. Know-how and design capabilities specify part quality. Designing new parts starts from theoretical calculations, solid model shaping, prototype production, computer aided analyzing, testing and production controls. Mono leaf spring study is started from package of parts and dynamics expectations. Leaf springs have spring rate like other springs, it has unique package and design need to put it into this package. Dynamic expectations are determined by objective calculations and subjective drivings by expert team. After determining package and dynamic expectations, leaf spring shape has been decided to provide dynamic and strength requirements. Solid model shaped leaf springs put the suspension system on virtual platform and starts validation process. Leaf springs are generally failed by not static loads by dynamics load hence leaf spring design, material selection and validation need to be for dynamic loads.

Validation is one of the most critical aspect of designing new parts. Providing part and vehicle expectations, not to get quality problem after serial production and customer satisfaction up to validation. Validation is started generally from computer aided analyzing programs. Computer aided engineering analysis program use their own calculation method to estimate part stiffness, strength, life and status on vehicle condition. Generally computer analysis results and real results become different. Know-how and experiment on parts lead to close gap between computer analysis and real life. Therefore, modelling and inputs are really important to get truer results from the analysis program. Road load data and collection load data are really important to estimate forces and displacements of leaf spring. After computer analysis, laboratory bench fatigue test is other step. Simulating leaf spring working conditions on laboratory fatigue test and see the cycle life tells us the parts real life.

Other validation method is vehicle durability test. Vehicle durability test can be described as it represents vehicle life averagely. Every customer has different usage habits and heavy commercial vehicles are designed for 1.000.000 km. It is not possible to test them 1.000.000 km in terms of time and cost. Therefore, special roads and tracks are designed for only vehicle validation. Collecting usage area data and converting them to vehicle run cycles lead to validate vehicles fast and more easily. Collecting road load data from vehicle durability areas and customer usage areas is important to use it on computer analysis. Collected time based load data are generated by data processing method like rainflow, level-crossing and range pair. Rainflow is generally used for converting time based load data to fatigue cycle. These cycles are also used for semi-vehicle test model for part validation and vehicle validation. In this study, road load data is collected from Lommel proving ground, where vehicle runs durability tests, and put the computer analysis. Also, vehicle data are generating laboratory bench test cycles to estimate part life. After dynamic and strength validation, other tests such as corrosion, dimensional checks, assembly checks, supplier production capabilities, logistic package check with other parts that affect leaf spring life. In this study, firstly package control is checked. After that, objective calculations and dynamics evaluation drivings are performed. In this step, 25 kgf/mm, 28 kgf/mm, 30 kgf/mm and 32 kgf/mm 4 springs are produced and all are fitted the vehicle. After vehicle dynamics evaluation 32kgf/mm is selected as mono loaf spring rate. Parabolic thickness are determined for strength of parts to provide strength and less weight.

Determining dimensions by package and determining spring rate are performed. Theoretical calculations are performed. For analysing loads, from previous tests road load data is collected from leaf spring eyes and applying computer aided engineering analysis program and laboratory bench fatigue test. 6 axis and channels road load data is converted to cycles for computer analysis. For computer aided analysing abaqus, hypermesh and ncode programs are used. Loads, boundary conditions, system and dimensions are determined. Modelling are performed by the most appropriate mesh types and size to get the best results. System and part inputs are chosen from supplier reports, real materials specifications and calculation by analysis program. Firstly, static analysis, secondly laboratory bench test and thirdly vehicle durability test analysis are performed. Leaf springs are loaded and establish boundary conditions as real vehicle condition. Loads are generated from road load data and vehicle working condition. After that laboratory bench fatigue test is performed and then vehicle run durability test. To compare real life and analysis reports see the results. Firstly, static analysis report is 1434 Mpa and real life result is 1171 MPa and that means 17% error. Secondly, laboratory bench test, analysis report is minimum 82.950 cycles and real test minimum result is 73.634 cycles that means 11% error. Thirdly, vehicle durability test, real durability test is ended at 150% without leaf spring failure so there is unknown leaf spring durability life. Computer analysis durability result is 1,907 vehicle that means under 16% error.

These results that are under 17% is good for FE and real comparison. In addition, other good way is computer analysis results and real life results varify each other in terms of breakage area and red zones in analysis. In brief, thanks to this study designing and validation steps of heavy duty tractor vehicles front suspension system mono leaf spring development steps are decribed clearly. In addition, correlated FE models, describing test models contribute the literature for future design works.



1. GİRİŞ

1.1 Giriş ve Çalışmanın Amacı

Teknolojinin hızla geliştiği ve müşteri beklentilerinin arttığı günümüzde her sükterde olduğu gibi otomotiv sektörü de büyük bir rekabet içerisinde. Müşteri beklentilerine cevap vererek pazar payını geliştirmek ve sektörde varlığı sürdürebilmek için firmalar üretilen araçların maliyet, ağırlık, dayanım, konfor, donanım ve ömür dengesini en iyi şekilde yapması gerekmektedir. Bu sebeple tasarım ve doğrulama aşamasının en hızlı ve en doğru şekilde yapılması rekabette avantaj sağlamaktadır. Tasarım aşamasında gün geçtikçe gelişen yöntemler ve bilgisayar destekli analizler kullanılmaktadır. Bilgisayar destekli analiz programları tasarım, modelleme, doğrulama ve optimizasyon için çeşitli algoritmalarla desteklenerek kullanılmaktadır. Bu sayede zamandan ve maliyetten ciddi miktarlarda kazanç sağlanmaktadır. Elde edilen gerçek hayat verileri ile bilgisayar programlarının algoritmaları ve parametreleri iyileştirilerek geliştirilmektedir. Böylece gerçeğe yakın sonuçların elde edilmesi daha olanaklı hale gelmektedir. Otomotiv sektöründe her bir parçanın, sistemin ve aracın tasarlandıktan sonra piyasaya çıkmadan önce doğrulama amaçlı birçok testten geçmesi gerekmektedir. Aksi durumda kazalar, ölümler, yaralanmalar, maddi hasarlar, manevi hasarlar, müşteri şikayetleri, garanti maliyetleri ve marka itibar kaybı gibi birçok olumsuz durum meydana gelebilir. Bu olumsuz durumlar da firmanın piyasadaki konumunu sürdürmesini ve kendi pazar payını artırmasını engeller. Tasarlanan aracın her bir müşteri koşullarında test edilmesi en doğru sonucu verecektir. Ancak ağır ticari araçların hedeflenen ömrü 1.000.000 km olduğu düşünülürse her bir araç modelinin test edilmesi yıllarca sürmesine ve çok yüksek maliyetlere sebep olmaktadır. Ayrıca her bir müşteri profilinin farklı olmasından kaynaklanan farklar dolayısıyla kesin bir sonuca da erişilemez. Bunun yanında karşılaşılabilecek her türlü problem sonrasında testlerin yeniden başlaması öngörülürse bu yöntem neredeyse imkansız bir hal almaktadır. Bu yüzden farklı doğrulama yöntemlerine ihtiyaç duyulmaktadır.

Bu doğrulama yöntemleri arasında bilgisayar destekli analiz programları ile ilk analizlerinin sanal ortamda yapılarak, sonraki adımlarda daha yakın değerlerin bulunmasını sağlamak, laboratuvar ortamında belirlenmiş test koşulları ile test edilmesi, sistem çalışması için yarım araç modelleri testi, test pistlerinde müşteri kullanımını simüle edecek şekilde prototip aracın dayanım testi koşması ve araçların seçilen özel müşterilerde kısa süreli periyotlarda kullanılması testlerini içermektedir. Süspansiyon sistemi ve elemanları da her bir tasarım safhasında doğrulama testlerinden geçmektedir. Çeşitli müşteri profillerinden toplanan veriler ışığında yük profili ve yol koşulları belirlenerek aracın ömrüne karşılık gelen test parkurları ve çevrimleri belirlenir. Ancak tasarımın her aşamasında parkur testlerini yapmak araç üretimi, sevkiyatı, test maliyetleri ve zamanı göz önüne alınırsa hem maliyetli hem de zaman aldığından ilgili verileri araç üzerinden toplanarak istenen bölgelere dağıtılarak bilgisayar destekli analiz programlarında ilk doğrulamasının yapılması ve optimizasyonu tamamlanarak fiziksel laboratuvar ve araç testlerine geçilir. Bilgisayar analizi ve gerçek testleri karşılaştırılarak analizlerin bağıntısı sağlanır. Analiz programı girdilerinin standart hale getirilmesi sağlanarak gelecekteki ve genel kullanım için elverişli hale getirilmektedir. Süspansiyon sistemi tasarımında aracın hareketleri ve taşıdığı yüklerin yanısıra malzeme ve üretim etmenleri de göz önüne alınarak tasarlanmaktadır. Tasarımın ardından sırasıyla tasarım hesaplamaları, bilgisayar ortamında yapılan analiz, araç dinamiği sürüşleri, laboratuvar testleri ve araç dayanım testlerini geçerek seri imalata gidilmektedir. Tüm bu parametrelere ek olarak parçanın araçta montajının yapılacağı bölgeye göre paketlenbilmesi, çalışma koşullarına göre geometrisinin belirlenmesi, araç dinamiği gerekliliklerini sağlamak amacıyla yaprak yay katsayısının belirlenmesi, üretim kabiliyet kontrollerinin yapılması, montajı esnasında diğer parçalarla olan etkileşimleri, korozyon testleri gibi testlerden de geçerek onay alması gerekmektedir. Tüm bu çalışmaların tamamlanması ile mühendislik onayı verilmektedir. Yeni tasarım doğrulanmasının yanında maliyet azaltılması, ağırlık azaltılması ve kalite iyileştirmeleri çalışmalarında da benzer yöntemler izlenmektedir. Bu çalışmada ağır ticari çekici araçların ön süspansiyonunda kullanılması için tasarlanan tek katlı yaprak yayın tasarımı ve doğrulanması yapılırken izlenen yol ve yöntemler anlatılmaktadır. Çalışmada aracın konfor ve dayanım beklentilerine karşın gerçekleştirilen araç dinamiği testleri, teorik hesaplamaları, bilgisayar destekli analizleri, laboratuvar deneyleri, araç testleri ve fiziki testlerin bilgisayar destekli analiz ile karşılaştırılması ile yapılan bağıntılar anlatılmaktadır.

2. SÜSPANSİYON SİSTEMİ

2.1 Süspansiyon Sisteminin Görevleri

Aracın gövdesi ile tekerlekleri arasında yerleştirilen süspansiyon sistemlerinin temel görevi sürüş emniyetini ve sürüş konforunu sağlamaktır. Süspansiyon sistemlerinin çalışma prensibi yoldan gelen darbeleri sönümleyerek aracın kararlılığını korumaktır. Süspansiyon yoldan gelen darbeleri ve düzgünsüzlükleri sönümleyerek, pürüzlü yollarda ve virajlı yollarda lastiklerin yola tutunarak aracın güvenle yol almasını sağlar [1]. Bunun yanında sürücü ve yolcuların konforlu bir yolculuk yapmasını sağlar. Aracın dinamiğini, sürüş açılarını ve lastiklerin düzgün aşınmasını da süspansiyon sistemleri sayesinde sağlar. Süspansiyon sistemi sönümlemeyi sağlayan parçalardan ilki yaylardır. Yaylar yoldan gelen kuvvetleri kendi içerisinde depolayarak ve bunu sürtünme ile ısı enerjisine çevirerek direkt olarak gövdeye iletilmesini engellemektedir. Yaylar aracın tipine, taşıyacağı yüke ve paket alanlarına bağlı olarak helezon yay ve yaprak yay olarak sınıflandırılırlar. Aşağıdaki şekilde (Şekil 2.1) ağır ticari çekici araçların ön ve arka süspansiyon sistemi gösterilmektedir.



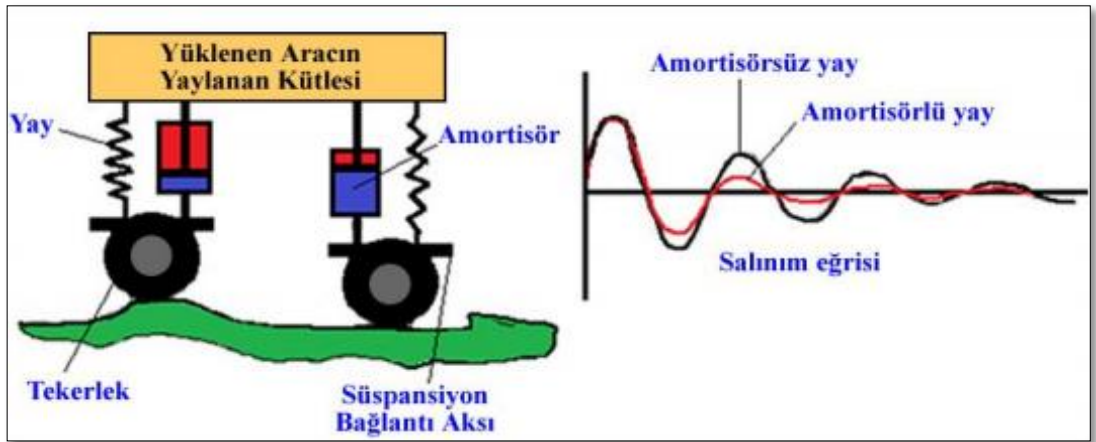
Şekil 2.1: Ağır ticari çekici araçların süspansiyon sistemleri.

Yaylara yardımcı bir diğer sistemler ise amortisörlerdir. Amortisörler yoldan gelen ani yükleri içerisindeki pnömatik veya hidrolik sistemler sayesinde sönmölemektedir. Yaylardan temel farkı ani yükleri karşılaması ve bunu bünyesinde depolamamasıdır. Süspansiyon sistemlerinin bir diğer elemanı viraj denge çubuğu ise aracın yanal olarak yatmasını engelleyerek yolda dengede olmasını sağlamaktadır. Bir diğer süspansiyon elemanı ise akson-poyra-rulman kompakt sistemleridir ve aracın tekerinin dönmesini sağlamanın yanında aracın tekerinin istenen açıda yolda durmasını sağlayarak böylece tekerlerin düzgün olarak aşınmasını sağlamaktadır. Süspansiyon sistemlerinin tasarımı sırasında dayanım testlerinin yanısıra subjektif ve ölçümsel araç sürüşleri ile değerlendirilerek istenen araç dinamiği özelliklerinin sağlanması için sertlik ayarlaması yapılmaktadır [2].

2.2 Ağır Ticari Çekici Araçların Ön Süspansiyon Sistemi ve Sistem Elemanları

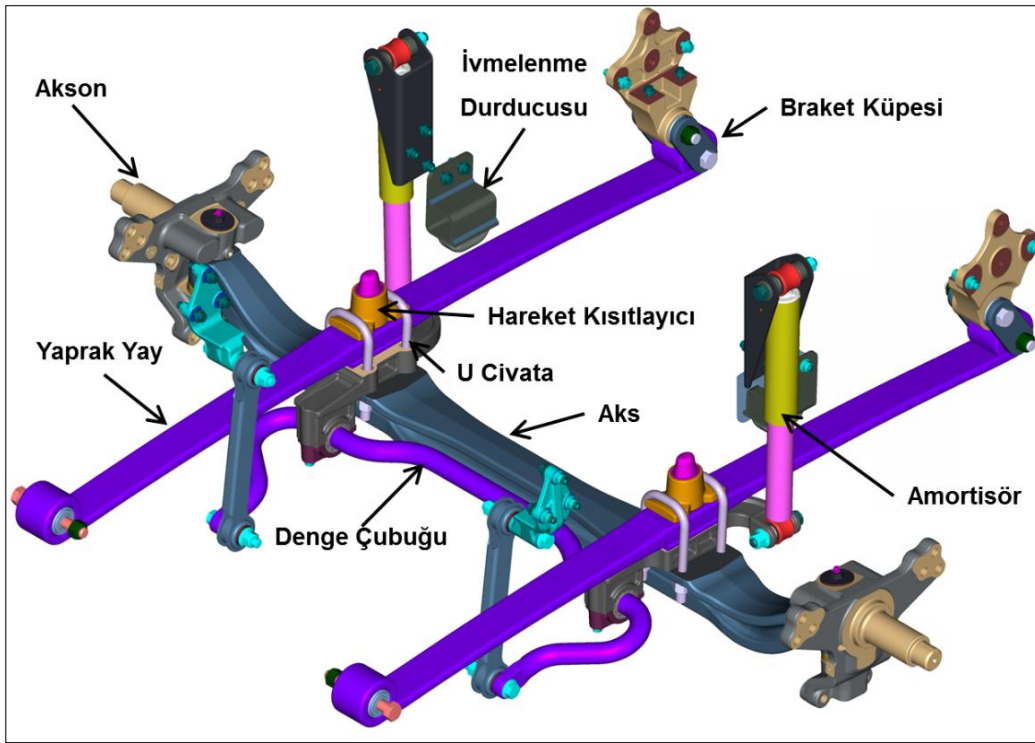
Ağır ticari araçlar piyasada bilinen diğer adıyla kamyonlar yolcu taşımaktan çok yük taşımak amacıyla kullanılır. Bu nedenle aracın yasaların izin verdiği en büyük yükü en güvenli ve hasarsız şekilde taşımak ağır ticari araçların en temel görevidir. Yükün taşınması esnasında aracın güvenliği ve yükün hasarsız şekilde taşınması için süspansiyon sistemi dizaynı çok önemlidir. Artan rekabet koşullarında en yüksek dayanım, en az yakıt tasarrufu, en uygun maliyet ve en büyük yükleme kapasitesi müşterilerin taleplerinin başında gelmektedir. Bu sebeptir ki maliyet ve ağırlık azaltma çalışmaları rekabet edebilmek açısından önemli olmaktadır. Yasaların izin verdiği en fazla yük ağırlığı ve aracın kendi ağırlığı olduğu düşünülürse aracın kendi ağırlığı ne kadar az olursa müşteri o denli fazla yük yükleyebilir. Bunun yanında aracın kendi ağırlığı ne kadar az olursa yakıt sarfiyatı o denli az olmaktadır. Ancak yapılacak ağırlık ve maliyet azaltmaları sonucunda parçaların ömür ve mukavemet olarak zayıflatmamak gereklidir. Bunun yanısıra süspansiyon sisteminin gereksinimlerini ve yasaların homologasyon gerekliliklerini sağlayan süspansiyon sistemi tasarımı tüm bu unsurların tek bir potada eritilerek dizayn edilir. Ağır ticari araçların her bir dingilinde bulunan akslara bağlı bir süspansiyon sistemi vardır ve ağır ticari araçlar genellikle arkadan itişlidir. Bu nedenle ağır ticari araçların ön süspansiyonun dingilinde itiş sağlayıcı bir aktarma organı genellikle bulunmamaktadır.

Ön süspansiyonun aracın hareketini sağlayan motoru ve sürücü ile yolcuları taşıyan kabini taşıdığı için konfor ve güvenlik açısından kritiktir. Aracın motoru ön kısımda olduğundan yoldan gelen darbeler uygun şekilde sönümlenmediğinde ve araç farklı eksenlerde olması gerekenden fazla hareket ettiğinde motor ve bağlantılarında ciddi problemler oluşarak büyük problemler yaşanabilmektedir. Ayrıca aracı kullanan sürücü ve yolcuların bulunduğu kabinin hareketleri ise sürüş güvenliği ve sağlığı açısından kritiktir. Sürücü ve yolcuların yolculuk sırasındaki güven ve konforu açısından ön süspansiyonun dizaynı ve hareketleri oldukça önemlidir. Kabinin kendine ait süspansiyon sistemi olsa da aracın temel hareketlerini ve direksiyonlanan teker kısmına sahip olan ön süspansiyon sistemi hayati önem taşımaktadır. Sistem elemanlarının en başında yaprak yay gelmektedir. Yaprak yay yoldan gelen darbeleri elastik şekil değiştirmeye uğrayarak sönümlemede kullanılır. Yüksek mukavemetli karbon çeliğinden üretilen yaprak yay araç süspansiyon sistemin temel elemanlarının ve karakteristiği oluşturan elemanların başında gelir. Binek araçlardaki karşılığı helezon yay olan yaprak yayın yüksek mukavemet gereksinimi ve dar paket alanından dolayı bu şekilde üretilerek araca monte edilir. Dünyada ve piyasada tüm ağır ticari araçların süspansiyon sistemindeki yay görevini yaprak yay ile sağlanmaktadır. Sistemin bir diğer önemli parçası ise amortisördür. Amortisörler yoldan gelen ani darbeleri içerisindeki pnömatik ve hidrolik sistemler sayesinde ısı enerjisine çevirerek sönümlemekte ve yayın sürekli salınım yapmasını engellemektedir [4]. Bu sayede aracın ve aracı taşıyan sistemlerin sürekli salınım ile yorulma dayanımının azalmasını önlemektedir. Aşağıdaki görselde (Şekil 2.2) amortisörlü ve amortisörsüz aracın sönümleme karakteristiği gösterilmektedir.



Şekil 2.2: Amortisörün araç süspansiyonuna etkisi [4].

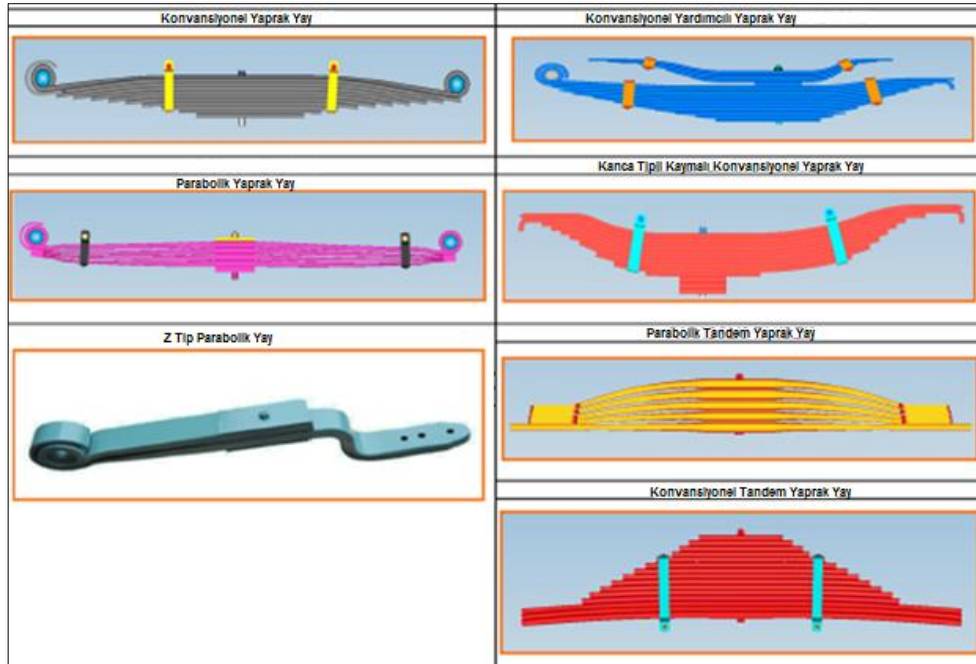
Süspansiyon sistemindeki bir diğer önemli elemanlardan biri de denge çubuğudur. Viraj denge çubuğu aracın yanal yalpalama hareketlerinin önüne geçilmesini sağlayarak aracın virajlarda kararlı şekilde yolda kalmasını sağlamaktadır. Viraj denge çubukları da yüksek mukavemetli karbon çeliğinden imal edilmektedir. Burulma prensibi ile çalışan viraj denge çubuklarının sertliği de süspansiyon sisteminin karakteristiğini belirleyen etmenlerden biridir. Sürüş esnasında tekerleklerin birbirine göre yükseklikleri farklı olduğunda aynı hizaya getirebilmek için burulmayla önceki haline dönmesini sağlayarak savrulmayı ve yalpa hareketinin önüne geçmektedir. Diğer bir süspansiyon sistemi elemanı ise akslar olup aks tüm sisteme yataklık ederken aynı zamanda aracın ön kısmını taşıyan parçadır. Aks yüksek dayanım gerektirdiği için dövme yöntemiyle üretilmektedir. Akson ise aracın tekerlek sisteminin bağlandığı ve aracın yere bağlantısında kullanılan yüksek dayanım gerektiren parçalardan biridir. Dövme yöntemiyle üretilen akson ise poyra ve rulman sistemine bağlanarak tekerin dönmesini sağlar. Hareket kısıtlayıcı parçası da aracın dikey ekseninde aşırı hareketinin önüne geçmek için kullanılır. Yumuşak bir karşılama için sac ve kauçuktan imal edilmektedir. U civata parçası ise yaprak yay ve yardımcı bağlantı braketlerin aksa bağlantısını sağlayan ismi itibariyle u şekline benzeyen civataya verilen isimdir. Aşağıdaki şekilde (Şekil 2.3) ağır ticari araçların süspansiyon sistemi gösterilmektedir.



Şekil 2.3: Ağır ticari çekici araçların ön süspansiyon sistemi örneği.

2.3 Yaprak Yay ve Çeşitleri

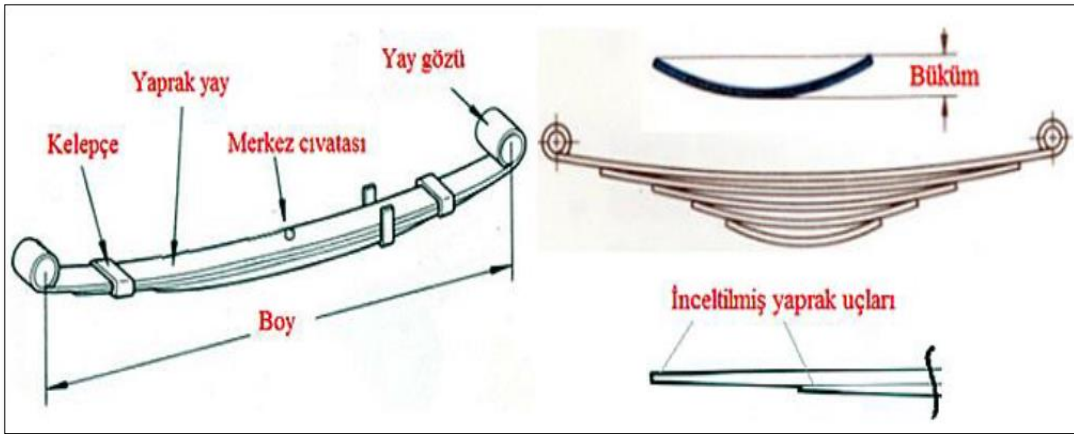
Yaprak yaylar, piyasada bilinen adıyla makaslar, otomotiv endüstrisinin ilk yıllarından bu yana kullanılan temelde yük-yer değiştirme dengesini sağlama temel fonksiyonunu yerine getiren yay elemanıdır. Yaprak yaylar binek araçlarda kullanılan helisel yayların kamyonlardaki kısıtlı paket alanı ve yüksek mukavemet gereksinimi sebebi ile kullanılan yassı ve uzun olan modeline verilen isimdir. Yaprak yaylar aracın hareketleri sırasında sisteme gelen enerjiyi depolar, bir miktarını sönümleyerek geriye kalan kısmını yaylanma katsayısına bağlı olarak geri verme şeklinde çalışır. Yaprak yaylar sistemin bulunduğu alana göre en-boy-uzunluk kısıtlarına göre istenen yaylanma katsayısı olacak şekilde ayarlanır. İlgili yaylanma katsayısı güvenlik, konfor, araç hareketleri, dayanım ve ömür beklentilerine göre belirlenmektedir. Yaprak yayın beklenen özelliklere göre ayarlanmasındaki en önemli bileşenler malzeme ve üretim yöntemidir. Piyasada yaygın olarak kullanılan çeşitleri geleneksel ve parabolik yaylardır. Bu yaylar yüksek mukavemetli yay çeliğinden imal edilerek çeşitli imalat ve ısıtım süreçlerinden geçirilerek yüksek mukavemet sağlamaktadırlar. Konfor ve mukavemet beklentisine göre çift yay katsayılı yaprak yaylar da kullanılmaktadır. Bu yaylara yardımcı sistemli yaprak yaylar olarak isimlendirilmektedir. Aşağıdaki şekilde (Şekil 2.4) çeşitli yaprak yayların resimleri bulunmaktadır.



Şekil 2.4: Ağır ticari araçlarda kullanılan yaprak yay çeşitleri.

2.3.1 Geleneksel yaprak yaylar

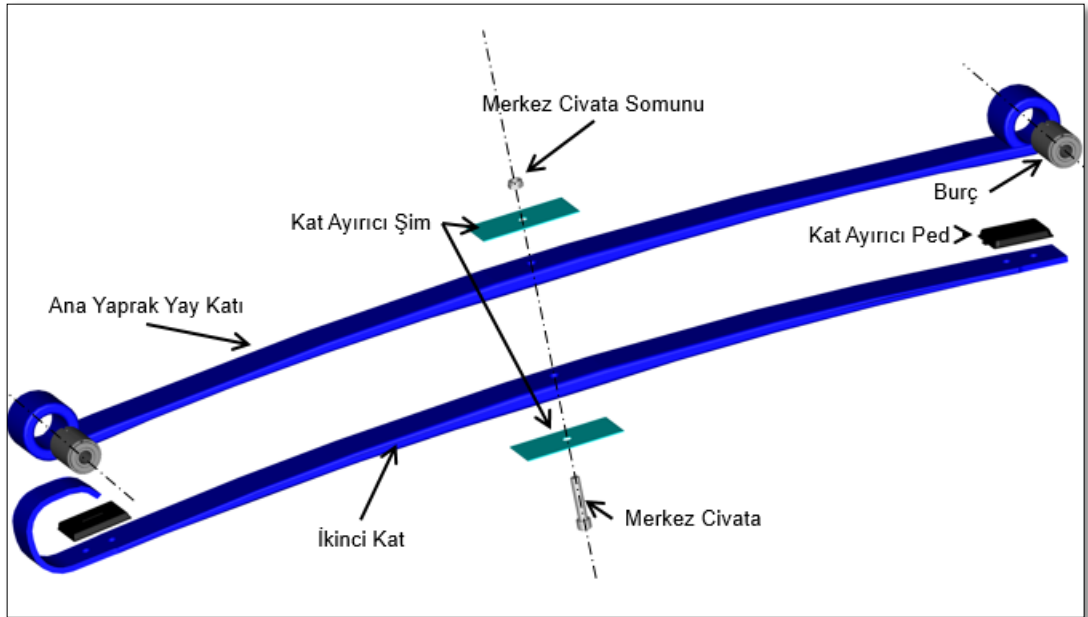
Geleneksel yaprak yaylar, yaprak yayların ilk kullanılmaya başlanmasından itibaren kullanılan en eski tip yaprak yaydır. Birden fazla yay çeliğinden üretilmiş yaprak yay lamalarının üst üste konularak oluşturulan bu tip makaslar özellikle ağır çalışma şartları için daha uygundur. Üst üste koyulan katların kalınlığı eksen uzunluğu boyunca sabit olduğundan üretimi ve tasarımı kısmen daha basittir. Bağlanma şekline göre iki ucu ve merkezi üzerinden üç farklı noktadan yüke maruz kaldığından merkez konumu daha yüksek gerilmeye maruz kalır ve dağılım şekline göre düzenlenir. Bu şekilde gerilme yığılma bölgelerinin önüne geçilmeye özen gösterilir. Üretimden çıkmış bir geleneksel yaprak yayın akma dayanımı 950-1000 MPa mertebelerinde olup, sertliği 380-460 HB arasında olmaktadır. Yayların birbirine sürtünmesi sonucu enerji sönümlenmesi prensibi ile çalışmakta olup bu sebeple ses ve titreşim problemlerine neden olmaktadır. Katlar arası sürtünme prensibinden kaynaklı olarak histerisiz problemi ile de karşılaşmaktadır. Histerisiz sebep olduğu kararsız sönümlenme yapısı ve ses nedeniyle konfor açısından kullanıma uygun değildir. Bu sayede istenen konfor ve dayanım şartları sağlanmış olur. Herhangi bir kırılma veya şekil bozukluğu sonrasında hasarlanan katın değişimi ile tamiri daha kolay olması ve ağır çalışma koşullarında kullanıma elverişli olması en yüksek avantajlarıdır. Yüksek mukavemetli yay çeliği ile üretilen, yaygın olarak kullanılan malzeme 55Cr3, geleneksel yaprak yayların sürtünme ile çalıştığından ve çok katlı olmasına bağlı olarak katları bir arada tutmak için kelepçeler kullanılmaktadır. Ayrıca iki gözlü, iki ucu bağlama gözü olmadan veya tek gözlü olarak da üretilebilirler. Aşağıda (Şekil 2.5) iki gözlü geleneksel yaprak yaylara ait detay resim gösterilmektedir.



Şekil 2.5: Geleneksel yaprak yay detayı [4].

2.3.2 Parabolik yaprak yaylar

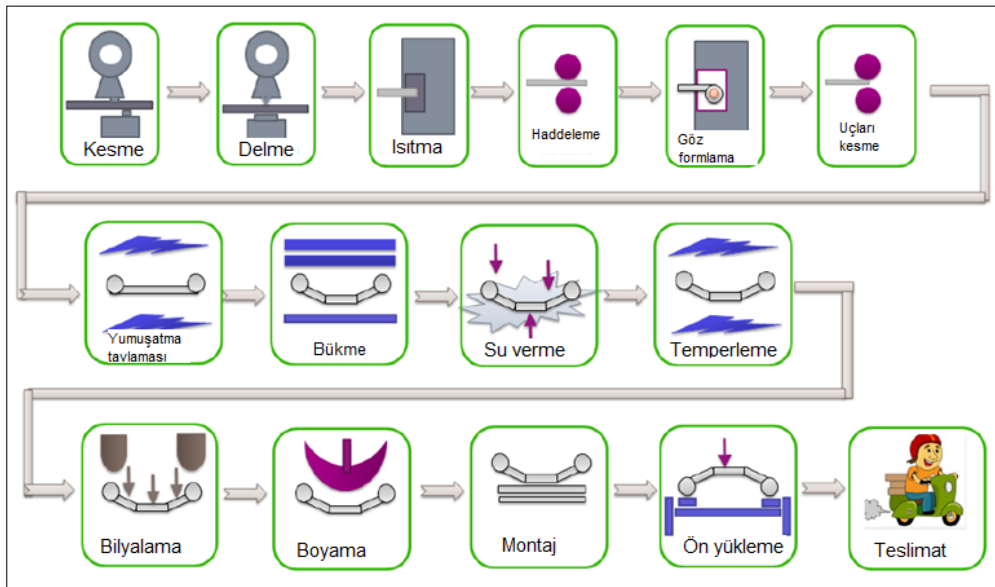
Parabolik yaylar geleneksel makasların aksine yayların sayı olarak daha az olduğu ve boylarının eşit şekilde üst üste dizilerek elde edilen makaslardır. Katların çalışma esnasında birbirine temas etmeden çalışması gerektiğinden katların uç kısımlarının arasına kauçuk pedler yerleştirilir ve merkezde katlar arasına sac metal yerleştirilmektedir. Katlar arası sürtünme olmadığından dolayı ses ve histerisiz sorunları yoktur ve yüksek konfor istenen bölgelerde kullanılmaktadır. Parabolik yaylar da geleneksel yaylar gibi yüksek mukavemetli yay çeliğinden üretilmekte olup genellikle 51CrV4 malzemesi kullanılmaktadır. Parabolik yay malzemesi geleneksel yayların malzemesinden daha yüksek mukavemet ve daha düşük özkütleye sahip olmanın yanında birim maliyet olarak daha yüksektir. Üretimden çıkmış bir parabolik yayın akma dayanımı ortalama olarak 1200-1300 MPa mertebelerinde olup sertliği 400-490 HB mertebelerindedir. Parabolik yaprak yaylar geleneksel yaprak yayların aksine şantiye sahası gibi ağır çalışma ortamlarında katlar arasına taş, toprak, yabancı madde girmesi sonucu katların kırılmasına neden olabileceğinden kullanımına çok elverişli değildir. Bu sebeple parabolik yaylar genellikle sürücünün bu çalışmada da olduğu gibi en çok etkilendiği ön süspansiyon ve hafif ticari araçların arka süspansiyonunda kullanılmaktadır. Kullanımı esnasında karşılaşılabilecek herhangi bir hasarlanma durumunda tamiri mümkün olmayıp genellikle komple değişimi gerektirir. Aşağıdaki şekilde (Şekil 2.6) iki katlı bir parabolik yaprak yayın resmi gösterilmektedir.



Şekil 2.6: Ağır ticari araçlarda kullanılan parabolik yaprak yay detayı.

2.3.3 Yaprak yay imalatı

Yaprak yaylar fabrikaya gelen yarı mamül yay çeliğinin istenen forma ve özelliklere getirmek için uygulanan imalat yöntemlerinden sonra montaja ve kullanıma getirilmektedir. İmalat süreci fabrikaya gelen yarı mamül metalin istenen boyda kesilmesiyle başlar. İstenen boya gelen malzemede merkez civatası için önce merkezi ısıtılarak delinir. Ardından ısıtılarak istenen kalınlığa getirilmesi için haddelenen malzeme varsa göz kıvrıma makinalarına bağlanarak göz kıvrıma işleminden geçer. Haddelene ve göz kıvrımının ardından fazladan olan uç kısımlar kesilerek atılır. Şekli verilen malzeme yüksek sıcaklıklardaki fırınlarda ısıtılır ve ardından yağ daldırma yöntemi ile martenzit yapıya kavuşur. Martenzit yapıya ulaşan malzemede iç gerilme giderme için temperleme fırınlarında temperleme yapılır. Bunun ardından ilgili yay bilyalama dediğimiz minik bilyalarla bombardımana uğratarak yüzey sertliği elde edilir. Yapımı tamamlanan yaylar boyanarak monte edilir. Ardından varsa burç çakma işlemi ile gözlerin iç kısımlarının montajı da tamamlanmış olur. Son olarak ön yükleme dediğimiz kısımda makasın plastik şekil verme ile en büyük dayanımı kontrol edilerek son şekli vermenin ardından test makinasına alınır. İstenen paket ve yaylanma seviyeleri toleranslar içinde kontrol edilen yaylar onaylanarak paketleme alanına yerleştirilir. Yaprak yay üretimi oldukça zor bir prostestir. Bu sebeple ülkemizde ve dünyada yaprak yay üreticisi firmaların sayısı oldukça azdır. Aşağıdaki resimde (Şekil 2.7) yaprak yay üretimi şematik olarak anlatılmaktadır.

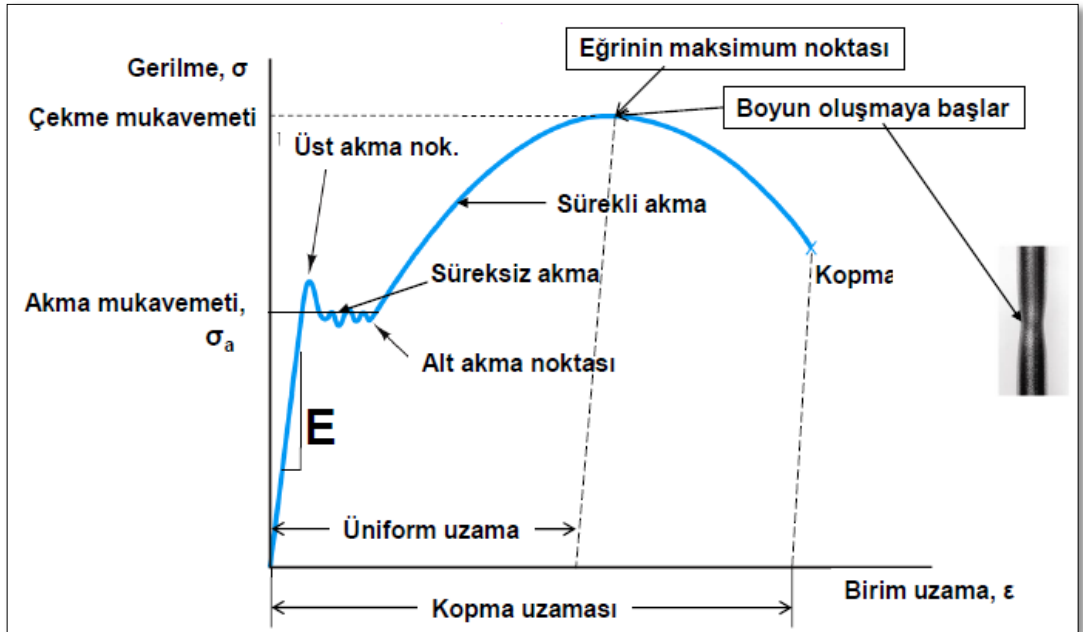


Şekil 2.7: Yaprak yay üretim şeması.

3. YORULMA TEORİSİ

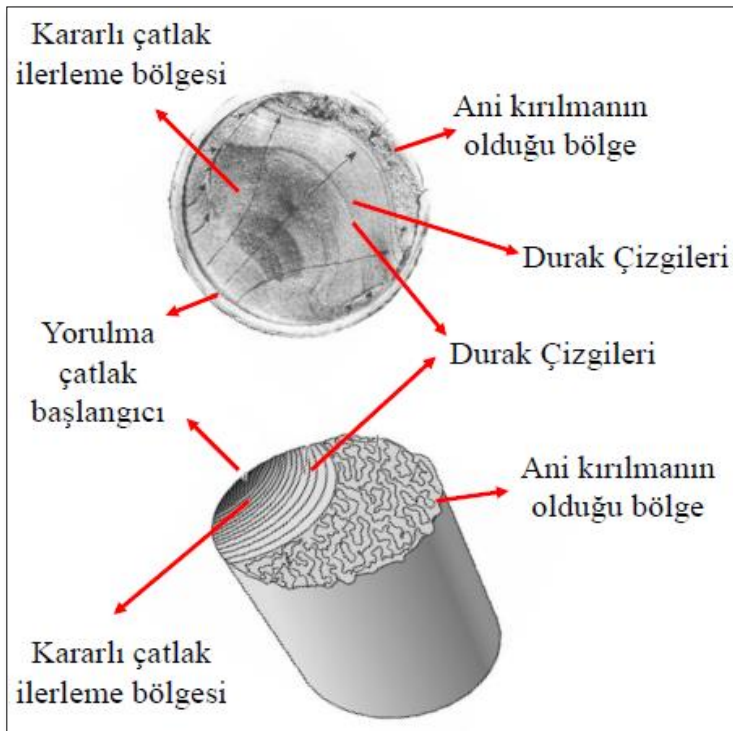
3.1 Yorulma Kavramı ve Yaklaşımları

1800'lü yıllardan önce bir tasarımın mukavemeti, ilgili parçada meydana gelebilecek en büyük gerilmenin parçanın malzemesinin akma dayanımı altında olduğunda tasarımın uygun olduğu düşünülürdü. Ancak o yıllarda August Wöhler bir tren kazası sonrasında yapılan incelemelerde statik olarak akma dayanımı altında olan tren akslarının belli bir süre sonra hasara uğradığını farkederek yorulma teorisinin ilk temellerini atmıştır. Statik dayanımda ise malzeme akma dayanımının altında elastik şekil değiştirerek ilgili yük ortadan kaldırıldığında eski haline gelir. Akma dayanımının üstünde olan herhangi bir yükte kalıcı yani plastik şekil değiştirmeye uğrar. Kopma dayanımının üstünde oluşan bir yüklemde ise tamamen kırılarak işlevini yerine getiremez. Parçada çok eksenli gerilme durumu ortaya çıkıyorsa von Mises hipotezi kullanılarak eşdeğer gerilme hesabı yapılır [5]. Ancak ilgili yükler sonucunda en büyük gerilmenin akma dayanımının altında olmasına rağmen, yüksek tekrarlı çevrimler ile yüklem sonucunda parçalarda hasarlanma oluşabilir. Aşağıdaki şekilde (Şekil 3.1) düşük karbonlu bir çeliğin gerilme-şekil değiştirme grafiği gösterilmektedir.



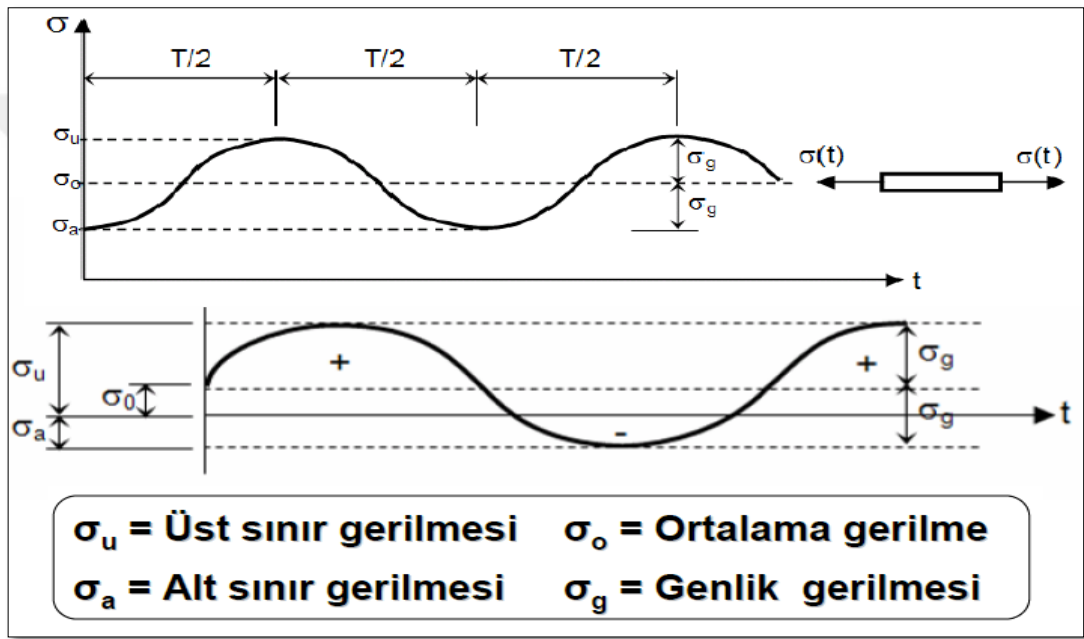
Şekil 3.1: Düşük karbonlu çelik için gerilme-şekil değiştirme eğrisi [6].

Bir malzemenin statik dayanımının altında meydana gelen yüksek çevrimli yükler sonrasında hasarlanmasına yorulma adı verilir. Tasarımdaki yorulma ömrü dinamik yüklerin çevrim sayısına ve genliğine bağlı olarak değişir. Yorulma çevrim sayısına göre düşük çevrimli yorulma ve yüksek çevrimli yorulma olarak ikiye ayrılır. 1.000.000 çevrim sınırı genellikle yorulma için sonsuz ömür çizgisi olarak nitelendirilir ve tasarımın yüksek çevrim için uygun olduğunun kanıtıdır [5]. Yorulma statik yüklemeler sonucunda değil çevrimli yükler sonucunda meydana geldiğinden yorulma hasarlanmasının da evreleri vardır. Bu evreleri çatlak başlangıcı, çatlak ilerlemesi ve kırılma olarak üçe ayırabiliriz. Çatlak başlangıcı akma gerilmesinin altında olmasına karşın özellikle yüksek gerilme yığılma bölgelerinde ve kristal yapıdaki hatalı bölgelerde oluşur. Malzeme ne kadar sünekse çatlak başlangıç konumu o kadar net olarak gözlenir, gevrekleştikçe bu kısım daha az olmakta ve çatlak ilerleme sürecine daha hızlı geçmektedir. Çatlak genellikle yüzeyden başlayarak kayma hatları ile birlikte orta kısımlara doğru ilerler. Bu şekilde çatlak ilerleyerek malzemede plastik deformasyonlar sonucu gerilme alanını da azaltarak ilerler. Çatlak ilerlemesinin devam etmesi sonucunda malzemenin geriye kalan kesiti ilgili yükü taşıyamayarak aniden kopar. Bu şekilde akma dayanımının altında yüksek tekrarlı yüke maruz kalan parça yorulmadan kırılmış olur. Aşağıdaki görselde (Şekil 3.2) yorulma evreleri ve izleri daha detaylı olarak gösterilmektedir.



Şekil 3.2: Kırılma evreleri ve bölgeleri [6].

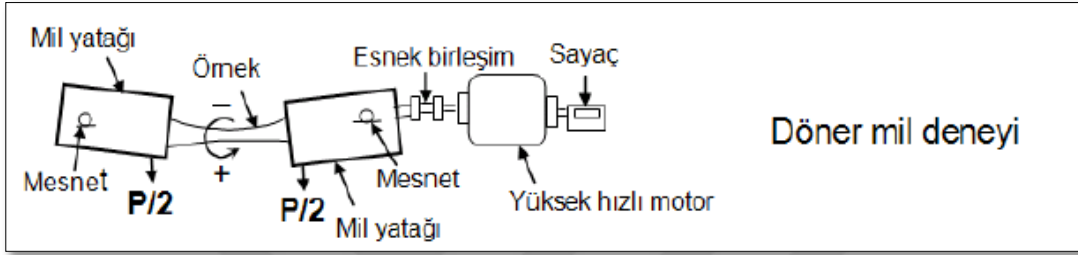
Çalışma genlikleri ve ortalama gerilme miktarı yorulma tayininde önemlidir. Ancak sadece en büyük yükleme koşullarını dikkate almak yanlış hesaplamalara ve yorumlamalara neden olur. Veri işleme sürecinde bu en büyük gerilmeler ortalama gerilmelere indirgenerek hasar değerlendirilmeleri yapılır. Cisme uygulanan çevrimli periyodik yükün basma ve çekme yönündeki yüklerin değerlerinin mutlak olarak birbirinden farklı olması yorulmayı hızlandırır. Bir başka deyişle cisme uygulanan yük düzenli ve periyodik olursa yorulma ömrü uzun, düzensiz ve farklı değerlerde olursa yorulma ömrü daha kısa olacaktır [7]. Şekil 3.3'te cisme uygulanan örnek bir periyodik tekrarlı yüklerin grafiği gösterilmektedir.



Şekil 3.3: Periyodik yükleme grafikleri [7].

Yorulmayı tetikleyen tasarım, malzeme, imalat, çevre gibi etmenler bulunmaktadır. Tasarım için seçilen malzemenin mukavemet değerleri yorulma dayanımına etki eden en önemli faktördür. Bir diğer önemli kısım ise tasarımdır. Parçanın çalışma esnasında başına gelebilecek yükleri doğru tahmin etmek ve buna göre parçanın ilgili kısımlarının dizaynı önemlidir. Düşük kesit veya gerilme yığılma noktaları yorulmanın başlamasında önemlidir. Yorulmaya etki eden faktörlerden, boyut faktörü malzemedeki boyuta bağlı olarak yüzeylerde oluşacak homojen olmayan gerilme dağılımlarına bağlıdır. Yüzeydeki pürüzlülük döküm, dövme, işleme gibi proseslerde elde edilen yüzey kalitesi de içereceği mikro çatlaklar ile çentik faktörü ve yüzey kalitesi faktörü ile yorulmaya etki eder. Yükün uygulanış biçimine bağlı olan darbe faktörü de yorulmaya etki eden önemli faktörlerdendir.

Sıcaklık, korozyon, dış etkiler de yorulma başlangıcı ve ilerlemesi aşamasında kritik etkilerdir. Yüksek sıcaklık mukavemeti düşürürken, korozyon yorulmanın hızla ilerlemesine yardımcı olur. Bu sebeple tasarım ve üretim aşamasında ilgili tüm etmenler göz önüne alınması hayati önem taşımaktadır. Günümüzde en yaygın olarak kullanılan yorulma deneyi numunelerin dönerken birbiri ardına eşit genlikte çekme ve basmaya maruz kaldığı döner mil deneyidir. Döner mil deneyinin görseli aşağıdaki Şekil 3.4'te gösterilmiştir.

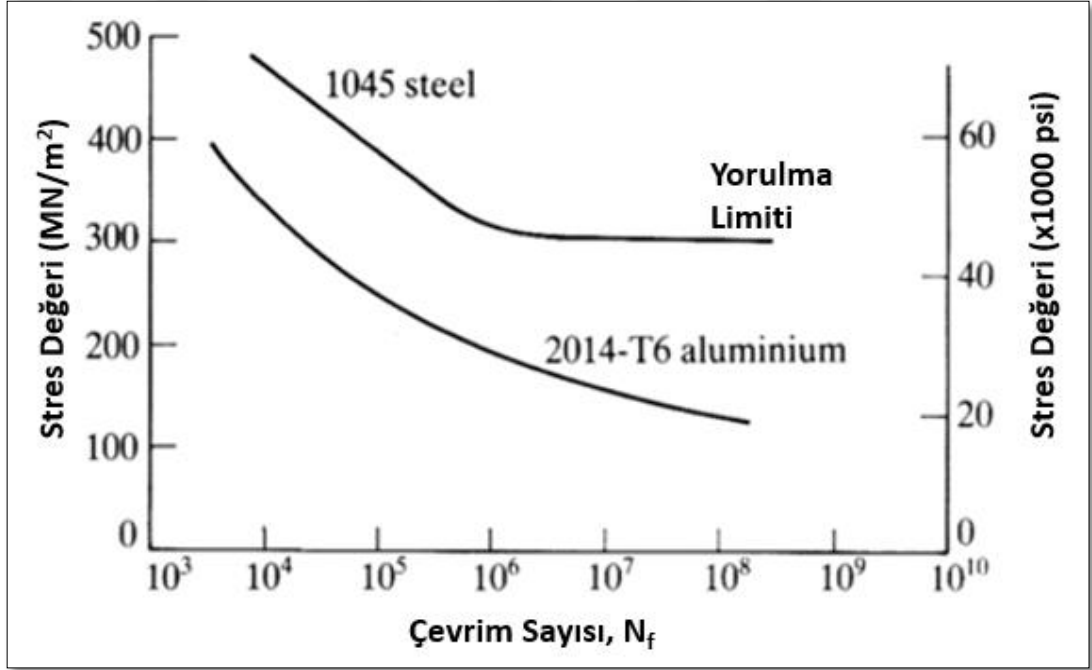


Şekil 3.4: Döner mil yorulma deney düzeneği [7].

Otomotiv endüstrisinde araca ve parçalarına gelen yükler zamana bağlı olarak yoldan ve yükten kaynaklı olmaktadır. Bu sebeple yorulma yaklaşımında bulunurken araca gelen yükler yoldan ve yüklemekten kaynaklı olarak yoldan tekerleklere, tekerlekten süspansiyon sistemine, süspansiyon sisteminden gövdeye oradan da araca ve bağlandığı parçaları etkilemektedir. Araca gelen yüklerin, süspansiyon sistemi tarafından sönmülenererek diğer parçalara ulaşması engellendiği için süspansiyon sistemi olmadığı düşünüldüğünde tüm bu yüklerin direkt olarak parçalara etkimesi durumunda araçtaki diğer parçaların yorulma ömrü daha düşük olur. Bu sebeple süspansiyon sistemlerinin tasarımı ve ömrü aracın toplam ömrü açısından da kritik bir hal almaktadır. Toplanan yol verileri zamana bağlı yük fonksiyonlarına çevrilerek nicel kavramlara dönüştürülür. Taşıt sistemlerine gelen yükler kullanım alanı ve amacı nedeniyle genellikle iki farklı tipten oluşmaktadır. Bunlardan ilki aracın statik halinden kaynaklanan statik yüklerdir ve birincil yükler olarak anlandırılırlar. Statik yük aracın kullanım durumuna göre sabit veya değişken olabilmektedir ancak yüklemenin tamamlanmasının ardından sabit olarak kalır. İkincil yükler ise dinamik yüklerdir. Bu yükler yoldan, süspansiyondan, geometrik unsurlardan, aracın hızından ve yükün hareketli olmasına bağlı olarak değişkenlik gösterebilir. Bu yükleme tiplerine göre aracın yük taşıyan parçaları etkilenmektedir.

3.2 Toplam Ömür Yöntemi

Çeşitli ve değişken genlikli yüklere maruz kalan parçaların yorulma dayanımlarını saptayabilmek için gerilme-ömür, uzama-ömür ve kırılma mekaniği şeklinde üç yöntem geliştirilmiştir. Bu yöntemler tekrarlı yüklere maruz kalan tasarımın, yüksek tekrarlı çevrimler sonucunda yorulma ömrünün saptanabilmesi için kullanılmaktadır. Burada kullanılan en etkin yöntem gerilme-ömür yöntemidir ve bu yöntem malzemenin temel gerilme-ömür (S-N) davranışını belirleyebilmek için uygulanmaktadır. Tasarımın plastik bölgede çalışmaması, yüksek çevrimli yorulma konumunda çalışması önemlidir. Bu sebeple tasarımın yüksek çevrimli davranış göstermesi beklenir. Aşağıda görselde (Şekil 3.5) örnek bir gerilme-ömür (S-N) grafiği gösterilmektedir.



Şekil 3.5: Gerilme-çevrim (S-N) grafiği örneği [9].

Bir tasarımın yorulma dayanımı saptamak için en önemli parametre malzeme özelliğidir. Statik yükleme koşullarında kullanılan akma ve kopma dayanımı da gerilme-çevrim grafiğinin elde edilmesinde de etkin olarak kullanılmaktadır. Özellikle otomotiv sektörü gibi dinamik yüklemelerle çalışan yüksek çevrim ömrü istenen parçalarda bu beklentiye karşılık için malzeme seçimi yapmak önemlidir. Malzemeye karar verildikten sonra bu malzemenin hammadde aşamasından araca takıldığı sürece kadar geçen birçok faktör yorulma dayanımına etki etmektedir.

Malzemenin kimyasal içeriği, malzeme kusurları, imalat usülleri, ısıl işlem, yüzey işlemleri, kaplama, geometrik dizayn, korozyon, kaplama, paketleme, montaj, diğer parçalarla etkileşimi gibi birçok parametre parçanın ömrünü etkilemektedir. Bu etkileri göz önüne aldığımızda teori ile gerçek parçanın karşılaştırılabilmesi için teorik ömür ile gerçek ömür arasında kullanılmak üzere k çarpım faktörleri kullanılmaktadır.

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (3.1)$$

S_e' = Standara uygun test edilen malzemenin sonsuz ömür limiti, teorik ömür

S_e = Tasarımın sonsuz ömür limiti, gerçek ömür

k_a : Yüzey Pürüzlülük Katsayısı

k_d : Sıcaklık Çarpanı

k_b : Boyut Faktörü

k_e : Hassasiyet Faktörü

k_c : Yükleme Çarpanı

k_f : Diğer Etmenler

Denklem 3.1'de kullanılan k faktörleri kendi içerisinde farklı etkenlere ayrılmaktadır. Bunlardan ilki yüzey pürüzlülük oranı olan k_a , parçanın imalatında yapılan yüzey işlemlerine bağlı bir parametredir. Yüzeydeki pürüzlülük döküm, dövme, işleme gibi proseslerde elde edilen yüzey kalitesi içereceği mikro çatlaklar ile yorulmaya direkt olarak etki eder. Prosesteki hatalar işçiliğe ve proses kalitesine bağlı olmakla birlikte yüzeydeki hatalar yorulma esnasındaki çatlak başlangıcı ve ilerlemesine direkt olarak etkimektedir. Bu sebeple k_a oranı yani yüzey pürüzlülüğü arttıkça parçanın yorulma mukavemeti düşer. Bu etki özellikle gevrek malzemelerde yüksek önem taşımaktadır. Bu sebeple yorulmaya maruz kalan parçalarda yüzey pürüzlülüğü büyük önem taşımaktadır. Boyut faktörü olan k_b ise malzemedeki boyuta bağlı olarak yüzeylerde oluşacak homojen olmayan gerilme dağılımlarına bağlıdır. Malzemenin boyutu büyüdükçe yüzeydeki belirsizlikler artmakta ve buna bağlı olarak da mukavemeti düşmektedir. Bu faktör özellikle kesme ve burulma durumlarında daha çok önem taşımaktadır. Eğilme ve burulma durumları boyut faktöründen direkt olarak etkilenen gerilmelerdir. Yükleme faktörü olarak adlandırdığımız k_c ise parçanın önceden belirlenen teorik test sonuçlarını o parçaya has yapılacak özel testte oluşabilecek test yöntem ve yük farklılıklarına adapte eden çarpanıdır. Sıcaklık çarpanı olarak kullanılan k_d ise teorik testteki sıcaklığın parçanın ömrü esnasında maruz kaldığı ortama adaptasyonu sağlayan çarpanıdır. Sıcaklık arttıkça malzeme sünekleşmekte, düştükçe gevrekleşmektedir. Bu sebeple ki sıcaklık beklenenden yüksek olduğunda sünek kırılmalar, düşük olduğunda gevrek kırılmalar gözlenmektedir.

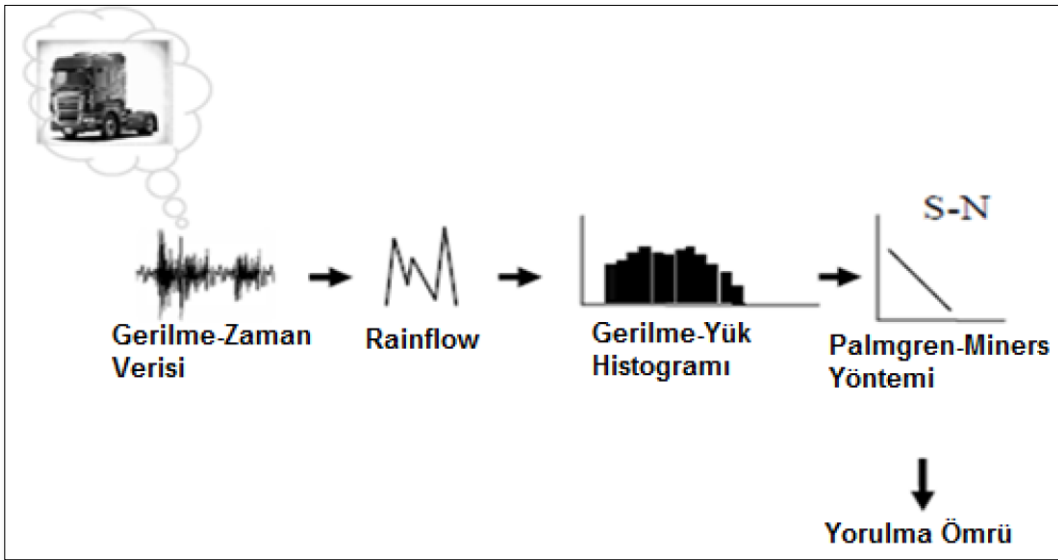
Hassasiyet faktörü olan k_e ise malzemenin ömrünün teorik verilerin ömür sonuçlarına adapte etmek için kullanılan çarpandır. Diğer faktörleri gözönüne alındığı k_f faktörü ise proseten, test koşullarından ve çevreden gelen dış etkenleri göz önüne almak için kullanılır. Parçanın bilyalama, ısıtma işlemi sertleşme, öngörülenden farklı yükler alması, üretim proseslerinin süresi ve sıcaklığı, maruz kaldığı yüzeyler bu kapsamdadır. Ayrıca yorulmaya direkt olarak etki eden korozyon da bu çerçevede değerlendirilir. Tüm bu çarpanlar göz önüne alınarak yapılan hesaplamalar sonucunda parçanın teorik ömründen gerçek ömrüne hesaplaması yapılabilmektedir. Bu çarpanlar ilgili malzemede numune ve test sayısı arttıkça ilgili bilgi birikimleri çoğaldıkça daha doğru sonuçlar elde etmeye yaklaşılr.

3.3 Taşıtlarda Hızlandırılmış Ömür Testleri

Otomotiv sanayisinde en önemli kriterlerden biri de aracın istenen tasarım ömrünü sağladığından emin olmaktır. Hızla değişen piyasa koşulları ve müşteri beklentilerine karşılık verebilmek için tasarlanan ürünü en kısa sürede piyasaya sunmak rekabet edebilmek açısından son derece önemlidir. Her bir parça ve araç modelinin test edilmeden piyasaya sürülmesi imkansız olduğundan çeşitli test yöntemleri üretilmiştir. Bu sebeple araçtaki müşteri kullanımlarında her bir aracın uzun kilometreler ile test edilerek ömrünü tayin etmek çok uzun ve pahalı bir süreçtir. Bu sebeple araçlara ve parçalara ayrı ayrı hazırlanmış test düzeneğinde testler yapılarak doğrulamaları yapılmaktadır. Dünyadaki neredeyse bütün otomotiv şirketlerinin yaptığı hızlandırılmış araç testleri doğrulama safhası açısından büyük önem taşımaktadır. Müşteriden müşteriye değişen kullanım profilleri bir araya getirilerek uluslararası test merkezlerinde yapılan ve özel olarak hazırlanmış pistlerde yapılan testler sonucunda aracın ömür saptaması yapılmaktadır. Araca monte edilecek her bir parçanın maruz kalacağı yükler göz önüne alınarak laboratuvar deneyleri ve özel hazırlanmış pistlerdeki araç testleri parçaların daha önceden yapılan hesaplamalar ve bilgisayar analizleri ile karşılaştırılarak bağıntılar yapılmaktadır. Burada kullanılan analiz yöntemleri, laboratuvar deneyleri, özel yollar ve koşullar müşteri kullanımlarından toplanan yol verileri işlenerek elde edilmektedir. Bu sebeple toplanan verilerin doğru işlenmesi doğrulama süreçleri açısından oldukça kritiktir.

3.4 Veri İşleme Yöntemleri

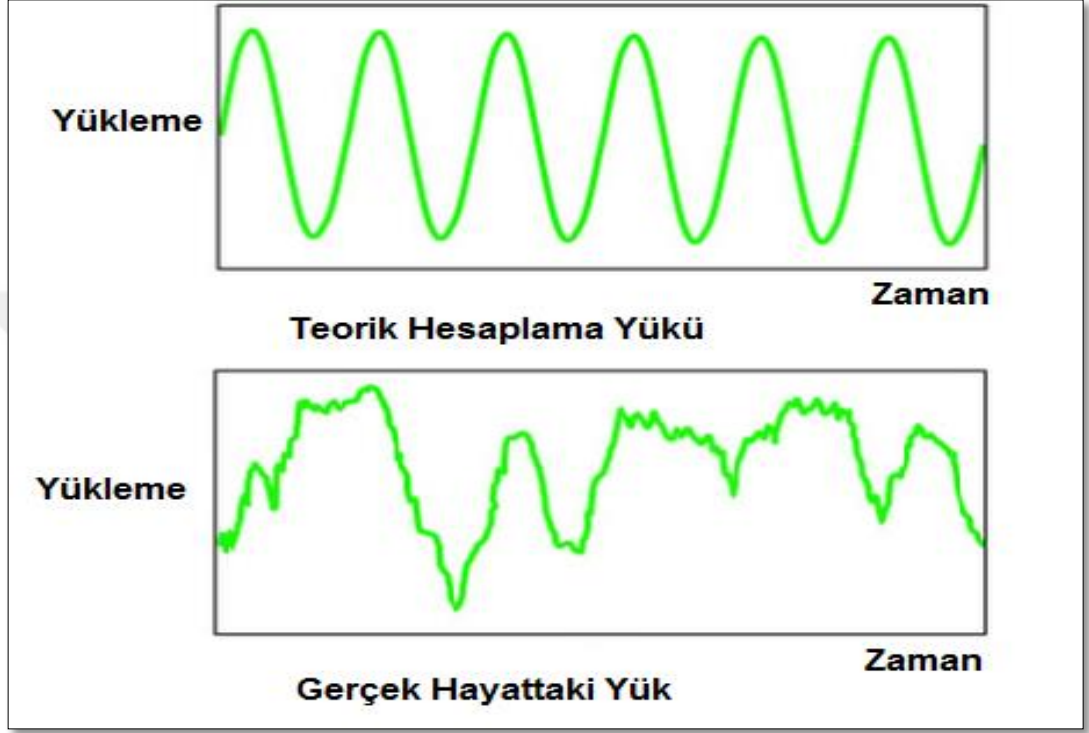
Aracın veya parçaların hasar analizi için test parkurlarından veya sahadan toplanan veriler analiz için kullanılabilir. Bir tasarımın çalışma ömrü esnasında sürekli olarak tekrarlanan sabit yüklere maruz kalmamaktadır. Özellikle otomotiv sektöründe tasarlanan araçlar ve parçalar değişken yüklere maruz kalırlar ve bu yükleri önceden öngörmek çok mümkün olmaz. Bu sebeple fiziksel testlerden toplanan veriler bilgisayar veya laboratuvar ortamında işlenerek gerçek hata temsil edilir. Toplanan sinyalin zaman bazlı mı yoksa frekans bazlı mı olmasına bağlı olarak yorumlama şekilleri de farklılık göstermektedir. Çünkü zaman bazlı veriler girdileri zamana, frekans bazlı veriler de girdileri frekansa yaymaktadır. Bu sebeple elde edilen verileri literatürdeki veriler ile işlenerek bilgisayar veya laboratuvar ortamında kullanılması uyumlu hale gelir [10]. Toplanan veriler genellikle zamana veya frekansa bağlı hız, yük, ivme ve kuvvet verileri olmaktadır. Ancak toplanan bütün verilerin teste veya analize verilmesi verimsiz bir sürece neden olur. Zamana bağlı olarak toplanan verilerin sinyalinin ölçülmesi, rain-flow yöntemi ile farklı genliklerde olması ve buna karşılık gelen yük çevrimlerinin hesaplanarak histogramı çıkarılarak malzemenin S-N eğrisinin çıkarılmasında kullanılır. Elde edilen verilerin gelişigüzel testlerde uygulanması veya tekil yüklere indirgenmesi doğrulama açısından doğru değildir ki bu sebeple çeşitli sinyal işleme yöntemleri kullanılır. Literatürdeki başlıca sinyal işleme yöntemleri Rainflow Yöntemi, Level Crossing Yöntemi ve Range Pair yöntemidir. Şekil 3.7’de veri işleme ile alakalı sürecin akışı gösterilmektedir.



Şekil 3.6: Zaman bazlı yorulma analizi [10].

3.4.1 Rainflow yöntemi

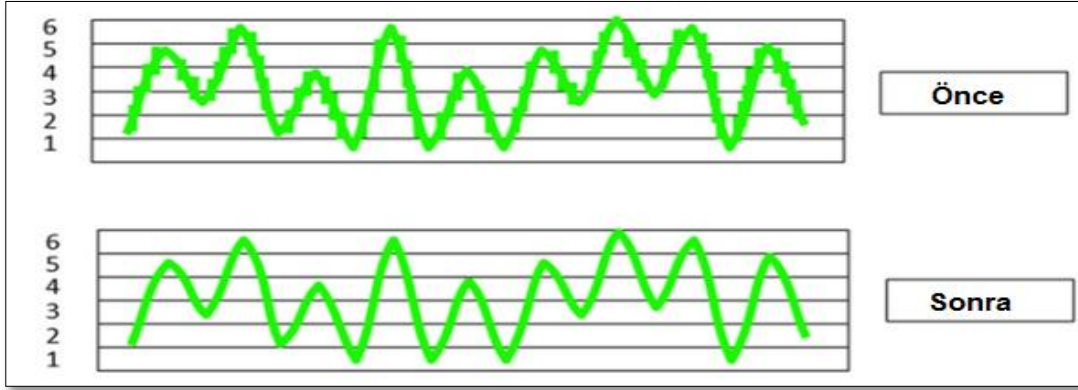
Rainflow yöntemi herhangi bir yüklem-zaman veya uzama-zaman eğrisini yalınlaştırarak çevrim sayısını belirlemede kullanılan yöntemdir. Cisme her zaman öngörülen sabit bir yüklem genliği etkimez. Gerçek hayatta birçok seferde farklı genlik ve yönlerde gelen tekrarsız yükler rainflow yöntemi ile yalınlaştırılır.



Şekil 3.7: Teorik yük ve gerçek yük veri karşılaştırması [11].

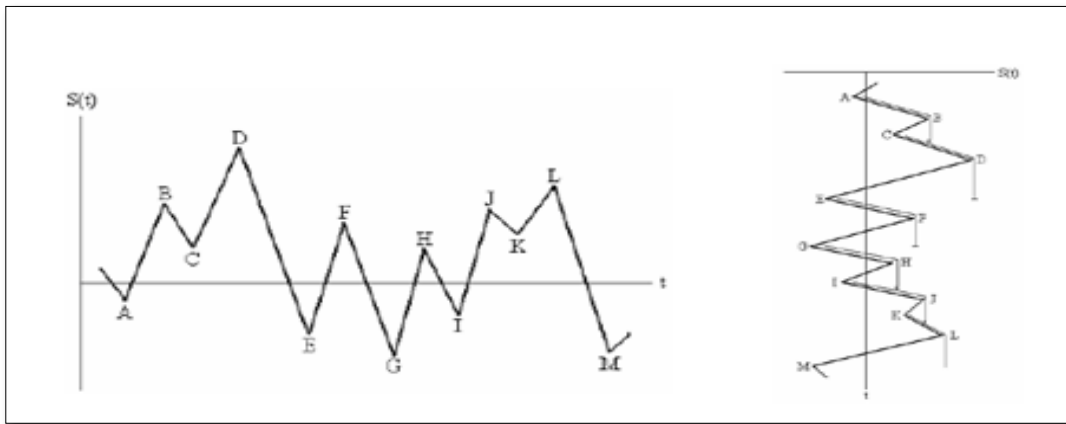
Bu yöntem ile herhangi bir kuvvet-zaman veya gerinim-zaman eğrisini ortalama genlik ve çevrim sayısına bağlı olarak çevrilerek ortalama ömür hesabı yapılabilmektedir. Ortaya çıkarılan ömür yönteminde normal yüklemenin süresinden daha kısa zamana indirgenerek doğrulama yükleri ayarlanarak zaman kısaltılabilir. Rainflow yönteminde hysteresis filtresi, peak-valley filtresi, eğriyi 90 derece çevirme ve eğrinin tepe noktasından yağmur damlası aktığı varsayımıyla damlanın aktığı varsayılır ve takip edilmesi yöntemi olmak üzere 4 farklı adımı bulmaktadır. Hysteresis filtresi dediğimiz ilk adımda yüklem içerisindeki ihmal edilebilir seviyedeki kısımların çıkarılarak verinin sadeleştirilmesi ve azaltılmasındaki adımdır. Belirlenen en küçük çevrim genliğinin altındaki yüklemeler çevrimden çıkartılarak sadeleştirilir.

En küçük genlik belirlemesi uygulanacak yükün yöntemin en büyük yükünün belli bir yüzdesi alınarak gerçekleştirilir. Aşağıdaki şekilde (Şekil 3.8) orijinal yükleme ve ayıklanmış veriler gösterilmektedir.



Şekil 3.8: Orijinal yükleme verisi ve ayıklanmış yük-zaman verisi [11].

Peak valley filtresi dediğimiz ikinci adımda ise çevrimin en büyük ve en küçük yüklerinin saptanmasında kullanılır. Bu sebeple en büyük ve en küçük çevrim yükleri arasında kalan yüklerin noktaları silinerek veriden arındırılır. Yorulma hesabında en büyük ve en küçük yükler dışındaki diğer yüklerin ömre direkt olarak etkisi yoktur. Eğrinin 90 derece çevrilmesiyle elde edilen yöntemde göre eğrinin üstünden yağmur damlası aktığı varsayılır ve bu damla takip edilir. Esasen yöntemin adı buradan gelmektedir. Akan damla bir altındaki tepe noktasına denk gelmezse akış burada kesilerek damlanın üzerinden geçmediği bölgeler en büyük ve en küçük konumundan silinerek ayrıştırılır. Aşağıdaki şekilde (Şekil 3.10) yağmur damlası yönteminin görseli gösterilmektedir.

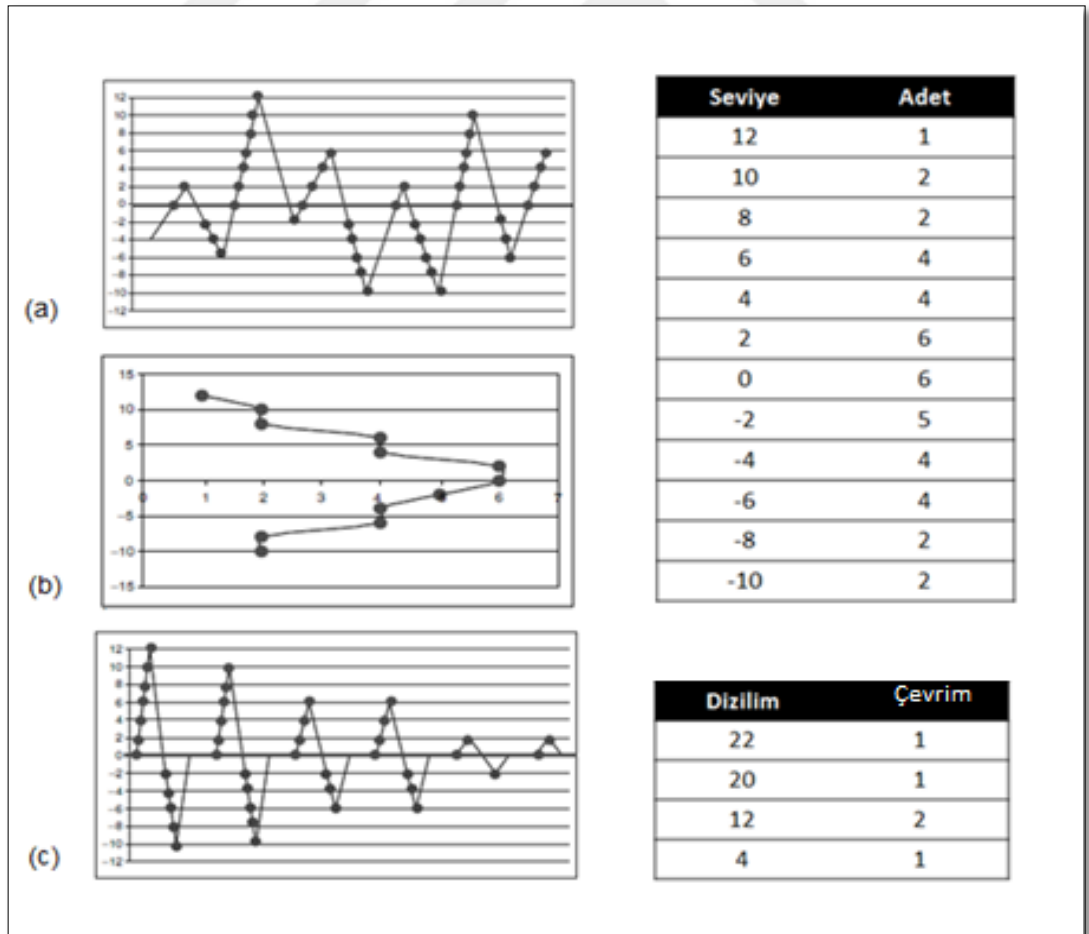


Şekil 3.9: Eğrinin 90 derece çevrildiği yağmur damlası yöntemi [11].

Son olarak da işlemin tersi yapılarak yani damlalar aksi yönde gönderilir ve benzer işlemler tekrarlanılarak aynı adımların takibi ile tekrarlanır. Bütün veri tarandıktan sonra ve elimizde en büyük ve en küçük genlikler kaldıktan sonra elde edilen veri histograma yüklenir ve sonuç olarak veriler matrise aktarılarak veriler elde edilir.

3.4.2 Level crossing yöntemi

Rainflow yönteminden sonra en çok kullanılan yöntem olan level crossing yöntemi düşük genlikteki verileri sadeleştirmek için kullanılır. Verileri belli aralıklarda bölerek aradaki malzemenin yorulma ömrüne etki etmeyecek olan kısımların çıkarılması ile uygulanır. Uygulanan sadeleştirme işlemi sonrası genlik ve eğimler gruplanarak kesişen doğru ve eğimler birleştirilerek matris oluşturulur ve histograma aktarılır. Pozitif ve negatif genlikler için benzer yöntemler uygulanarak elde edilen histogramda tüm frekans ve çevrim verileri korunmamış olsa da toplam çevrimi karşılaması açısından uygun bir yöntem olarak kullanılır. Aşağıdaki görselde (Şekil 3.11) yöntemin uygulanma metoduna ait bir örnek gösterilmektedir.



Şekil 3.10: Level crossing yöntemi ile veri işleme yöntemi [5].

3.4.3 Range pair yöntemi

Bu yöntem ile salınım bölgelerinin frekansı tespit edilerek eşdeğer boyutlu pozitif ve negatif veriler elde edilir. Bulunan eşdeğer salınımlar toplanarak sonuç toplam frekans değişimi olarak gösterilir. Eşdeğer salınımlar tablo haline getirilerek yarım çevrimler birleştirilir ve tam çevrim haline getirilir.

Tüm bu yöntemlerin sonucunda elde edilen çevrimler histograma aktarılarak analizlerde ve testlerde kullanılmak üzere çevrimler elde edilir.



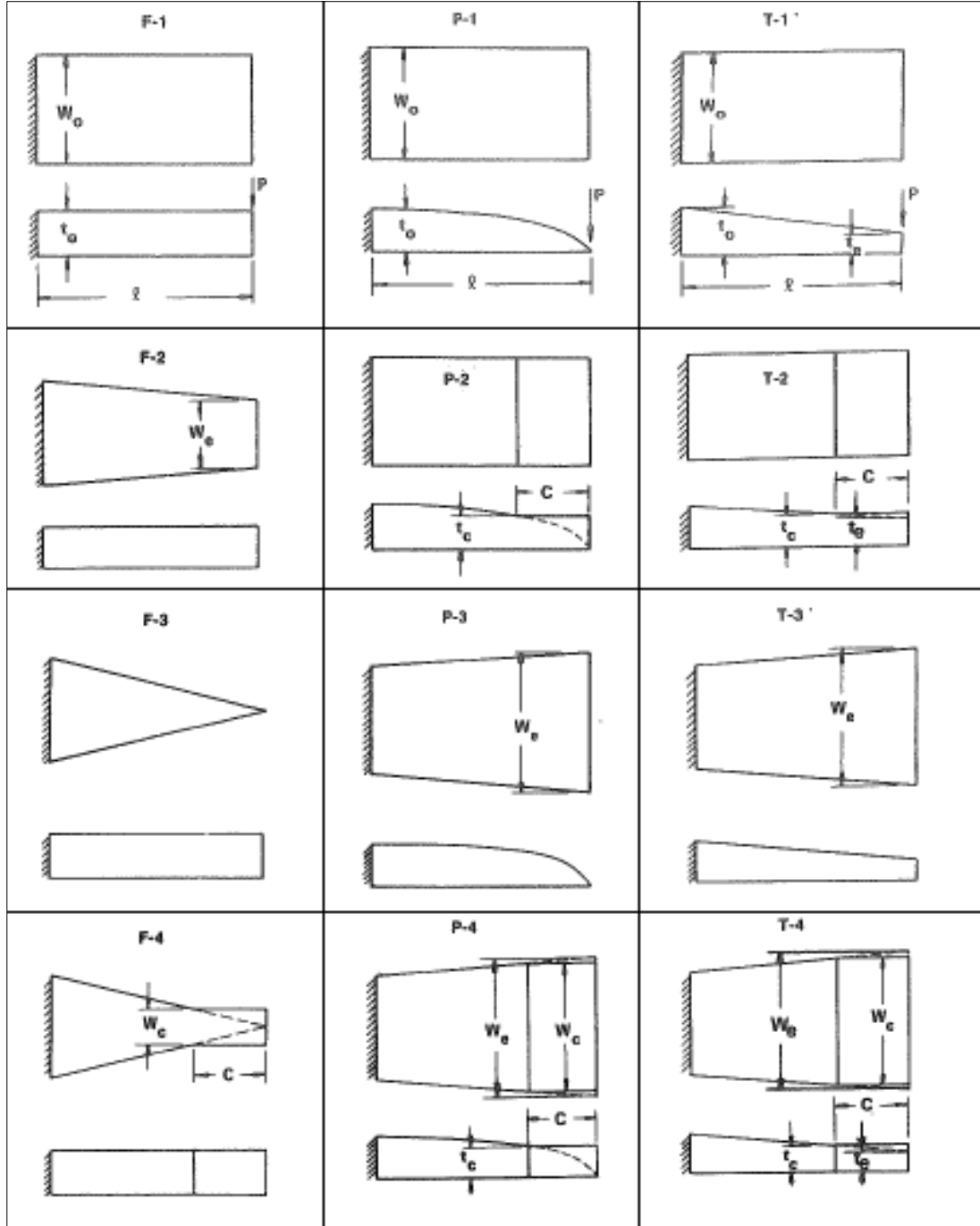
4. YAPRAK YAY TASARIMI

Yaylar süspansiyon sisteminde yükü taşıyan, dayanımı ve konforu sağlayan en önemli parametlerin başında gelmektedir. Bu sebeple yayların tasarımı ve seri imalat öncesi doğrulanması son derece önem taşımaktadır. Günümüzde gelişen malzeme ve üretim teknolojilerine ek olarak tasarımı kolaylaştıran ve doğrulamayı hızlandıran birçok yöntem geliştirilmiştir. Yaprak yaylar özellikle ağır ticari araçlarda kullanıldığından dayanım ve sürücü konforu için önemli hale gelmektedir. Yaylar aracın süspansiyon sisteminin en doğru ve uygun şekilde çalışmasını sağlamakla yükümlüdürler. Günümüze dek birçok bilim insanı yaprak yayların tasarımı üzerine çalışmalar yapmış ve tasarım süreci bugünlerdeki halini almıştır. Yaprak yayın kalınlığı, katların sayısı, yaylanma katsayısı, hareket miktarı gibi birçok etmen ömrüne ve şekline etkimektedir. Yaprak yayların tasarımı esnasında sırasıyla katların profil seçimi, ardından göz tipi seçimi, paket alanı ve kullanımına göre seçilen türüne bağlı olan tasarım hesaplamaları yapılarak tasarım süreci yapılır. Yaprak yaylar bir araç parçası olduğundan beraber ve etrafında çalıştığı parçaların da hareket alanlarına girmemesi gerektiği için paket alanı ve boyutları da önem kazanmaktadır.

4.1 Yaprak Yay Kat Profili Seçimi

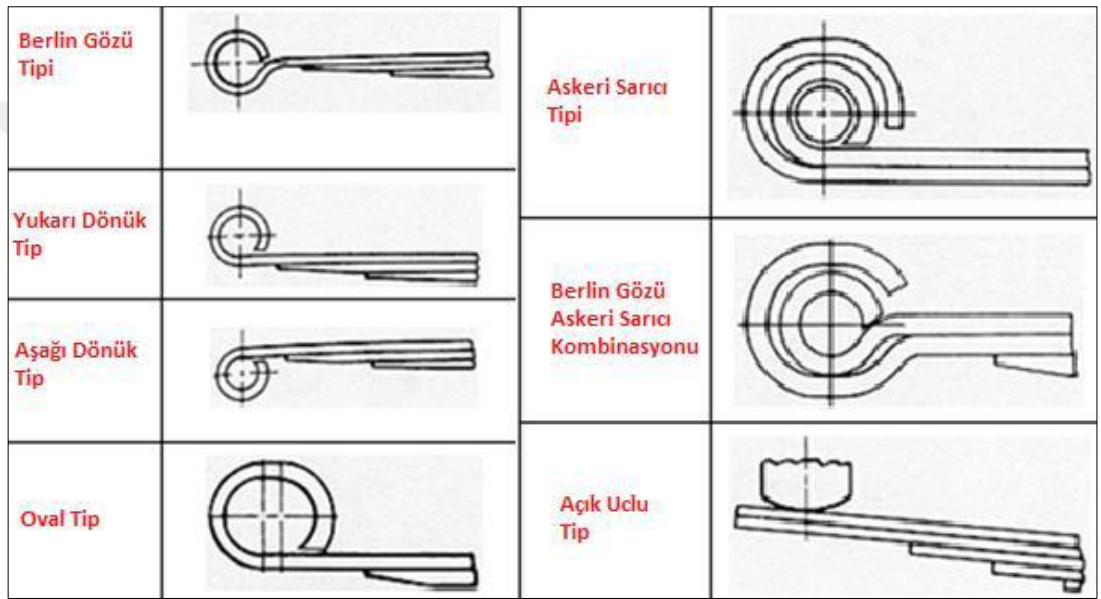
Yaprak yay profili kesit seçiminde 3 çeşit tip bulunmaktadır. Bunlar sabit kesitli katlar (F Tipi), parabolik olarak değişken kalınlıktaki katlar (P Tipi) ve konik kesit değişimine sahip katlardır. Bu üç temel tip kendi aralarında da genişlik ve kalınlık değişimlerine göre ayrılmaktadırlar. F tipi katların çok katlı yaprak yay tasarımında kullanılır. Ancak F-3 tipi katlar katın sonunda malzeme kalmadığından ötürü yük taşımayacağından tasarım açısından uygun değildir. Bu sebeple F-1, F-2, F-4 tipler kullanılır. P tipi katlar ise değişken yapılı olduklarından P-1 ve P-3 uygulanabilirliği düşük olduğundan genellikle P-2 tip sabit genişlikli olması sebebiyle daha yaygın olarak kullanılmaktadır.

Konik değişimli T tipi katların ise P tipi katlara benzediği ve tek farkı kesit değişiminin lineer olarak değişmesidir. Bu sebeple uygulamada sıkça kullanılan tipler P-2 ve T-2 tip katlardır. Aşağıdaki görselde (Şekil 4.1) yaprak yaya ait kat profili tipleri gösterilmektedir.



Şekil 4.1: Yaprak yay kat profili tipleri [12].

Yaprak yaylar göz kıvrım tipleri yaprak yayın kullanım tipi, mukavemeti ve paketleri açısından önemlidir. Farklı uygulamalar için farklı göz tipleri olsa da berlin tipi yaprak yay gözü en çok tercih edilen tiptir. Boylamsal yükleri merkezden karşıladığı için açılmanın önüne geçer. Yukarı veya aşağıya dönük tipler paket problemi olduğunda kullanılır. Oval tip ise dikey ve aksel yükleri farklı alanlarla karşıladığı için farklı yükleme uygulamaları için kullanılır. Askeri tip ise ikinci makas gözü olarak kullanıldığı için birinci gözde yaşanacak problemlerin daha kolay tolere edilmesi için kullanılır. Açık uçlu tipler ise sabit olmayan kaymalı olarak çalışan yaprak yaylarda kullanılır. Aşağıdaki görselde (Şekil 4.2) yaprak yay göz tipleri gösterilmektedir.

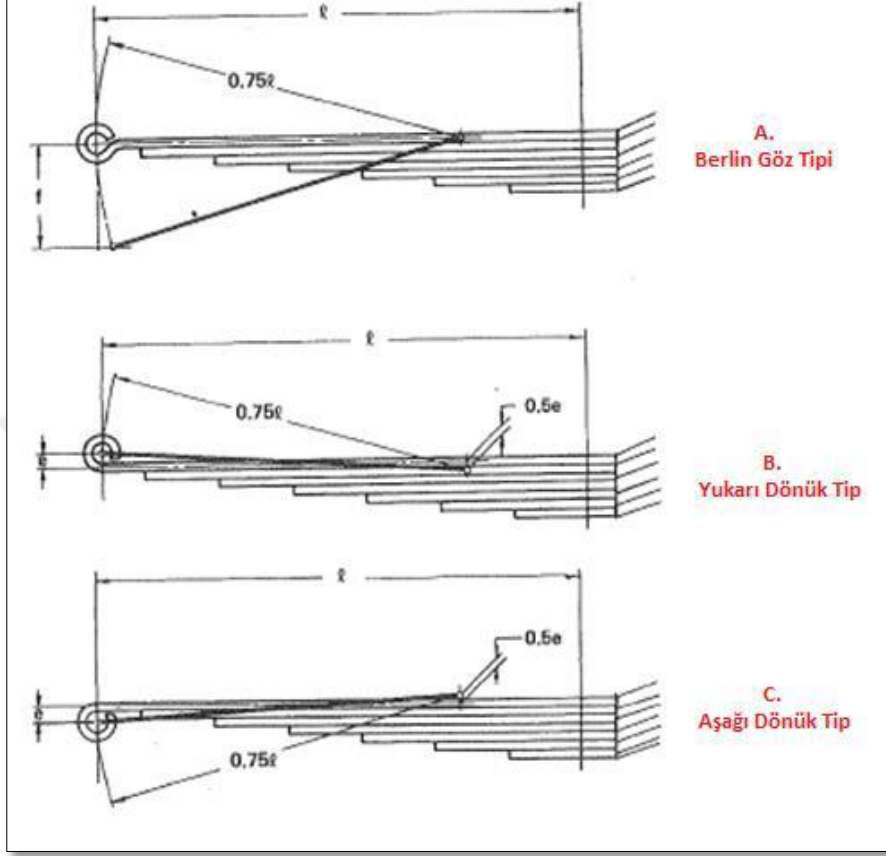


Şekil 4.2: Yaprak yay göz kıvrım tipleri [12].

4.2 Yaprak Yay Tasarım Hesapları

Yaprak yayların tasarımında en önemli iki faktör aracın dinamik karakterini etkileyen yay katsayısı ve dayanımdır. Yay katsayısı ve dayanım konusunda tasarım yapabilmek için de çeşitli hesaplamalar ve formülasyonlar mevcuttur. Yaprak yayların geleneksel ve parabolik olarak malzemeye bağlı olarak farklı tasarım unsurları vardır. Yaprak yayın aksa bağlanma şekli ve çalışma koşulları tasarımda önemlidir. Yaprak yayın aksa bağlanması sonucu merkez konumu yaprak yay olarak davranmaz ve yayın karakteristiğine etki eder. Bu sebeple bu gibi durumların hesaplamalarda göz önünde bulundurulması gerekmektedir.

Aşağıdaki şekilde (Şekil 4.3) görülen geleneksel tip yaprak yayların aktif uzunlukları normal uzunluğun 0,75 katı iken, bu oran parabolik yaprak yaylar için 0,7 olarak kabul edilir [12].



Şekil 4.3: Geleneksel yaprak yayların aktif bölgeleri [12].

Aktif bölge yaprak yayın aktif hesaplamalarında kullanılmaktadır. Bunun yanında yay katsayısı, yaprak yay merkez kalınlığı, göz kalınlığı dayanımları ve yay mukavavemet hesaplamaları ile tasarıma gitmek gerekmektedir. Aşağıdaki denklem 4.1’de yay katsayısı formülü, denklem 4.2’de merkez kalınlığı formülü ve katsayılar bulunmaktadır [12].

$$K_c = K (L_c.A^2B^2) / (L.A_c^2B_c^2) \quad (4.1)$$

Serbest Hal Yay Katsayısı, K (N/mm)

Makas Arka-Orta Eksen Boy, B

Bağlı Hal Yay Katsayısı, K_c (N/mm)

Aktif Makas Ön-Orta Eksen Boy, A_c

Toplam Boy, L

Aktif Makas Arka-Orta Eksen Boy, B_c

Toplam Aktif Boy, L_c

Bağlı Eksen Boy, D_c

Makas Ön-Orta Eksen Boy, A

$$T_o^3 = K_c (4.A_c^2 B_c^2) / (E.W_o.L_c.C_v) \quad (4.2)$$

Makas Merkez Genişliği W_o (mm)

Elastikiyet Modülü, E (MPa)

Makas Uc Genişliği W_e, W_c (mm)

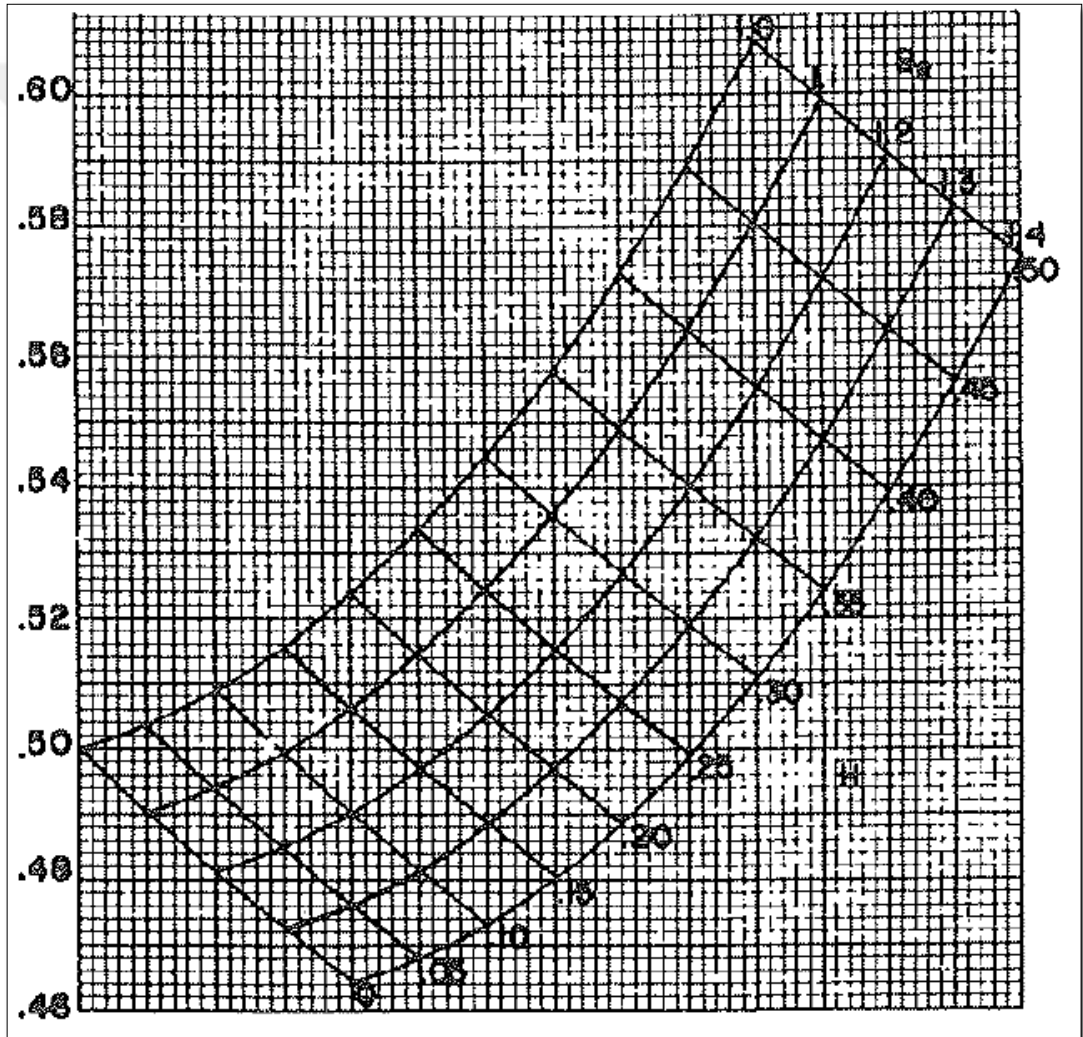
Genişlik Oranı, B_e

Makas Merkez Kalınlığı T_o (mm)

Dikey katsayı faktörü, (C_v)

Dikey Katsayı Faktörü C_v

Dikey katsayı faktörü aşağıdaki grafikten (şekil 4.4) elde edilir.



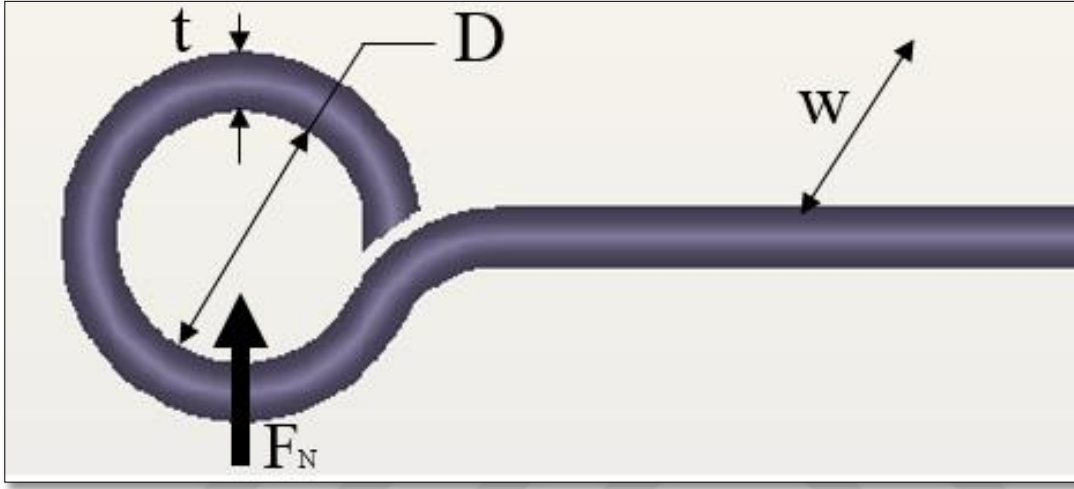
şekil 4.4: Parabolik yaylar dikey katsayı faktörü grafiği [12].

Yaprak yayın yay katsayısı ve merkez kalınlığının ardından göz kalınlığı hesabı da gerekmektedir. Piyasadaki uygulamalarda sıkça göz kırılması problemi yaşandığından ve yaprak yay gözü emniyet parçası olduğundan tasarımı oldukça kritiktir.

Yaprak yay gözü hesaplamasında göze en çok yük getiren dikey dizayn yükü (F_N), merkez çapı (D), yaprak yayın genişliği (w) ve et kalınlığı (t) önemlidir. İlgili deneyim ve hesaplamalar sonucunda göz gerilmeyi (S) değerinin 220 MPa altında olması beklenmektedir. Yaprak yay göz hesabı aşağıdaki denklem 4.3'e göre yapılmaktadır.

$$S = 3 F_N (D + t) / t^2 w \quad (4.3)$$

Aşağıdaki görselde (Şekil 4.5) yaprak yayın mukavemetine etki eden parametreler gösterilmektedir.



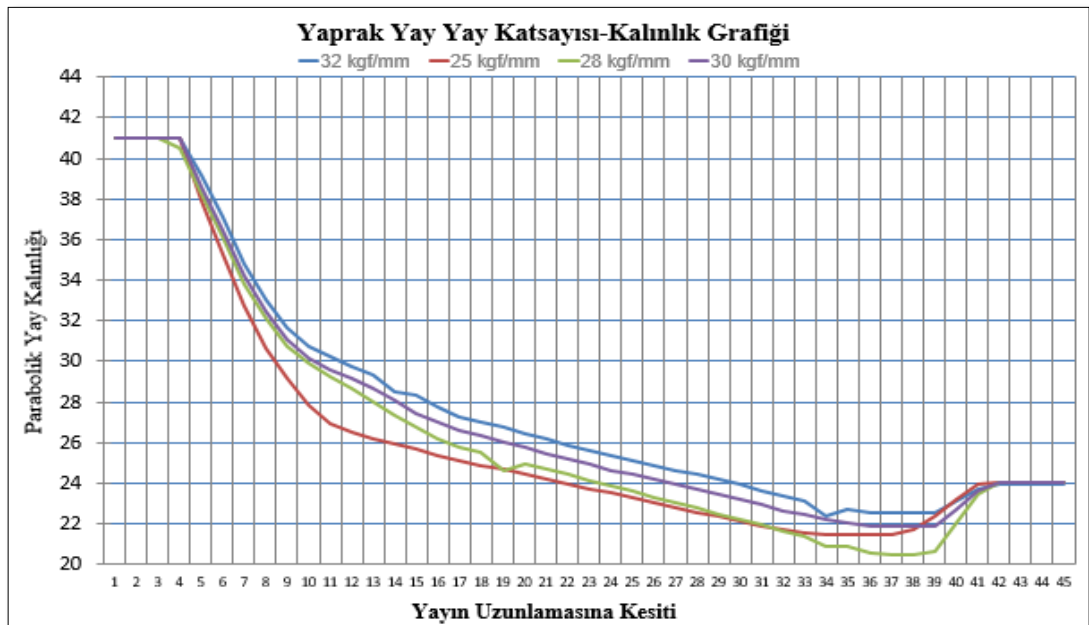
Şekil 4.5: Yaprak yay göz tasarımına etkiyen parametreler [12].

5. ÖN SÜSPANSİYON SİSTEMİ YAPRAK YAY TASARIMI

Yaylar süspansiyon sisteminin en temel elemanı olmasının yanında konfor ve dayanım işlevini direkt olarak etkiler. Bu sebeple yayların malzemesi, tasarımı, geometrisi ve yaylanma katsayıları oldukça kritiktir. Ağır ticari çekici araçlarda kullanılan ön yaprak yaylar yüksek dayanımlı karbon çeliğinden üretilir ve dar bir paket alanına sahip olduğundan tasarımı ve fonksiyonu oldukça zordur.

5.1 Ön Süspansiyondaki Tasarımdaki Kabuller

Araçta kullanılacak yaprak yayın yay katsayısı araç dinamiğine direkt olarak etki ettiğinden objektif ve subjektif olarak ölçülerek, araç dinamiği sürüşleri yapılarak belirlenmektedir. Araç dinamiği ekibi tarafından yapılan denemelerde 4 farklı yay tipi denenmiş ve araç dinamiği için en uygun olan yayın 32 kgf/mm olduğuna karar verilmiştir. Yay katsayıları parabolik kalınlıkları ile belirlenmiş olup aşağıdaki grafikte 4 farklı tipin parabol kalınlıklarına bağlı yay katsayıları gösterilmiştir. Bu çalışmada yaprak yayın bir tarafındaki 917 mm lik kısım 45 eş parçaya ayrılarak ayrı ayrı makas kalınlıkları ölçülerek aşağıdaki grafik elde edilmiştir. Aşağıdaki şekilde (Şekil 5.1) parabol kalınlıkları arttıkça yay katsayısının da arttığı gözlenmektedir.



Şekil 5.1: Farklı yay katsayısındaki yaprak yayların parabol kalınlıkları.

5.2 Geometri ve Bağlantı Elemanları Tasarımı

Ön süspansiyon yaprak yay tasarımında yaprak yaya tanınan paket alanı belirleyici olmaktadır. Tek katlı yaprak yay için belirlenen tasarım parametreleri aşağıdaki gibidir:

Tip: Tek Katlı Parabolik Yaprak Yay

Göz Tipi: Berlin Gözü Tipi

Burç Tipi: Çift Katlı Kauçuk Burç

Göz – Orta Eksen Mesafesi (A): 917 mm

Yayın Aksa Bağlantı Uzunluğu (D_c): 160 mm

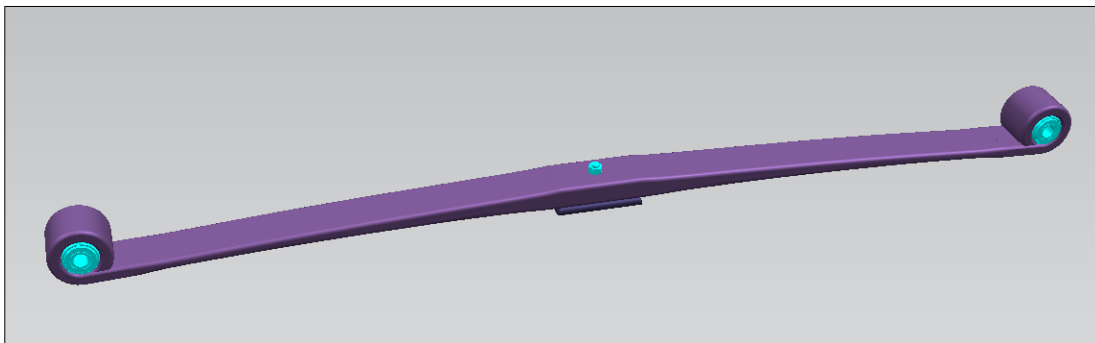
Dizayn Yüğü: 3200 kg / 31380 N

En büyük Yüğü (2G): 6400 kg / 62760 N

Yay Katsayısı (K_c , Orta Eksenden Sabitlenmiş): 32 kg/mm – 314 N/mm

Yaprak Yay Genişliği (W_o): 90 mm

Rekabetin gün geçtikçe arttığı piyasa koşulları nedeniyle yaprak yay tek katlı olarak seçilmiştir. Piyasadaki birçok firmanın uyguladığı tek katlı yaprak yay stratejisi bu tasarım için de izlenmiştir. Bu sayede aracın ağırlığı daha hafif olacağından aca yüklenebilecek yüğü miktarı artmakta ve bu da piyasadaki rekabet şansını artırmaktadır. Yaprak yaylarda en iyi seçenek olan berlin gözü göz tipi seçilmiştir. Ön ve arka tarafta ise yaprak yayın araca bağlantısını daha yumuşak ve orantılı olmasını sağlayan çift katlı yaprak yay burçları tercih edilmiştir. Yaprak yaya gelebilecek yükleri öncelikle yumuşatarak ileten bu burçlar sayesinde sürüş konforu artmakta ve parçaların yorulma ömrü artmaktadır. Bunun yanında metal sürtünme seslerinin ortaya çıkarmış olduğu sesler de önlenerek ses açısından da fayda sağlarken yağlama gibi ekstra işlemlere gerek duyulmamaktadır.



Şekil 5.2: Örnek tek katlı ön süspansiyon yaprak yayı.

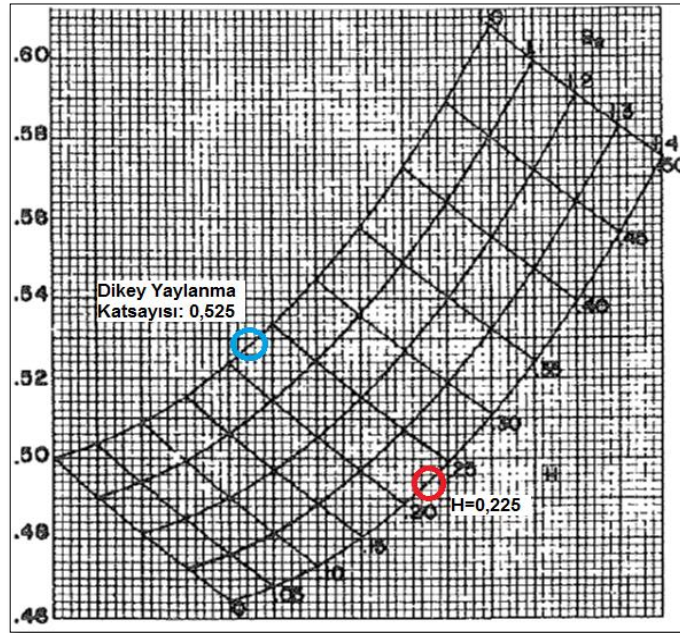
Tasarımın başında hedeflenen paket alanı ve araca geleceği tahmin edilen yüklerle tasarıma başlanır. Bu sebeple verilen uzunluk girdileri, beklenen yük dağılımı ve istenen konfor beklentileri ile tasarıma giriş yapılmakta ve hesaplamalar buna göre yapılmaktadır. Burada varsayım olarak yaprak yaya gelecek yükün dizayn yükünün iki katı olacağı varsayımından yola çıkılmıştır.

5.3 Tek Kat Yaprak Yay Tasarım Hesaplamaları

Yaprak yay tasarımında istenen dayanımı elde etmek için yaprak yayın gözünde olması gereken et kalınlığı ve merkezdeki kalınlık belirlenmelidir. Gözden merkeze giden kalınlık değişimi de yaprak yayın profilini etkidiği için öncelikle bu kısımların kontrolü yapılmaktadır. Yaprak yayın en büyük yükteki 220 MPa altında olmasını gerektirmektedir. Tek katlı yaprak yayın göz tasarım hesabı aşağıda verilmektedir.

$$S = 3 \times 62760 \text{ N} \times (63\text{mm} + 35\text{mm}) / (35\text{mm})^2 \times 90 \text{ mm} = \underline{153 \text{ MPa}} < 220 \text{ MPa} \text{ uygundur.}$$

Sıradaki işlem ise yaprak yay merkez et kalınlığının belirlenmesidir. Burada hedef yay katsayısını denklemde kullanmak gerekmektedir. Dikey katsayı değerini de aşağıdaki görseldeki (Şekil 5.3) diyagramdan elde edilmektedir. Diyagramı kullanabilmek için gerekli H değeri F-2 tipi yaylar için H=0.225 olarak belirlendiğinden grafikten dikey katsayı değeri $C_v=0,525$ olarak bulunur.



Şekil 5.3: Dikey yay katsayısı belirlenmesi [12].

İlgili değerler belirlendikten sonra yaprak yay merkez kalınlığı kontrolü yapılır. İlgili hesaplamalar aşağıda gösterilmektedir.

Bağlı Hal Yay Katsayısı, K_c (N/mm) : 314 N/mm

Aktif Makas Ön-Orta Eksen Boy, A_c (mm) : 837 mm

Aktif Makas Arka-Orta Eksen Boy, B_c (mm) : 837 mm

Elastikiyet Modülü E (MPa) : 210000 MPa

Makas Merkez Genişliği W_o (mm) : 90 mm

Toplam Aktif Boy, L_c (mm) : 1674 mm

Dikey Katsayı Faktörü C_v : 0,525

$$T_o^3 = 314 \times (4 \times 837 \times 837) / (210000 \times 90 \times 1674 \times 0,525) = 37112 \Rightarrow \underline{T_o = 33,4 \text{ mm}}$$

Tasarımda belirlenen 33,4 mm üzerine eklenecek emniyet katsayısı ve paket alanı göz önüne alındığında 1,3 lük bir emniyet katsayısı ile 43 mm olarak belirlenmiştir.

Buradan merkeze gelecek dayanım değeri:

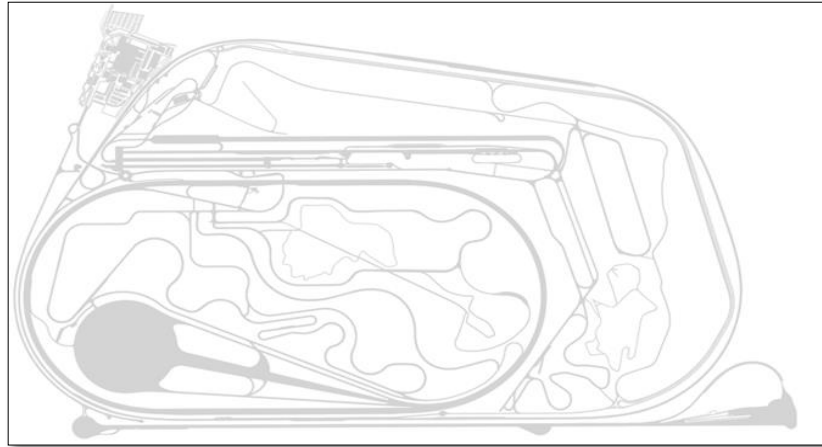
$$S = 12 \times (P_{max} \cdot A_c \cdot B_c) / (W \cdot t^2 \cdot L_c) = 12 \times (31380 \times 837 \times 837) / (90 \times 432 \times 1674) = 947 \text{ MPa}$$

947 MPa değeri yay malzemesinin 1200 MPa olan akma dayanımının çok altında olduğundan tasarım açısından uygundur. Bu şekilde yaprak yayın teorik hesaplamaları tamamlanmış olmaktadır.

6. ÖN SÜSPANSİYON YAPRAK YAYIN TASARIM DOĞRULAMASI

6.1 Yol Verisi Toplama Çalışması

Seri imalata girecek aracın doğrulaması için en önemli testlerin başında araç doğrulama testleri gelir. Tasarlanan araçların müşterideki kullanım ömrüne karşılık gelecek tasarlanan özel test pistlerinde aracın kullanım ömrüne karşılık gelecek hızlandırılmış araç testleri yapılır ve bu testlere araç dayanım testi adı verilmektedir. Bu testler sırasında meydana gelen problemlere ilgili aksiyonlar alınarak çözüm bulunur. Aksi takdirde seri imalat aşamasına geçildikten sonra müşterilere satılan araçlardaki her bir problemi tek tek çözülmesi ciddi bir maddiyat, zaman ve prestij kaybına neden olarak piyasadaki rekabetini olumsuz etkiler. Bu testler müşterilerde toplanan verilere göre araca belli bir çevrim olarak verilen ağır koşullardaki yollarda koşması sonucu doğrulanması gerçekleştirilir. Tasarımı yapılan yaprak yayın araç dayanım test aracına takılarak test koşmasından önce bilgisayar ortamında analizi yapılabilmesi için test pistinden yük, yer değiştirme, gerilme gibi zaman bazlı yol verisi toplanır. Bu toplanan veriler bilgisayar ortamında araca ve parçalara uygulanarak tasarımın kontrolü ve doğrulanması önceden tahmin edilmeye çalışılır. Doğrulama için gerekli yol verisi tasarımı yapılan aracın test koştuğu Belçika'da bulunan Lommel araç doğrulama pistinden toplanmıştır. Lommel araç doğrulama pisti toplamda 80 km uzunluğundadır ve bu pistte toplamda yılda ortalama 6.000.000 km test yapılmaktadır [13]. Aşağıdaki görselde (Şekil 6.1) Lommel test pistine ait şematik görsel bulunmaktadır.



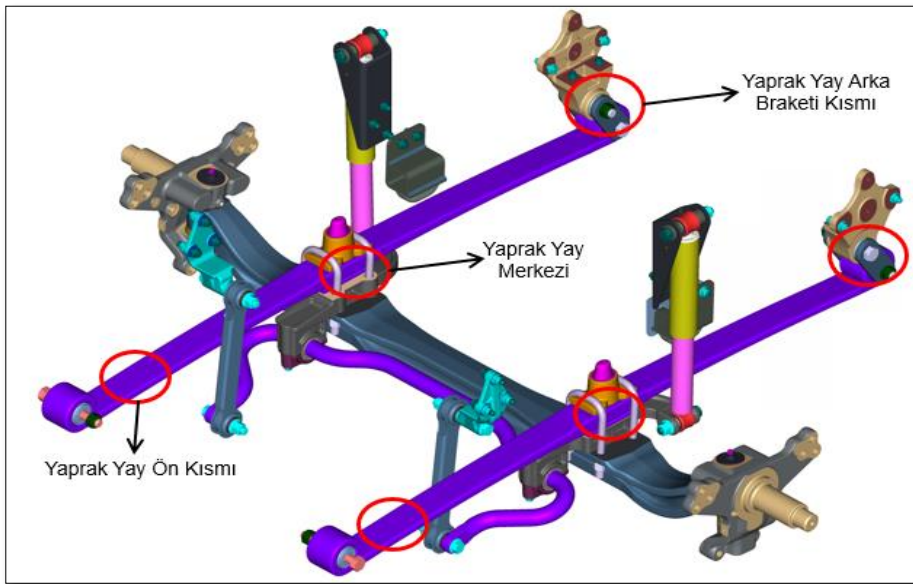
Şekil 6.1: Lommel test pisti [13].

Yol verisi toplanması kısmında hazırlanan test aracının tekerlek merkezine gelen yük ve momentler 6 ekseninde de yük hücreleri sayesinde toplanır. Bu hücreler sayesinde araçtan zamana bağlı olarak kuvvet değerleri ölçülebilmektedir. Aşağıdaki görselde (Şekil 6.2) yol verisi toplanan bir araç gösterilmektedir.



Şekil 6.2: Aracın koordinatları ve yük hücresi konumu.

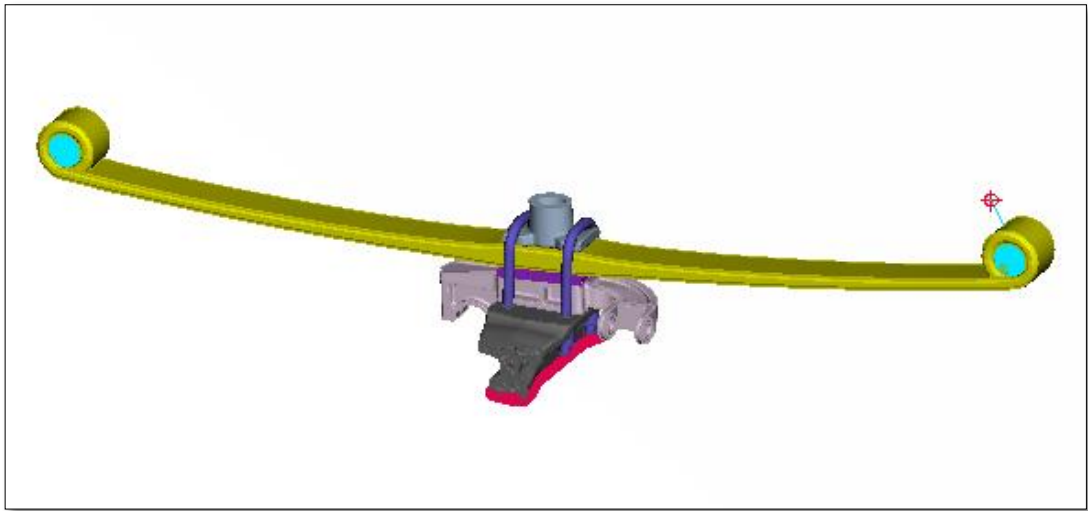
Aracın teker merkezinden okunan değerler ile yaprak yay üzerine yerleştirilen strain gage ile Adams programı ile eşleştirilerek istenen gerilme ve kuvvet değerleri elde edilir. Aşağıdaki görselde (Şekil 6.3) yaprak yay için toplanan yol verisinin veri toplama konumları gösterilmektedir.



Şekil 6.3: Yaprak yay yol verisi toplama konumları.

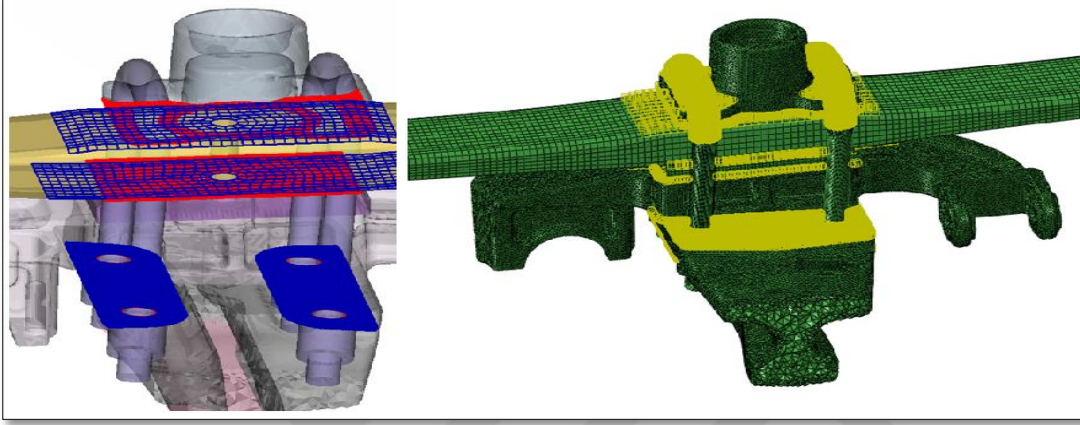
6.2 Bilgisayar Destekli Analiz ve Sonuçları

Bilgisayar destekli analiz, üretilecek parçanın tasarımı için en hızlı ve en az maliyetli yöntemdir. Sanal ortamda kurulan modeller ve yükleme koşulları ile gerçek durum temsil edilerek tasarımın doğruluğunu üretime geçmeden önce sanal ortamda görmeyi sağlar. Bu sebeple, günümüzde hemen her kuruluş fiziki üretim ve testlerden önce bilgisayar destekli analizi kullanmaktadır. Gün geçtikçe etkinliğini artıran bilgisayar destekli analizde en önemli faktör gerçek hayata en yakın sonuçları alabilmek adına elde edilen bilgi birikimidir. Bu sebeple yapılan her bir analiz gelecek çalışmaların doğruluk oranını artırmaktadır. Tek katlı yaprak yay tasarımı teorik olarak yapıldıktan ve gerekli şartlara göre dizayn edildikten sonra elde bulunan yükleme ve sınır koşullarına göre analizi yapılmıştır. Analiz sırasında modelleme ve analiz için Abaqus 2016, Hypermesh 14.0 ve yük analizi için de NCode 12.1 ticari programları kullanılmıştır. Bilgisayar destekli analiz yöntemi ile tasarımı yapılan yaprak yay için 3 farklı analiz yapılmıştır. Bu analizlerin yapılmasından önce sistemi gerçek hayattaki uygulamaya göre modellemek, sınır koşulları, yükleme koşulları, eleman tipleri ve kontak yüzeylerini doğru uygulamak son derece önemlidir. Aracın üzerindeki koşullar modelleme esnasında da aynı şekilde uygulanmıştır. Aşağıdaki görselde (Şekil 6.3) sonlu elemanlar analizi için modellenmiş yay sistemi gösterilmektedir.



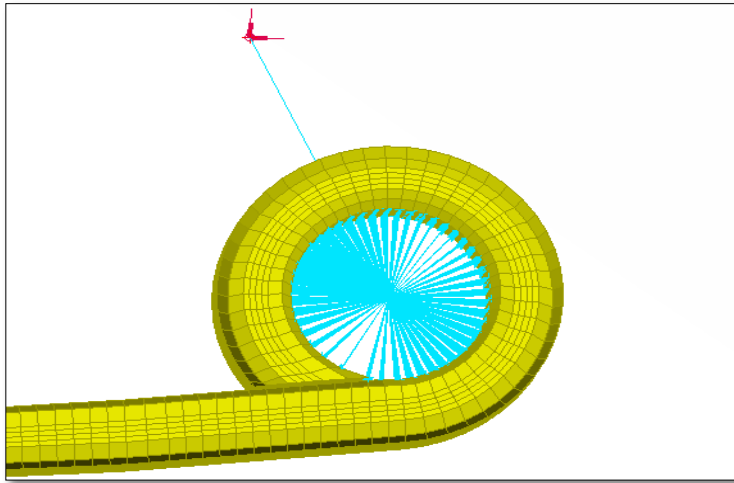
Şekil 6.4: Yaprak yay bilgisayar destekli analiz modeli.

İlk olarak birbiri ile temas eden yüzeyler arasında kontak verilmiş diğer yüzeyler arasında da bağlantı kullanılmıştır. Yaprak yayın alt şimi ile dingil arasında, yaprak yayın üst şimi ile yaprak yay üst braketleri arasında ve yaprak yayın şimleri ile yaprak yayın arası kontak yüzeyler tanımlandı. Diğer yüzeyler arasında bağlantı tanımlandı. Burada kullanılan modelde dingilin alt yüzeyi ankastre mesnetlere SD 123456 kullanılmıştır. U civataları torkuna karşılık gelen sıkma yükü 200.000 N kullanılmıştır. Aşağıdaki görselde (Şekil 6.3) modelin kontak ve bağlantı yüzeyleri gösterilmektedir.



Şekil 6.5: Yaprak yay kontak ve bağlantı yüzeyleri.

Yaprak yayın araca bağlantısında kullanılan yaprak yay braketleri küpelerinde ise My yönünde dönmeye müsade edecek şekilde önde ve arkada yaprak yay-yay küpeleri arasında 2 tane ayrı coup-kin yüzeyi kurulmuştur. Yaprak yay gözleri için de rijit coup-kin kullanılmıştır. Yaprak yay küpesinde kullanılan modelde sistemin My momenti serbest bırakılarak SD 12346 uygulanmıştır. Yaprak yay gözlerinde kurulan modelde ise SD 123456 uygulanmıştır. Aşağıdaki şekilde (Şekil 6.5) yaprak yay göz kısmının modellenmesi gösterilmektedir.



Şekil 6.6: Yaprak yay göz ve yay küpeleri noktalarındaki modelleme elemanları.

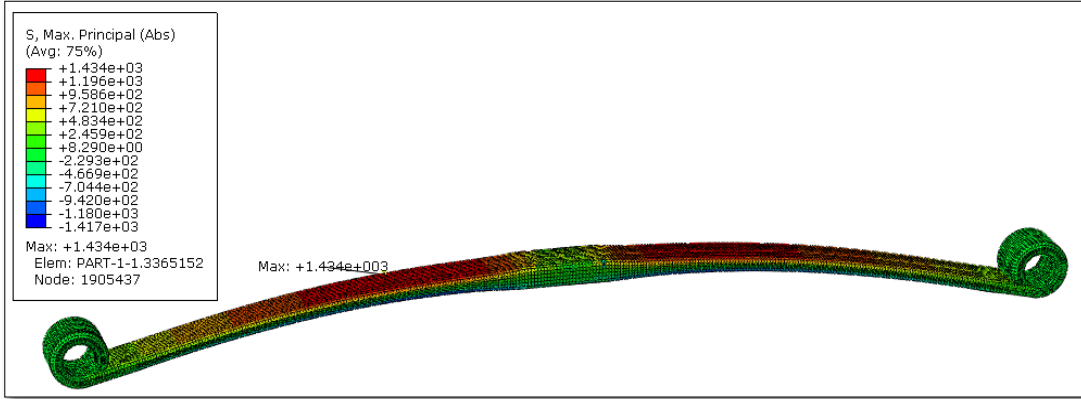
Modelleme esnasında sistem parçalarının gerekliliğine göre kullanılan ağ (mesh) tipleri ve boyları aşağıdaki çizelgede (Çizelge 6.1) gösterilmektedir.

Çizelge 6.1: Bilgisayar destekli analiz eleman detayları.

Parçanın Adı	Eleman Tipi	Ağ Boyutu	Malzeme
Yaprak Yay	Hexahedron-C3D8I	4 mm	51CrV4
Yaprak Yay Şimleri	Hexahedron-C3D8I	3 mm	St 52
Yay Merkez Civatası	Hexahedron-C3D8I	2 mm	41Cr4
Yay Göz Burcu	Hexahedron-C3D8I	4 mm	Sac-Kauçuk (75 Shore A)
Kısmi Dingil	Tetrahedron	3 mm	42CrMo4
Yay Üst Braket	Tetrahedron	3 mm	GGG-50
Yay Alt Braket	Tetrahedron	3 mm	GGG-50
U Civata	Hexahedron-C3D8R	1 mm	DIN980 G10.9
U Civata Somunu	Hexahedron-C3D8R	2 mm	DIN980 G10

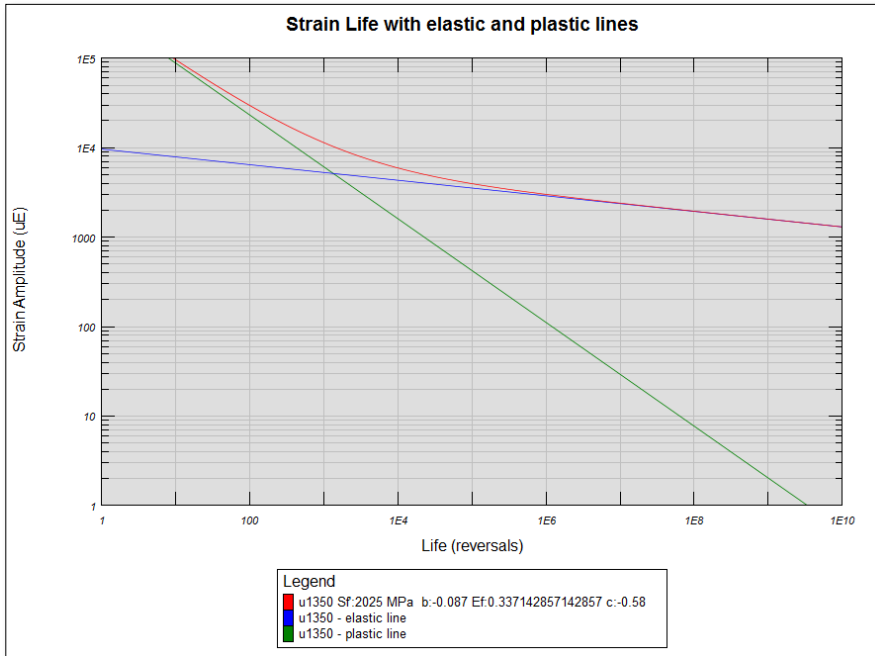
Modellemenin ardından sınır koşulları ve yüklemeler uygulandığında 3 farklı analiz elde edilmiştir. Bu analizlerin en doğru olabilmesi için yaprak yayın malzeme değerlerinin uygun mesh tip ve boyutlarını en uygun ve yükleme koşullarının gerçeği yansıtması gerekmektedir. Yapılan bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizinin (SE) ilki statik analizdir. Yaprak yayın en büyük zorlanma noktası olan yaya belki de çalışma ömrü boyunca bu denli zorlanmayacak şekilde yayın merkez kısmından 186 mm yer değiştirme uygulanmıştır. Yapılan analizde yaprak yayın merkezinden ön tarafına doğru olan kısmın 327 mm uzaklığında 1434 MPa en büyük gerilme görülmüştür. Eş değer gerilmenin elde edilmesinde von Mises hipotezi kullanılmıştır.

Burada kullanılan parametrelerde $E=210$ GPa ve $\nu=0,3$ poisson oranı kullanılmıştır. Aşağıdaki görselde (Şekil 6.6) yaprak yayın statik analiz sonucu gösterilmektedir.



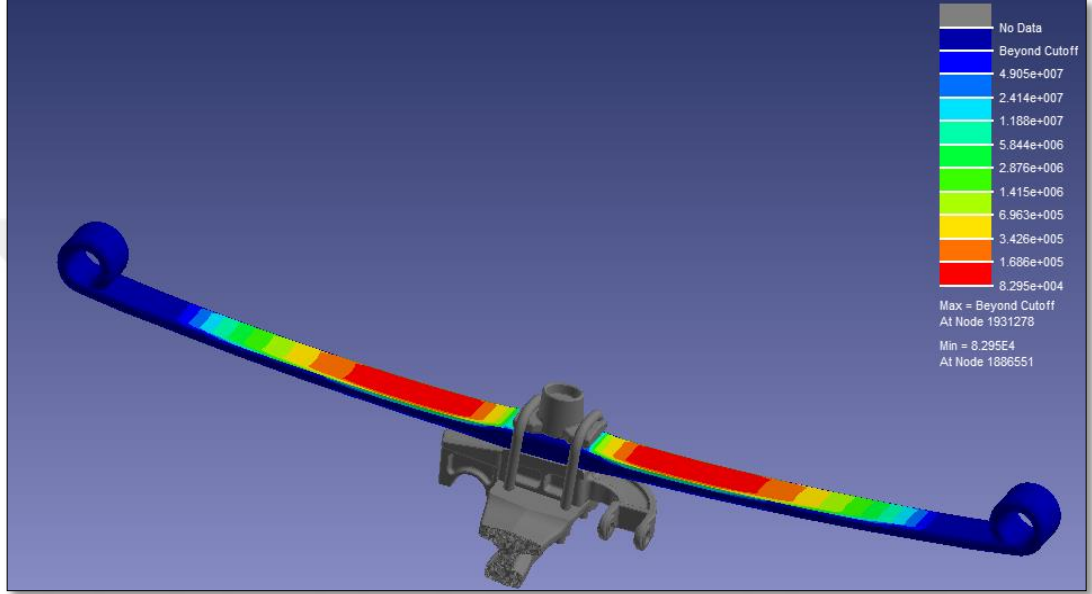
Şekil 6.7: Yaprak yay statik analiz sonucu.

İkinci analiz olarak da yaprak yayın laboratuvar deneyini temsil edecek şekilde yük verilerek sanki-statik SE analizi koşturmuştur. Burada malzeme özellikleri olarak imalatçıdan alınan bilgiler ışığında en büyük çekme gerilmesi 1350 MPa verilmiş ve malzeme pürüzlülük oranı da 200 μm seçilmiştir. Aşağıdaki şekilde (Şekil 6.7) analiz programının verilen değerlere göre kendi hesaplamaları ile elde edilen yaprak yayın gerinim-ömür eğrisi görülmektedir.



Şekil 6.8: Yaprak yay gerinim-çevrim ömrü malzeme özellikleri.

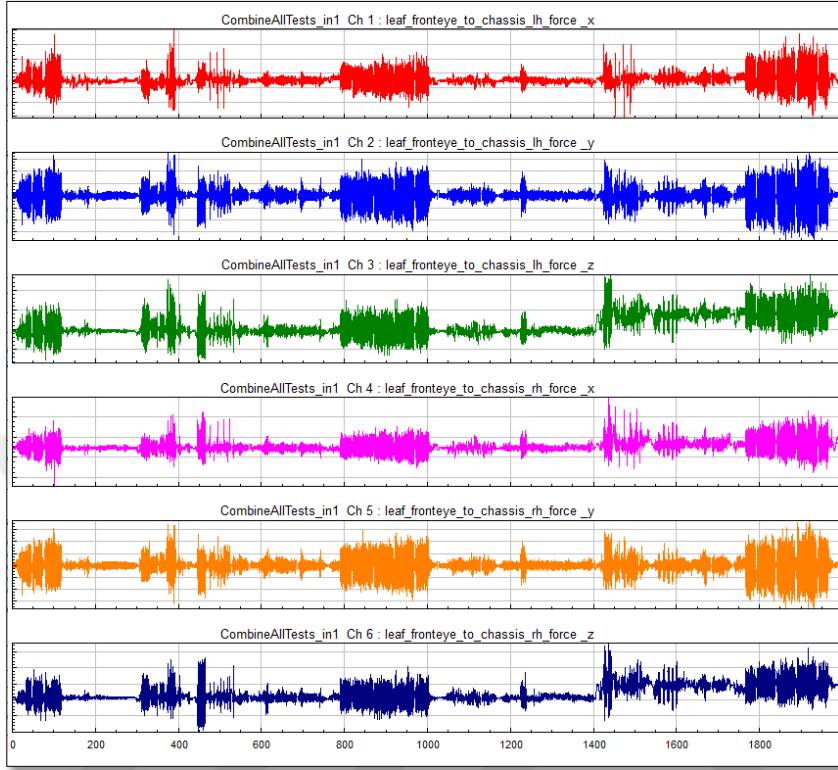
Yükleme koşulu olarak da laboratuvar testinde planlandığı gibi gözlerin dönme serbestisi olduğu sınır koşullarında merkezden aracın boş ve en büyük yüklenebilecek haldeki yer değiştirme değeri olan ± 113 mm verilmiştir. Buna göre laboratuvar testinde yaprak yayın kaç çevrimde kırılacağı öngörülmesi amaçlanmıştır. Buradan çıkan sonuca göre testin bu koşullar altında 82.950 çevrimde kırılacağı sonucu elde edilmiştir.



Şekil 6.9: Yaprak yay laboratuvar deneyi analizi çevrim sonucu.

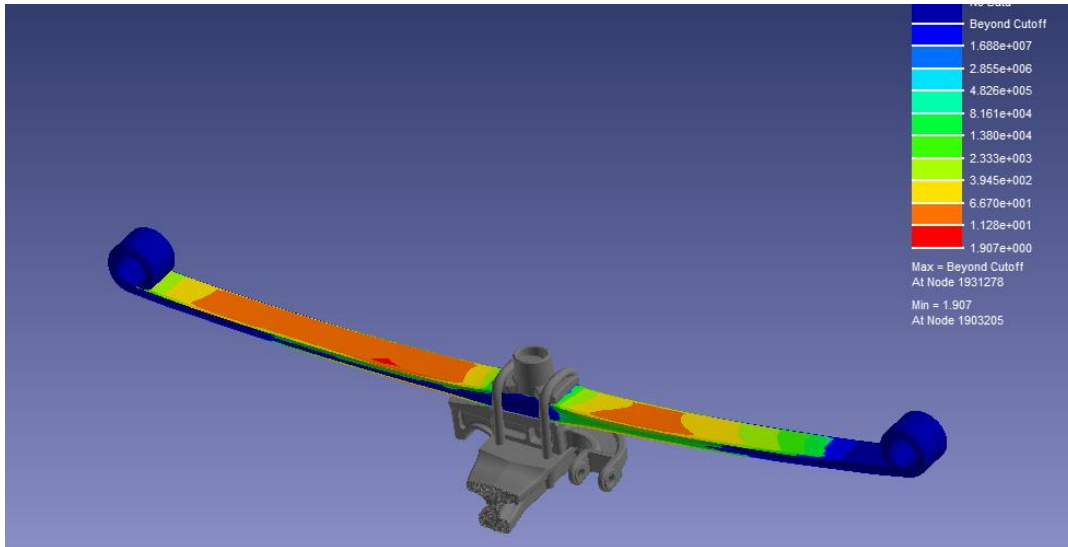
İki analizin koşmasının ardından en önemli ve zor olan yol verisi ile yapılan bilgisayar destekli analiz sonucu alınmıştır. Burada araçtaki çalışma koşullarının aynısını yansıtmak şeklinde dingil kısmından sabit yaprak yay göz kısmından yükler verilmiştir. Araç dayanım testinden toplanan yol verileri analizde uygulanmış ve sonuçlara ulaşılmıştır. Toplanan yol verisi rainflow yöntemi ile eş çevrimlere çevrilmiş ve analize bu sıralama ile yüklem koşulları verilmiştir.

Test pistinden toplanan zaman bazlı yük verisi Ncode programı yardımıyla çıkarılarak uygulanmıştır. Aşağıdaki şekilde (Şekil 6.8) analize verilen yol verisi gösterilmektedir.



Şekil 6.10: Araç doğrulama testinden toplanan 6 eksenli yol verisi.

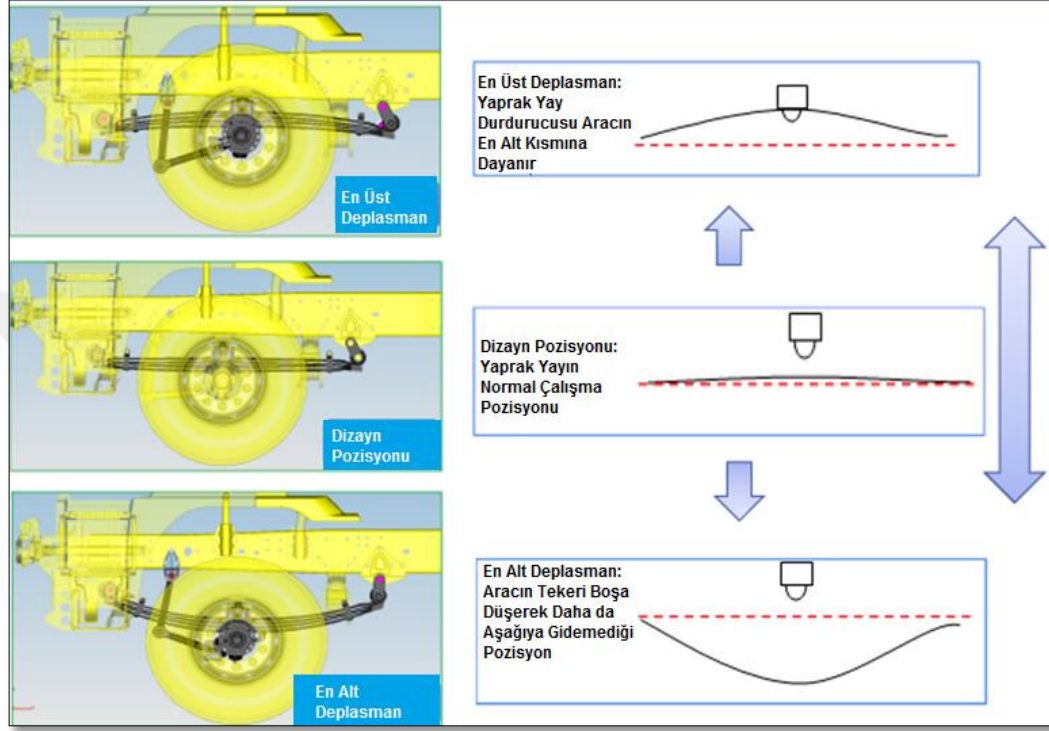
Burada verilen sınır koşulları ve yol verisine göre tasarımı yapılan yaprak yayın analiz sonucu aşağıdaki şekilde (Şekil 6.10) görülebileceği üzere öngörülen ömrünün 1,907 katını sağlayabildiği görülmektedir. Yapılan analiz sonuçlarında yaprak yayın kırılma lokasyonunun beklenen bölgede olması analiz doğruluğunun kanıtı niteliğindedir.



Şekil 6.11: Araç doğrulama testinin bilgisayar destekli analiz sonucu.

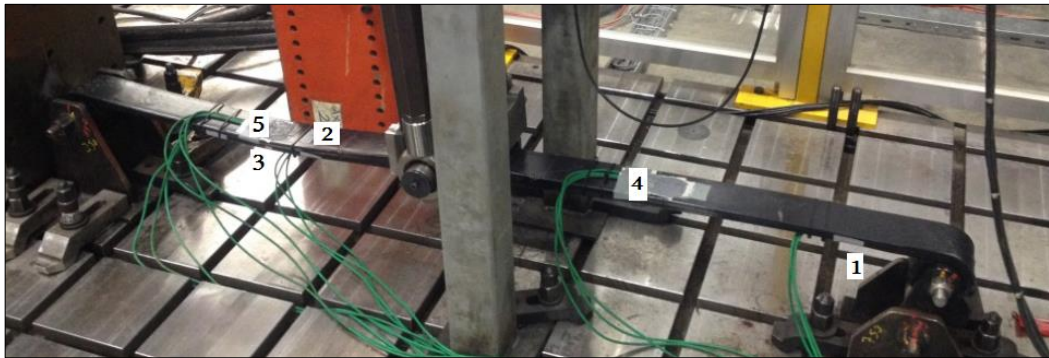
6.3 Laboratuvar Deneyleri

Aracın parçalarının doğrulanma adımlarından biri de laboratuvar deneyleridir. Yaprak yaylar için de kullanılan ve son derece önemli olan bu deney yaprak yayın araç üzerindeki çalışma prensibi ile yapılmaktadır. Yaprak yayın aracın teker pozisyonunun en altından en üstüne yapılan bu test için test koşulları belirlenerek test gerçekleştirilir.



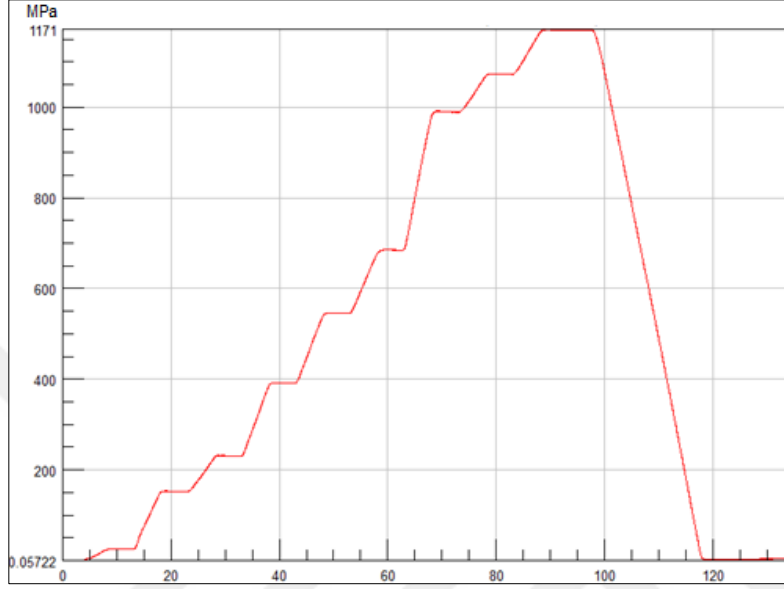
Şekil 6.12: Süspansiyon sistemi yaprak yay hareketleri.

Tasarımı yapılan yaprak yayın laboratuvar deneyi de araç üzerinde yaptığı hareket göz önüne alınarak en az yüklü ve en fazla yüklü bölgeler arasında gerçekleştirilmiştir. Çevrim testinden önce yaprak yayın çeşitli konumuna strain-gage bağlanarak çeşitli yük koşullarında yaprak yayın statik haldeki gerilmeleri elde edilmiştir. Aşağıdaki şekilde (Şekil 6.12) tek katlı yaprak yayın strain-gage konumları gösterilmektedir.



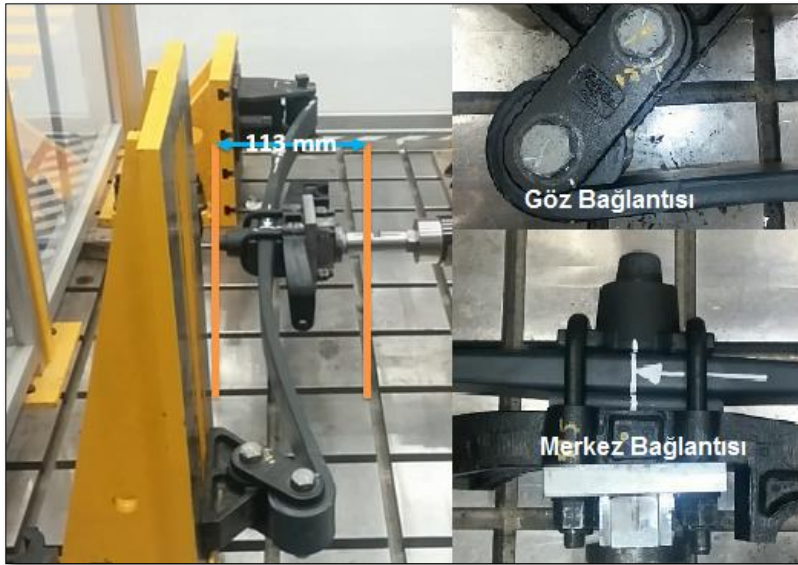
Şekil 6.13: Yaprak yay laboratuvar testi SG konumları.

Alınan ölçüm değerlerine göre yaprak yayın yüklenebileceği en fazla yük olan 5952 kg ve 186 mm yer değiştirme değerinde bilgisayar destekli analizi sonucunda da en büyük gerilme değeri olan 2 numaralı strain-gage lokasyonundan okunan aşağıdaki şekildeki grafikte gösterilen (şekil 6.13) değere göre yaprak yay en büyük 1171 MPa gerilmeye maruz kalmaktadır.



Şekil 6.14: Yaprak yay laboratuvar deneyi 2 numaralı SG yük-gerilme grafiği

Yaprak yayın en az yük aldığı 2330 kgf ile en büyük yüklenebildiği 5950 kgf arasında gerçekleştirilen 0,6 Hz frekanslı bu testte bilgi birikimi ve gereklilikler göz önüne alındığında 32 kgf/mm yay katsayısı olan yaprak yayın 113 mm olan yer değiştirme testinde 6 numunenin en az 50.000 çevrimi tamamlaması beklenmektedir.



Şekil 6.15: Yaprak yay laboratuvar deneyi.

Yapılan test sonucunda 6 farklı numunenin çevrim sayılarının 50.000 çevrimin üstünde çıktığı görülmektedir. Çevrim sayısındaki farklılıklar yaprak yayın üretiminden veya test koşullarından gelen farklılık simgelediğinden istatistiksel olarak kararlı yapıda olabilmesi için otomotiv sanayinde kullanılan B10 ömür hesabı ve istatistiksel dağılımı kullanılmaktadır. B10 ömür sonucuna göre 50.000 çevrimin üstünde olması gerekir. Aşağıdaki çizelgede (çizelge 6.2) yapılan laboratuvar testi sonuçları gösterilmektedir.

Çizelge 6.2: Yaprak yay laboratuvar deney sonuçları.

Numune Sayısı	Gerekli Çevrim	Gerçekleşen Çevrim	Merkezden Kırılma Lokasyonu
1	50.000	83.906	@195 mm - Ön
2	50.000	92.271	@165 mm - Arka
3	50.000	76.134	@217 mm - Arka
4	50.000	73.634	@140 mm - Arka
5	50.000	91.590	@236 mm - Ön
6	50.000	90.273	@117 mm - Ön

Test sonucundaki ortalama çevrim sonucu 84.635 çevrim iken gerçek koşullardaki istatiki değerleri Minitab ticari programı kullanılarak yapılan hesaplamada, tasarlanan yaprak yayın B10 ömrüne göre en küçük çevrimin 67.003 çevrim olduğu aşağıdaki şekilde (Şekil 6.15) görülmektedir.



Şekil 6.16: Yaprak yayın istatistiksel dağılımı ve B10 sonucu.

Kırılan numunelerin kırılma yüzeyleri ve konumu testten sonra incelenmektedir. Ani kırılma veya beklenmeyen lokasyondan kırılan yaylar incelenmektedir. Aşağıdaki resimde (Şekil 6.6) görülen kırılmada yaprak yayın öncelikle yorulma ile başlayan kırılma mekanizmasının belli bir kalınlıkta ani kopma ile sonlandığı görülmektedir. Bu kırılma şekli beklenen ve istenen kırılma şeklidir. Ortaya çıkan test sonuçları ve dağılımların yanında incelenen numune sonuçları sonrası yaprak yayın tasarımını laboratuvar testleri ile tek eksendeki tasarım doğrulanması tamamlanmıştır.



Şekil 6.17: Laboratuvar deneyinde merkezden 140 mm uzaklıktaki kat kırılması.

6.4 Araç Doğrulama Testleri

Araçtaki tasarımı değişen parçalar veya yeni bir proje için tasarlanan araçlar seri imalata girmeden önce doğrulama amaçlı araç doğrulama testlerine girmektedir. Bu testler arasında homologasyon, güç aktarma sistemleri doğrulama testi, araç dayanım testi gibi birçok farklı test bulunmaktadır. Tasarımı yapılan yaprak yay ise aracı taşıyan süspansiyon sisteminin bir alt parçası olduğundan araç dayanım testine ihtiyaç duymaktadır. Ağır ticari çekici araçların araç dayanım testleri aşağıdaki görselde gösterilen (Şekil 6.17) Belçika'daki Lommel araç doğrulama pistinde yapılmaktadır.



Şekil 6.18: Lommel araç test pisti kuşbakışı görünüş [13].

Tekrarı nispeten daha kolay olan ve özel parkurlar içeren araç dayanım testinde araç boş, dolu ve aşırı yüklü şekilde testler koşmaktadır. Araç önceden belirlenen bu yollara sırasıyla girerek toplamda istenen çevrimleri tamamlar. Aracı ve sürücüyü yoran bu testte sık sık şoför değişimi yapılmakta ve belli aralıklarla araç detaylıca hasarlanma kontrolü amaçlı incelenmektedir. Yapılan araç dayanım testi sonrasında tasarlanan yaprak yay testin %150 tamamlamış ve yayda herhangi bir hasarlanma meydana gelmeden araç testi sonlandırılmıştır. Buradan çıkarılacak sonuç tasarımı yapılan yaprak yayın aracın kullanım ömrünün en az 1,5 katına dayandığını göstermektedir. Araç dayanım testi sonucu da olumlu olarak sonuçlanmıştır.

6.5 Bilgisayar Analiz Sonuçları ve Fiziksel Deneylerin Karşılaştırılması

Bilgisayar destekli sonlu elemanlar (FE) analizi tasarım doğrulamada ilk analiz olarak kullanıldı. Doğrulama sürecinin devamında fiziki testler de tamamlandı. Yapılan bilgisayar destekli sonlu elemanlar analizlerinin ardından aynı koşullarda yapılan fiziksel testler sonucunda karşılaştırması sonucunda gerçek fiziksel testler ile bilgisayar analizi sonuçlarının karşılaştırılması ile bağıntı yapılarak gelecekte yapılacak çalışmaların doğruluk seviyesi artırılır. Toplanan yol verisine göre de dayanım testi yay kırılmadan tamamlandığı için hata oranı kesin olarak belirlenmemektedir. Bu farklılıklara göre bilgisayar destekli analizdeki değerler uygun hale getirilerek optimizasyon ve bağıntı yapılmıştır. Aşağıdaki çizelgede (çizelge 6.2) bilgisayar destekli SE analizi ve gerçek sonuçların karşılaştırılması bulunmaktadır.

Çizelge 6.3: Bilgisayar destekli analizlerin ve fiziksel deneylerin karşılaştırılması.

Analiz-Test	SE Analiz Sonucu	Test Sonucu	SE Analizi Sapma Yüzdesi
Statik Gerilme	1434 MPa	1171 MPa	% 17
Laboratuvar Deneyi	82.950 Çevrim	73.634 Çevrim	% 11
Yol Verisi	1,907 Ömür	1,5+ Ömür	< % 16

6.6 Tasarım Doğrulanmasında Gerekli Diğer Testler

Tasarlanan yaprak yayın seri imalata alınabilmesi için teorik hesaplamaları, bilgisayar destekli analizleri, araç dinamiği sürüşleri, titreşim kontrolleri, boyutsal kontrolleri, laboratuvar testleri ve araç dayanım testlerinin yanında farklı etmenlerin de kontrolü gerekmektedir. Tüm bu testler ve kontroller dizayn safhasının başında dizayn doğrulama planı listesi oluşturulur. Bunlardan ilki yaprak yayın yay katsayısının laboratuvar testinde 50.000 çevrimden sonra %5'ten fazla düşmemesidir. İlgili maddenin ölçümleri yapılmış ve problem görülmemiştir. İkinci olarak yaprak yayın metalurjik olarak kontrolüdür. Metalurjik kontrol sonucunda 51CrV4 malzemesi ve parabolik yaprak yay üretiminde gerekli malzeme sonuçları uygun çıkmıştır. Üçüncü olarak ölçüsel kontrolü yapıldığı kısımda testlere ve araca takılan tüm yayların teknik resimde belirtilen ölçüleri tolerans içinde sağladığı görülmektedir. Ayrıca imalatçı firmanın tesisi ve üretim kabiliyeti uzman ekiplerce incelenerek üretimin kararlılığı istatistiksel olarak da onaylanmıştır. Dördüncü kısımda ise yaprak yayın dinamiğini ve ömrünü etkileyen burçların ömür, kauçuk ve çakma-çıkma testlerinin yapılmasıdır. Tasarımda kullanılan burçların da gerekli şartları sağladığı testlerle doğrulanmıştır. Beşinci olarak da yaprak yayın merkez saplamasının tork-açı testi ile tork değerinin belirlenerek yayın araç üzerindeki çalışması esnasında uzama veya kopmasını önlenmesidir. Merkez saplamanın tork açı testleri sonucunda mukavemeti kontrol edilmiş ve uygunluğu kanıtlanmıştır. Altıncı olarak da özellikle yorulma ömrüne direkt etki eden korozyon testi yapılmaktadır. Kataforez ile boyanan yaprak yay özel bir çevrim testinden geçerek korozyon dayanımı kontrolü yapılmıştır. Yedinci olarak da yaprak yay parçasının tedarikçi firmadan montajın yapılacağı ana sanayi lokasyonuna gelinceye dek lojistikten kaynaklı iş güvenliği ve parça deformasyonu olup olmadığı kontrolü yapılarak lojistikten kaynaklanabilecek risklerin önüne geçilmiştir. Bunlara ek olarak parçanın veya aracın çalışma biçimine öngörülen koşullara göre testler eklemek mümkün olmaktadır.

7. SONUÇLAR

Süspansiyon sistemleri aracın en önemli sistemlerinin başında gelmektedir. Aracın alt ve üst kısmını birleştirerek aracı taşıması, güvenli ve konforlu bir sürüşü sağlaması açısından oldukça kritiktir. Süspansiyon sisteminin temel elemanı olan yaylar da tasarımı, doğrulanması ve konfor sağlaması açısından da tasarımı zor ve önemli bir parçadır. Ağır ticari çekici araçlarda kullanılan yaprak yay ise özellikle sürücü, yolcu ve aracın motorunu taşımasından kaynaklı konfor ve dayanım açısından önem kazanmaktadır. Yapılan çalışmada yaprak yayın tasarım, doğrulama ve mühendislik onayı adımları anlatılmıştır. Yaprak yayın öncelikle gerekli konfor beklentisi ve montajının yapılacağı paket alanı ile ilgili girdiler belirlenmiştir. Bunun yanısıra gerekli beklentileri karşılayacak ve üretici firmaların da tedarik edebileceği malzemesi 51CrV4 yüksek mukavemetli yay çeliği olarak seçilmiştir. Ardından tasarımı üretim ve yay katsayısı açısından parabol kalınlıklarına karar verilerek parçanın ölçüsel boyutları belirlenmiştir. Ölçüsel boyutları belirlenen yaprak yayın teorik hesaplamaları ile dayanım değerleri kontrol edilmiştir. Bilgisayar ortamında yapılan sonlu elemanlar analizinde ise fiziksel testlerden önce tasarımın doğruluğu kontrol edilmiştir. Bu aşamada literatürden ve üretici firmadan alınan malzeme bilgileri ışığında analiz programının kütüphanesinden de faydalanılarak malzeme ve analiz koşulları belirlenmiştir. Bu adım analizin doğruluğu açısından son derece önemlidir. Bilgisayar analizindeki yükleme ve sınır koşulları ile örtüşen laboratuvar ve araç doğrulama testleri tamamlanmıştır. Bu testlere ek olarak metalurjik, lojistik, montaj ve korozyon gibi parçanın ömrünü etkileyecek testler paralelinde tamamlandıktan sonra parçanın dizaynına onay verilmiştir. İlgili çalışma sonucunda mevcut araçta iki katlı olan yaprak yaydan tek katlı yaprak yaya geçilerek yüksek bir ağırlık ve maliyet kazancı elde edilmiştir. Elde edilen bilgisayar destekli sonlu elemanlar analiz sonuçları çevre koşulları ve üretim koşullarına bağlı olarak değişen test koşulları ile karşılaştırılması yapılarak gerçeğe yakın sonuçların bulunabilmesi için malzeme ve çevre koşulları belirlenerek bilgisayar destekli analiz programlarının bağıntısı sağlanmıştır. Bu sayede gelecekte yapılacak kalite iyileştirmesi ve tasarım çalışmalarındaki zaman, maliyet, hata ve işgücü azaltılmasına katkıda bulunulmuştur.



KAYNAKLAR

- [1] **Url-1: Vikipedi** - Araç Süspansiyon Sistemi, <http://www.wikizero.net/index.php?q=aHR0cHM6Ly9lbi53aWtpcGVkaWEub3JnL3dpa2kvU3VzcGVuc2lubl8odmVoaWNsZSk>, Erişim Tarihi 06 Ocak, 2018
- [2] **Url-2: Otomotiv Teknolojileri** - Süspansiyon Sistemi Parçalarının Görevleri, <https://otomobilteknoloji.blogspot.com.tr/2016/02/suspansiyon-sistemi-gorevi-parcalari.html>, Erişim Tarihi 14 Ocak, 2018
- [3] **Url-3: Bilgi Ustam** – Araçlarda Süspansiyon Sistemi Nedir ve Nasıl Çalışır, <http://www.bilgiustam.com/suspansiyon-sistemi-nedir-nasil-calisir/>, Erişim Tarihi 18 Ocak, 2018
- [4] **T.C. Millî Eğitim Bakanlığı**, *Motorlu Araçlar Teknolojisi (2015)*, Süspansiyon Sistemleri
- [5] **Ereke, M.** (2013). Taşıtlarda ömür testleri ders notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, Ders Sunum 1-8.
- [6] **Dikicioğlu, A.** (2011). Malzeme ders notları, İstanbul Teknik Üniversitesi
- [7] **Dokuz Eylül Üniversitesi**, (2016). Yapı Malzemesi Dersi, Periyodik Yükleme ve Yorulma Ders Notları
- [8] **McKeighan, P.C., Ranganathan, N.**(2005). Fatigue Testing and Analysis under Variable Amplitude Loading Conditions. ASTM International, USA
- [9] **Url-4: E-funda**, High Cycle Fatigue, S-N Curve and Mean Stress Effect On Fatigue http://www.efunda.com/formulae/solid_mechanics/fatigue/fatigue_highcycle.cfm, Erişim Tarihi 17 Şubat, 2018
- [10] **Berhanu, G.**(2011). Vibration Durability Testing and Design Validation Based on Narrow Frequency Band. Blekinge Institute of Technology, Sweden.
- [11] **Url-5: DTA Mühendislik**, Rainflow Çevrim Sayma Yöntemi Uygulamaları <http://blog.dta.com.tr/rainflow-cevrim-sayma-yontemi/>, Erişim Tarihi 25 Şubat, 2018
- [12] **Society of Automotive Engineers, IN. (SAE)**, (1990). Spring Design Manual
- [13] **Url-6: Ford Lommel Proving Ground**, <https://www.fordlpg.com/en/index.htm> Erişim Tarihi 28 Mart, 2018



ÖZGEÇMİŞ

Ad Soyad : Hasan AY
Doğum Yeri ve Tarihi : Ödemiş-İzmir – 16/05/1990
E-Posta : hasannay@gmail.com

ÖĞRENİM DURUMU:

- **Lisans** : 2013, İstanbul Teknik Üniversitesi, Makina Fakültesi, Makina Mühendisliği Bölümü
- **Yüksek Lisans** : 2018, İstanbul Teknik Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Katı Cisimler Mekaniği Bölümü

MESLEKİ DENEYİM VE ÖDÜLLER:

- Ford Otosan - Ürün Geliştirme - Şasi Mühendisliği – Mekanik Süspansiyon Sistemleri Ar-Ge Mühendisi (2013 -)

