

Yaprak Yaylarda Yorulma Analizi

Güven Ege Erkman¹

Özet

Bu çalışma, yaprak yayların bir diğer ismiyle makas yaylarının bilgisayar ortamında SolidWorks 2018 programından yardım alarak tasarlanıp ardından yine bilgisayar ortamında Ansys Workbench 18.1 programından yardım alarak analizlerinin yapılmasını amaçlanmıştır. Yapmış olduğumuz bu çalışmada gerçekte üretilmiş (Tip – 1) olan parabolik yaprak yay numunesini bilgisayar ortamında tasarlayıp ardından sonlu elemanlar analizi yaparak gerekli incelemeler yapılmıştır. Ayrıca aradaki farkı daha net görebilmek amacıyla numunenin ölçülerini değiştirilmiş versiyonla (Tip – 2) analiz yapılmıştır. Yapılan incelemeler de alt başlıklar halinde yazılmıştır. Bu çalışmanın temel amacı kısa bir süre içerisinde yaprak yayın hem tasarımını yapmak hem de üretilen yaprak yayların fiziki testlere ihtiyaç duymamıza gerek kalmadan seri üretime başlayabilmemizdir.

1. Giriş

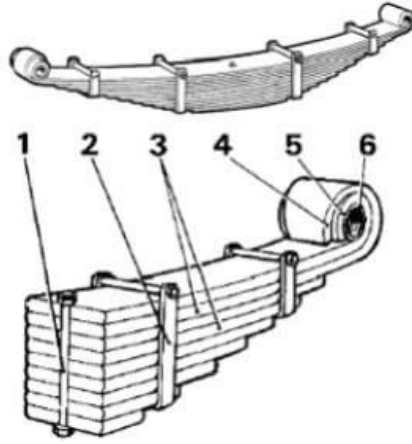
Yaprak yaylar halk arasında bilinen adı makas yaylar, motorlu taşıtların arka süspansiyon donanımlarında kullanılan bir materyaldir. Günümüzdeki otomobillerde çok kullanılmamaktadır. Günümüzde daha çok iş makinelerinde veya ticari araçlarda sıklıkla kullanıldığı görülmektedir. [1]

Yaprak yaylar, tekerlek ve araç sistemleri arasında bağlantıdan sorumlu olan bir elemandır. Aynı zamanda yolda oluşan bozukluklara karşı titreşimleri sönmülemekle görevli olan bir sistemdir. Diğer bir deyişle yaprak yaylar sürüş konforunu korumaya yardımcı olmaktadır. Yaprak yaylar yassı çelikten bant şeklinde kıvrılarak yapılmaktadır. İnce yaprağın uzundan kısaya doğru üst üste gelmesiyle oluşmaktadır ve bunda da büküm adı verilmektedir. Bu bağlamanın amacı yaprak yayların esnemesi durumunda kırılmaması, eğilmeğe zorlanmasıdır.[2]

Yaprak Yayların parçaları Şekil-1 de gösterilmiştir.

1 Yüksek Lisan Öğrencisi, Kırşehir Ahi Evran Üniversitesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Kırşehir, Türkiye, egeerkman95@gmail.com, Orcid: 0000-0003-4804-5753

Şekil 1- Yaprak Yay Bağlantı Elemanları



Yaprak Yay parça listesi aşağıda liste halinde mevcuttur;

1. Merkez Cıvata
2. Kelepçe
3. Yaprak Yay ya da Büküm
4. Bağlantı Küpesi
5. Yay Gözü
6. Lastik Burç

Yaprak Yaylar bir diğer adıyla makaslar, merkez cıvata tarafından birbirine bağlanır. Merkezden uçlara doğru kaymayı engelleyen kelepçeler yardımıyla yapraklar yani bir diğer adı bükümler birbirine tutturulur. Kelepçenin görevi yaprakların yani bükümlerin düzgün bir hizada tutmaya çalışmaktadır. Bunun dışında kelepçelerin görevi yaprak yayların yaylanma hareketi esnasından yaprakların yani bükümlerin birbirinden ayrılmasını engellemektedir. Bazı yaprak yayların yani makasların içine pul konularak eğilme esnasında üst üste olan bükümlerin kayma imkânı sağlanmaktadır. Bunun sebebi ise yaprak yayların kırılmasını önlemektedir. Ayrıca yaprak yayların sayısı arttıkça yük miktarı da artmaktadır. Şekil – 2’de yaprak yayın yüksüz ve tam yüklü halleri gösterilmiştir.

Şekil 2 – Yaprak yayın yüksüz ve ve tam yüklü halleri gösterilmiştir.



Yaprak yayların yani makasların en uzun yayın uçlarına kıvrımlı bir şekilde yay gözü oluşturulmuştur. Yay gözünden yay askısına kadar olan kısım bir civata yardımıyla asılmıştır ardından civata ve askıdaki yuvanın arasına kauçuk burçlar monte edilmiştir. Bu işlem sayesinde metallerin birbirlerine olan teması engellenmiş olur. Kauçuk burçların bir özelliği daha vardır. Bu özellik, kauçuk burçlar titreşimleri üzerlerine çeker yani titreşimleri üzerine alır ardında yapısı gereği kendi yapılarında üzerlerine almış olduğu titreşimleri sönümlerle yani titreşimleri yok ederler. Kauçuk burçlar titreşimleri yok ettiklerinden dolayı şasiye titreşimi iletilmesine engel olmaktadır. Bunun dışında kauçuk burçlar yay eğilme çalışırken yay gözünün ileri geri bükülmesine müsaade etmektedir.[1]

Yaprak yaylar (makaslar) kullanım alanlarına göre aşağıda sıralanan özellikleriyle bilinmektedir bahsi geçen özellikler aşağıda maddeler halinde sunulmuştur;

- Yaprak yaylar sabittir. Uygun pozisyonda aksın içerisine aldıklarından bağlantı parçalarına gerek yoktur. Fakat büyüklüğü nedeniyle çok yer kaplamaktadır.
- Ağır hizmet kullanımı yani iş makineleri için oldukça dayanıklıdır, fakat üretimi zordur.
- Yaprak iç sürtünmeleri nedeniyle yol yüzeyinden meydana gelen küçük titreşimleri sönümlenmeleri zordur.
- Sürüş konforu diğer süspansiyon sistemler ile karşılaştırdığımızda iyi değildir. Bu sebeple yaprak yaylar büyük ticari araçlarda kullanılmaktadır.
- Kalkış ve duruş sarsıntılarını kolay bir şekilde sönümlenmektedir.
- Yaprakların sürtünmesinden dolayı düzenli bakım gerektirmektedir.

[3]

2. Yorulma

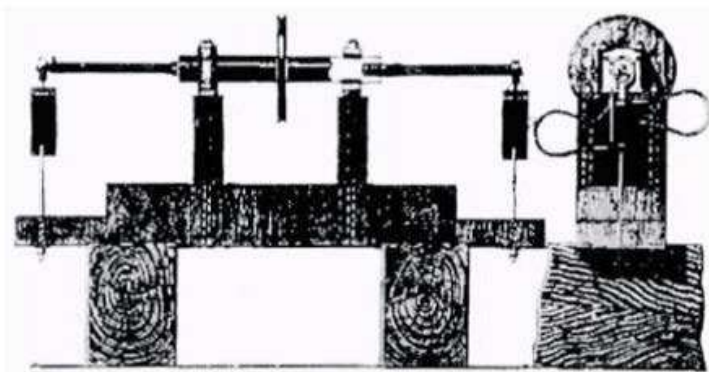
Makine elamanları çalıştıkları koşullara göre dinamik yüklere ve vibrasyonlara maruz kalabilmektedirler. Bu maruz kaldığı durumlar belirli gerilmelere maruz kalmaktadırlar. Bu gerilmeler sonucunda makine elemanlarının yüzeyinde çatlamlar ve daha sonrasında yüzeyinde parça ayrılması şeklinde hasara yol açmaktadır. Bu olaya da yorulma denilmektedir.[4]

2.1. Yorulma Literatür

Malzemelerin yorulma davranışı, 150 yıldan fazla bir süredir araştırma çalışmalarında konu olmuştur. Günümüzde teknolojinin ilerlemesi sayesinde makine elemanlarının ömrünü tahmin etmek geçmiş yıllara göre daha kolaydır. Yorulmadan kaynaklı olarak düşünülen ilk kazalar 1840'lı yıllarda meydana gelen demir yolu kazalarıydı. Bu kazaların sebebi demiryolu raylarını birbirine bağlantılı olan bağlantı parçalarının düzenli aralıklarla hasara maruz kalmasıydı ve daha kullanılmayacak halde olduğunu fark edilmesiydi. Bu kazaların sebebi anlaşıldıktan sonra 1840 ve 1850 yılları arasında “yorulma” kelimesi tekrar eden gerilmelerden kaynaklı olan arızaların tanımlamak için denilmiştir. Ardından tekrarlanan gerilmeler nedeniyle oluşan kırılmalara ya da hasarları tanımlamak amaçlı günümüze kadar yorulma olarak kullanılmıştır.

1850 ile 1860 yılları arasında yorulmaların öncülerinden olan August Wöhler laboratuvar koşullarında tekrarlanan gerilmeler altında birçok yorulma testi yapmıştır. Bu deneyler ise 1840'lı yıllarda meydana gelen demir yolu kazaları ile ilgiliydi. August Wöhler demir yolu kazalarını araştırma amaçlı kendine yorulma test düzeneği kurmuştur. August Wöhlerin yorulma test düzeneği Şekil-3'de gösterilmiştir.

Şekil 3 - Agust Wöhler yorulma test düzeneği



Agust Wöhler, gerilme ve ömür diyagramları kullanarak yüksek gerilme genlikleri ile yorulma ömrünün nasıl azaldığını gösterebilmiştir ayrıca gerilme genliği altında test numunelerinin kırılmadığını gösterebilmiştir. Bu ispatı sayesinde Agust Wöhler yorulma için gerilme aralığının maksimum gerilmeden çok daha önemli olduğunu gösterebilmiştir. Agust Wöhler den sonra gelen araştırmacılar Wöhlerin çalışmalarını doğruladı ve çalışmalarını genişletmişlerdir. Çalışmaları devam ettiren araştırmacılardan biri olan Gerber ekibinin yardımı ile gerilmenin etkisini araştırmışlardır. Bir diğer araştırmacı olan Goodman'da ortalama gerilme ile ilgili basitleştirilmiş bir teori önerebilme başarısını gösterebilmiştir. 1870 ile 1890'lı yıllar arasında geçen süre zarfında Gerber ve Goodman gibi birçok araştırmacı Agust Wöhlerin ışık tuttuğu bu araştırma konusunu genişletmişlerdir ve her biri gelecekteki insanlara bu bilgileri miras bırakmışlardır.

Bu mirasın parçalarından biri olan Bauschinger 1886 yılında elastik olmayan ve deformasyona neden olan zıt yönde bir yük uygulamıştır daha sonra çeki ve basıdaki akma dayanımının azaldığını gösterebilmiştir. Bauschinger'ın yarattığı bu olay bize elastik olmayan gerinimin metallerin gerilme – gerinim davranışını değiştirebileceğinin ilk göstergesiydi. Bu araştırmacılara ek olarak 1900'lü yılların başında Ewing ve Humpfrey ekleyebiliriz. Ewing ve Humpfrey yorulma mekanizması çalışmalarını devam ettirebilmek amacıyla optik bir mikroskop kullanmışlardır. Bunun sebebi ise lokalize çizgileri ve mikro çatlak oluşumuna neden olan kayma bantlarını gözlemlemeyi amaçlamışlardır.

1910 yılında günümüzde de sıkça karşılaştığımız Basquin'in sonlu ömür bölgesindeki değişken gerilme sayısı ve hasar çevirim sayısıdır (günümüzde S-N olarakta bilinmektedir). Basquin gerilme ve hasar çevirim sayısı arasında logaritmik doğrusal bir ilişki olabileceğini bilim dünyasında göstermiştir. Basquin bulduğu denklem güncellemeler ile günümüzde sonlu ömür yorulma davranışlarını temsil edecek bir şekilde hala kullanılmaktadır. 1924 yılında ise araştırmacılardan biri olan Palmgren değişken genlik yüklemesi için doğrusal bir kümülatif hasar modeli meydana getirmiştir. Palmgren meydana getirmiş olduğu modeli küresel yatak tasarımı için istatistiksel dağılımlarına dayanarak kullanımını gerçekleştirmiştir.

1930'lu yıllara geldiğimizde bazı yorulma otomobil endüstrisi sayesinde ilerleme göstermiştir. Bunun nedeni ise otomobil endüstrisinde bilya püskürtme yöntemi bulunmasından dolayı.[5] Bilya püskürtme yöntemi, malzemelerin üzerinde yapılan inovatif yani bir diğer adıyla yenilikçi çalışmalar ışığında günümüze kadar geniş bir kullanım alanına sahip olmuşturlar. Bilya püskürtme yöntemi ilk olarak otomobil endüstrisinde kullanılması rağmen

günümüzde ise hava taşıtlarında da kullanılmaktadır. Eski zamanlarda mesleği demirci olan insanlar çekiç darbeleriyle metalleri şekil veremeye çalışmışlar hem de iyileştirmeye çalışmışlardır. Günümüzde ise bu olaya bilya püskürtme (shot peening) denmektedir.[6]

Şekil 4 - Bilya püskürtme işlemi



Bilya püskürtme işleminin öncülerinden olan Almen, parçaların yüzeye yakın tabakalarında bası artık gerilme oluşturulmasıyla beraber bu alandaki geliştirmeleri doğru bir şekilde açıklamıştır bu olay sonucunda ise artık gerilme üreten diğer proseslerin yani süreçlerin ve bilya püskürtme yönteminin kullanımının destekçilerinden biri olmuştur.[5]

1937 yılında Neuber adındaki bilim insanı çentiklerin gerilme gradyan etkilerini ve temel blok konseptini dünyaya tanıtmıştır. Neuberin yarattığı bu çalışma çentigin kökündeki küçük bir hacim üzerinde oluşan gerilmenin çentikteki maksimum gerilmeden çok daha önemli olduğunu göstermeyi amaçlamıştır. Neuber'in yapmış olduğu çalışmanın yorulma konusuna olan katkısı ise kapalı döngü servo hidrolik test sistemlerinin tanıtılmasıyla yapılmıştır. Kapalı döngü servo hidrolik test sistemi mekanik sistemlerdeki, parçalardaki ve test numunelerindeki yük geçmişini daha iyi simüle edilmesini sağlamaktadır.

1970 yıllarına geldiğimizde ise Elber yorulma çatlak büyümesinin, uygulanan bir gerilme yoğunluğu faktörü aralığı yerine efektif bir gerilme yoğunluğu faktörü aralığıyla kontrol edildiğini gösteren bir model yaratmayı başarmıştır. Geçmişten günümüze birçok bilim insanı yorulma konusunda araştırma yapmışlardır. Bu zaman zarfında küçük çatlakların davranışını incelemişlerdir. Yük altında küçük çatlakların büyümesi büyük çatlaklara göre daha hızlı meydana geldiğinden dolayı küçük çatlak problemlerinin karmaşık

ve daha önemli olduğu göz önüne serilmiştir. Küçük çatlak ve büyük çatlak arasındaki farkı daha net anlamak için ikisine de aynı yük altında bakılması gerekmektedir. Yorulmadan dolayı kaynaklanan mekanik hasarlarla günümüzde her alanda karşımıza çıkabilecek bir durumdur. Geçmişte çalışmalarıyla günümüze ışık tutan bilim insanlarının bize verdiği bilgiler ve günümüz teknolojisini birleştirdiğimizde gelişmiş olanaklar sağlamaktadır bu olanakları değerlendirilerek günümüzde halen yorulma konusu incelenmeye devam etmektedir. [5]

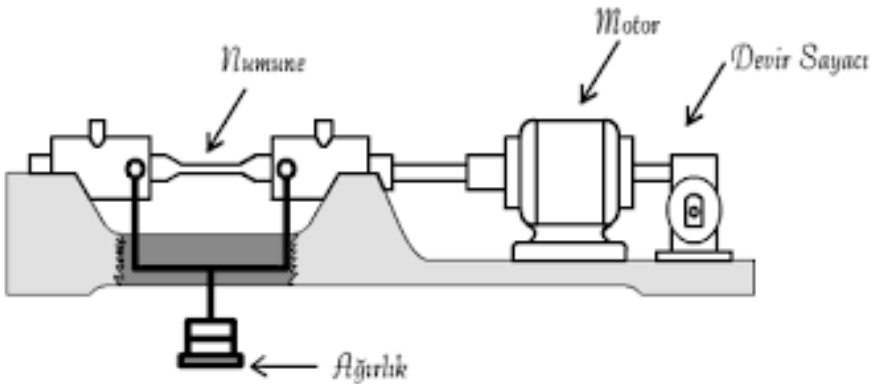
2.2 Yorulma Deney Cihazları

Teknolojinin ilerlemesiyle birlikte yorulma cihazları da teknolojiye adapte olabilmıştır. Günümüzde yorulma cihazlar malzemeleri çekme, çekme – basma, çevresel eğme, ileri – geri eğme, burma gibi zorlamayı başarabilmişlerdir. Bu makinelerin çalışma frekansları farklılık gösterirler.

2.2.1 Döner Mil Deney Cihazı

Malzemeleri yorulma cihazlarında test edilirken basit bir numune şeklinde test edilmektedir. Özellikle döner mil deney cihazıyla test edilecekse küçük bir numune iş görmektedir. Döner mil deney cihazında dönerken birbiri arkasına, eşit genlikte çekme ve basma gerilmelere maruz kalmasını sağlamaktadır. Test esnasında numunede ortalama gerilme etrafında titreşen ve değişen eğme gerilmeleri meydana gelmektedir. Bu test için gerekli parametrelere girip numune kırılana kadar aynı döngüyü uygulamaktadır.

Şekil 5 – Döner Mil Deney Cihazı



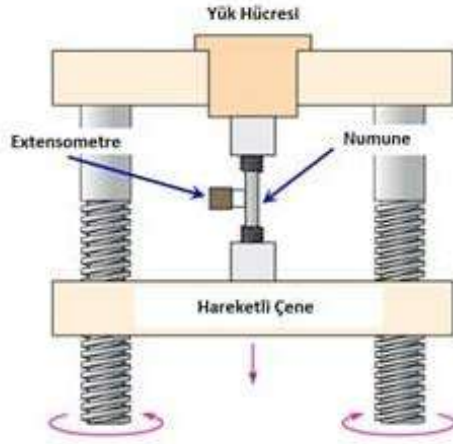
Döner mil deney cihazında uçlarını rijit olarak yerleştirilmiş olduğu numune sadece eğilme etkisine maruz kalmaktadır. Numune dönerken üst kısım basıya alt kısım ise çekiye çalışmaktadır. Cihaza takılı olan numuneyi

mil olarak düşünürsek her iki noktada da sinüzoidal değişen bir gerilme doğmaktadır. Bu yüklemeler statik olduğundan dolayı sabit bir yüklemeye yapılmasına mümkün kılmaktadır ve ortalama gerilme sıfır olmaktadır.[7]

2.2.2. Eksenel Gerilmeli Yorulma Deney Cihazı

Eksenel gerilmeli yorulma deney cihazı yorulma test cihazları arasında olan en basitte yakın cihazdır. Bu test cihazı numunenin uzunluğu boyunca çekme ve basma gerilmelerine maruz bırakmaktadır. Test cihazının uyguladığı gerilme numune boyunca dağılmaktadır. [8]

Şekil 6 – Eksenel çekme – basma test cihazı



Eksenel gerilmeli yorulma test cihazının amacını daha ayrıntılı bir şekilde anlatacak olursak, malzemelerin statik yük altındaki elastik ve plastik deformasyonunu görebilmek için yapılmaktadır. Numunenin elastik ve plastik davranışlarını görebilmek için numuneyi standartlara uydun bir şekilde kesilmesi (daire veya dikdörtgen kesit haline getirilmiş parçalar) gerekmektedir. Bu kesilen numuneler daha sonra test cihazına girip test edilmelidir. Bu cihaz aşağı ve yukarı hareket edebilen bir cihazdır. Deney parçasının bağlandığı iki çene ve standartlara göre kesilen numunelere hareket veya kuvvet verebilen ayrıca bu iki olayı da (hareket ve kuvvet) ölçebilen ünitelerden oluşmaktadır. [9]

2.2.3. Burma Gerilmeli Yorulma Deney Cihazı

Burma gerilmeli yorulma deneyi sabit bir eksene göre tekrarlanan burma bir diğer adı dönme işlemi uygulanmaktadır. Burma gerilmeli deney daha çok araçların süspansiyon yaylarında veya çekme – basma kuvvetine maruz

kalmış olan tüm helisel yaylarda burma gerilmeli yorulma deneyi yapılmaktadır.[8]

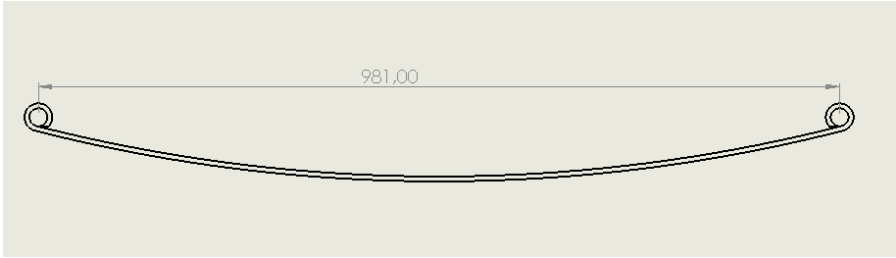
2.2.4. Birleşik Gerilmeli Yorulma Deney Cihazı

Birleşik gerilmeli yorulma deney cihazı, en az iki tane yorulma cihazının bir araya gelmesiyle oluşan cihazlara birleşik gerilmeli yorulma cihazı olarak adlandırılmaktadır. Birleşik gerilmeli yorulma deney cihazının günümüzde en çok rastladığımız modeli eğme – burulma gerilmelerinin bir arada bulunduğu durum ile eksenel – burma gerilmelerinin olduğu cihazlardır. [8]

3. Metodoloji

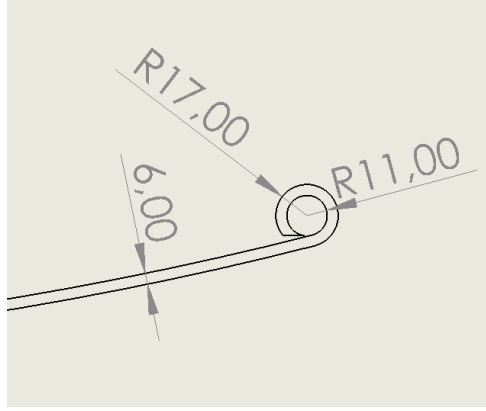
Yaprak yaylar yassı çelikten bant şeklinde kıvrılarak yapılmaktadır. İnce yaprağın uzundan kısaya doğru üst üste gelmesiyle oluşmaktadır. Yaprak yayların tasarlanırken esnemesi durumunda kırılmaması, eğilmeğe zorlanması amaçlanmaktadır. Tasarlanmış olan yaprak yayların teknik çizimleri SolidWorks 2018 programı tarafından çizilmiştir. Tasarlanan bu yaprak yay günümüzden kullanılan yaprak yay çeşitlerinden sadece bir tanesidir. Tasarlanmış olan yaprak yay bire bir gerçeği ile aynıdır. Aşağıdaki şekil 7, şekil 8, şekil 9, şekil 10, şekil 11’da gösterilmiştir.

Şekil 7 – Yaprak yay teknik çizim



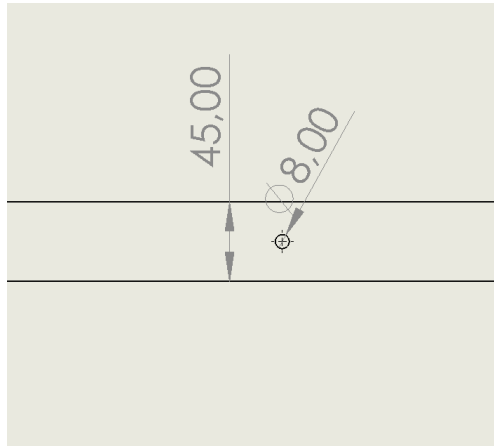
Yaprak yayın uçlarında olan bağlantı elemanlarının merkezden merkeze olan uzaklığı 981 mm olarak tasarlanmıştır.

Şekil 8 - Yaprak yay teknik çizim



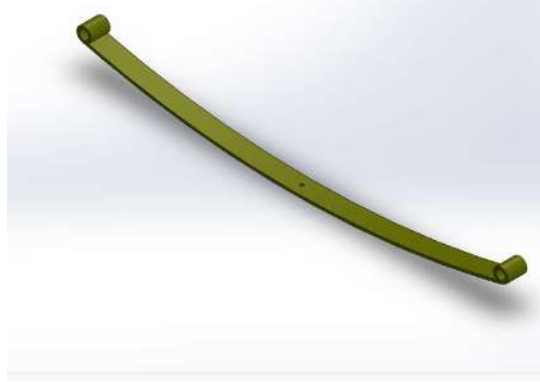
Yaprak yayın et kalınlığı 6 mm olacak şekilde tasarlanmış olup araca bağlanacak olan yerlerin iç çapı 22 mm dış çapı ise 34 mm şeklinde tasarlanmıştır.

Şekil 9 - Yaprak yay teknik çizim



Yaprak yayın genişliği 45 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Yaprak yayın yani bir diğer adıyla makas yayların ortasında olan deliğin çapı 8 mm olarak belirlenmiştir. Yaprak yayın ortasındaki delik ise yaprak yayların üst üste getirilmesini sağlayan bağlantı boşuğudur.

Şekil 10 – Yaprak yayın 3 boyutlu (3D) çizimi.



Yaprak yayın çizimi daha öncede bahsedildiği üzere SolidWorks 2018 programı sayesinde tasarlanmıştır.

3.1. Yaprak Yay Analizi

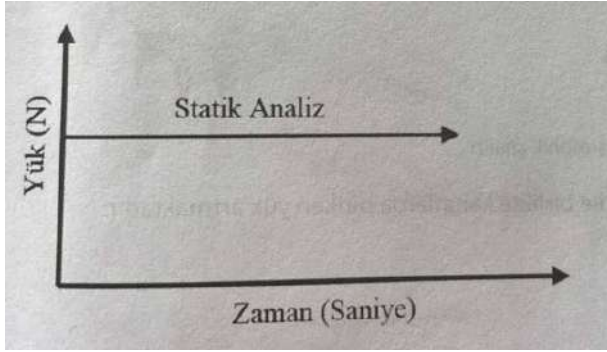
Yaprak yayın analiz işlemlerini Ansys Workbench 18.1 programını kullanarak yapılmıştır. Analiz metodlarını yaprak yay analiz konusunun altbaşlıklar halinde adım adım anlatılmaktadır.

3.1.1 Sonlu Elemanlarda Analiz

Sonlu elemanlar analiz türleri yük – zamana göre değişim ve yapıların yüke verdiği reaksiyonlara göre iki temel kategoride sınıflandırılabilir. Yük ve zamana göre analiz türleri; statik analiz, dinamik analiz ve harmonik analiz olarak adlandırılmaktadır. Yapıların uygulanan yüke verdikleri tepkilere göre analiz türleri; lineer analiz ve lineer olmayan analiz olarak adlandırılmaktadır.

Statik Analiz: Uygulanan yükün ve sınır şartlarının zamana bağlı olarak sabit kaldığı ve değişmediği durumlarda gerçekleştirilen analiz olarak adlandırılmaktadır.

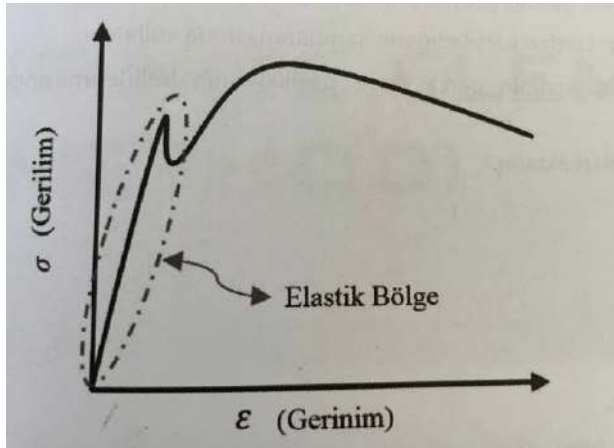
Şekil 11 - Statik analiz örnek grafik



Statik analiz kullanım alanlarına örnek verecek olursak, çelik konstrüksiyonda kolonlarda oluşan gerilmenin belirlenmesinde yardımcı olmaktadır.

- **Linear Analiz:** Linear analiz malzemelerin yükün etkisi altında elastik sınırlar içinde kaldığı durumda gerçekleşen analiz türü olarak adlandırılmaktadır.

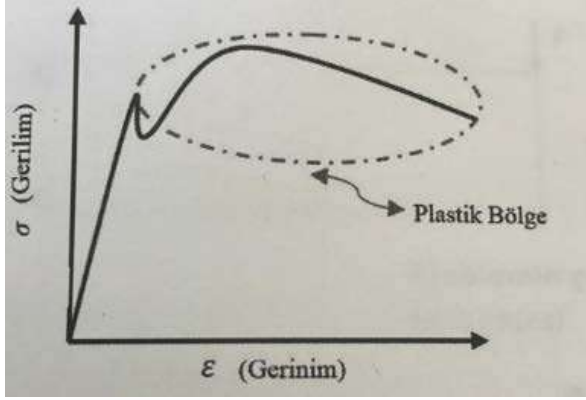
Şekil 12 - Gerilim ve gerinim grafiği (elastik bölgesi)



Bir malzemeye etki eden kuvvet ortadan kalktığı anda malzeme eğer kendi şekline geri dönüyorsa değişimi kalıcı değildir. Bu olaya ise **elastik deformasyon** olarak adlandırılmaktadır.

- **Linear Olmayan Analiz:** Linear olmayan analiz malzemeye uygulanan yükünün genellikle plastik deformasyon bölgesinde kalmasından dolayı gerçekleştirilen bir analiz türüdür.

Şekil 13 – Gerilim ve gerinim grafiği (plastik deformasyon bölgesi)

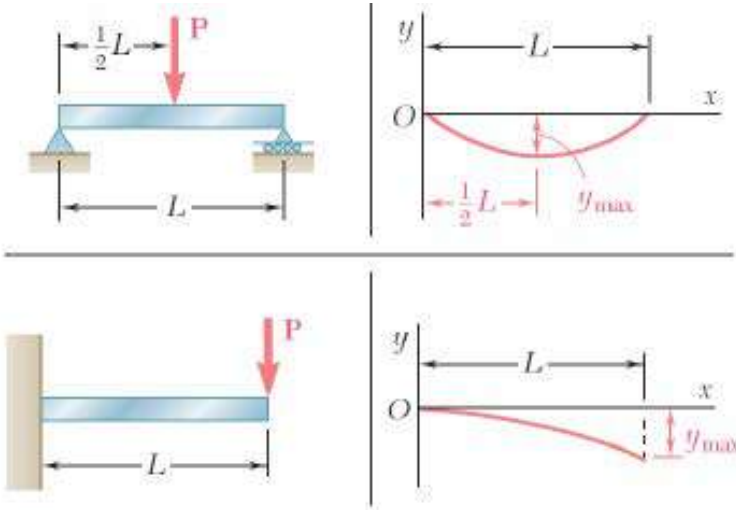


Bir malzemeye etki eden kuvvet ortadan kalktığıında malzeme eğer kendi şekline geri dönmüyorsa bu malzemenin şekil değişimi kalıcıdır. Bu olaya ise **plastik deformasyon** olarak adlandırılmaktadır. Bu çalışmada yaprak yayların yük taşıma kapasiteleri ve yorulma dayanımları hesaplanmıştır. Yaprak yayların analizi sonucu güvenlik faktörleri ve kullanılacak standartlar belirlenmiş olup sonlu elemanlar analizi (FEA) metodu uygulanmıştır. Analiz her yaprak yay modeli için alınan teknik resimler kullanılarak ANSYS Workbench 18.1 yazılımında gerçekleştirilmiştir.

Bu analizi TS EN 15620 Standardı (Ayarlanabilir Palet Raf Sistemleri - Çarpılma Ve Aralık Toleransları) referans alınarak yapılmaktadır.

- Maksimum yükte, izin verilen maksimum sehim, köprü kirişlerde travers boy uzunluğunun 200'e oranını geçemez. ($y < L/200$)
- Maksimum yükte, izin verilen maksimum sehim, konsol kirişlerde travers boy uzunluğunun 100'e oranını geçemez. ($y < L/100$)

Şekil 14 – Maksimum sehim oranları



3.1.2. Deney Öncesi Kabuller ve Varsayımlar

Analiz sürecinde ve sonuç değerlendirmesinde EN 15620 standardı kabul edilmiştir. Yaprak yayların geometrisi analize tâbi tutulmuştur. Malzemenin bükülmesi asıl taşıyıcı elemanlar kabul edilip profil indirgemesi yapılmıştır. TS EN 15635 (Saklama Ekipmanlarının Uygulama Ve Bakımı) standardı gereği uygun yükleme yapıldığı ve komponentlerinin hasar almadığı varsayılmış olup yükün profillere homojen dağıldığı kabul edilmiştir.

Yayların topolojisi gereği kapasite analiz sürecinde temel olarak travers sehim kontrolü ve güvenlik faktörü seçimi yapılmıştır. Yaprak yay sistemlerinde yaygın olarak sehim kontrolünün elzem olması sebebiyle standartlara verilen örnek güvenlik faktörleri genelde 1.5 – 1.75 mertebelerinde olmaktadır. Malzeme yapısal çelik olan St37 olarak belirlenmiştir. Bu malzeme için izin verilen maksimum yükleme 140 MPa civarında alınmış olup güvenlik faktörü 1.68 mertebelerinde tutulmuştur. Bazı durumlarda sehim sınırlayıcı faktör olurken bazı bölgelerde birleştirilmiş stres baskın parametre haline gelmektedir. Analiz boyunca her iki kontrol de yapılacaktır.

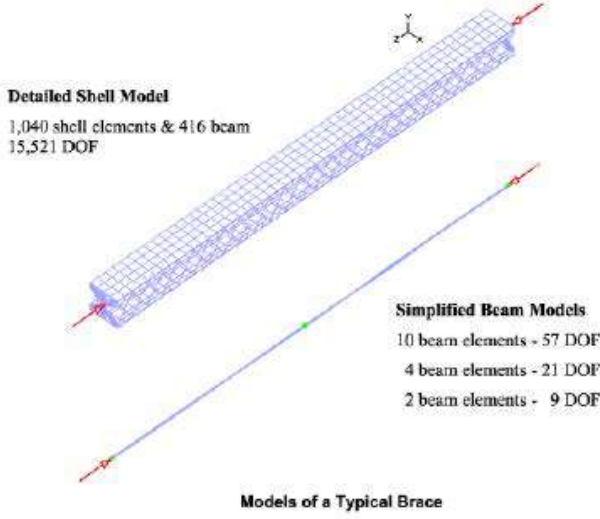
Burkulma kontrolü için kritik yükleme Yük Çarpanı ile belirlenecektir. Genel kabul gören bir prensip olarak kritik yükün izin verilen maksimum yüklemenin en az 3 katı mertebelerinde olması beklenmektedir. Dolayısıyla Yük Çarpanı'nın 3 civarı veya 3'ten büyük bulunması durumunda burkulma açısından güvenlik sağlanmış olacaktır. Kullanılan yapı elemanlarının uygun yöntemler (civata, tırnak vs.) ile kolon kirişlere bağlandığı göz önünde bu-

ludurulduğunda profil birleşim yerlerine çarpılma serbestliği verecek bir rijitlik tanımlanmıştır. Bu özellikle burkulma analizi için elzemdir.

3.1.3. Mesh

1D doğrusal modele sahip profiller 3D versiyonlarına kıyasla çok daha az mesh sayısı gerektirmektedir.

Şekil 15 – Meshleme



Her bir doğrusal eleman bağlı olduğu ve temsil ettiği profilin mekanik özelliklerini taşımaktadır. Bu mekanik özelliklerin en başında profil kesiti geometrisi gelmektedir. Benzer durum düzlemsel elemanlar için de geçerli olup mekanik olarak bağlı oldukları sacın kalınlığını analize yansıtılmaktadırlar.

Uzunluk olarak metreler arası değişen raf bölmeleri için mesh boyutları göreceli olarak seçilmelidir. Profiller için 1D doğrusal mesh boyutu 7.5 mm seçilmiştir. Yani her bir doğrusal profil 7.5mm'lik segmentlere bölünmüştür. 7.5mm'lik mesh boyutu analiz doğruluğu için göreceli olarak yeterli seviyededir. Yaprak yay için 2D düzlemsel mesh boyutu tanımlanmamıştır. Yazılımın adaptif mesh yöntemi gerekli düzlemsel mesh boyutlarını kenarlara göreceli olarak ayarlamaktadır. Aşağıda analizde kullanılan örnek bir hibrit doğrusal ve düzlemsel mesh gösterilmiştir.

3.1.4. Yükleme ve Sınır Şartları

Yükleme her bir kompartımana homojen olarak dağıtılmış olup yük miktarı maksimum izin verilen sehim ve izin verilen stres sınırına ulaşılan kadar iteratif bir şekilde arttırılmıştır. Yüksek travers uzunluğuna sahip olan yaprak yaylar kendi ağırlığı da deplasman yaratacaktır. Bu etkiyi modellemek adına analiz ortamına aşağı yönde yer çekimi tanımlanmıştır. Yaprak yaylar uçlarından sabitlenmiş olup zemine basma şartını yerine getirmek için yere özellikle temas eden yaprak yay uçlarına yükseklik değişimi ve rotasyon izni verilmemiştir.

3.1.5. Tip – 1 Yaprak Yay ve Tip – 2 Yaprak Yay Analiz Tablosu

Tablo – 1 Analiz Tablosu

ANALİZ SONUÇ TABLOSU	Tip - 1	Tip - 2
Kuvvet (N)	7920	30250
Maksimum Sehim (mm)	1,21	0,41
İzin verilen Maksimum Sehim (L/200 mm)	4,9	3,3
Maksimum Stres (von-Mises MPa)	140,03	139,93
Yük çarpanı (1) > 3	1598,4	1623,3
Yük çarpanı (2) > 3	1609,9	1680,7
Yük çarpanı (3) > 3	1620,5	1734,9
Yük çarpanı (4) > 3	1635,1	1830,8
Malzeme Adı	St 37 Çeliği	St 37 Çeliği
Yaprak yay taşıma kapasitesi (kg)	807	3080
Malzemenin akma mukaveti (MPa)	235	235
Emniyet Katsayısı (Akma Mukavemeti / Maksimum Stres)	1,68	1,68
Yorulma Döngü Sayısı	1000000000	1000000000
En çok darbe alınan bölge	Yaprak Yay Ağırlık Merkezi	Yaprak Yay Gözleri

Tip – 2 teknik ölçüleri; uzunluk 666 mm, genişlik 65 mm, ek kalınlığı 10mm, yaprak yay göz çapı 14mm olarak ayarlanıp analiz işlemine sokulduğunda. Tablo – 1’de ki gibi sonuçlar elde etmekteyiz.

SONUÇ VE ÖNERİLER

Deneylerin sonucunda, Tablo – 1’de yaprak yaylarında yükleme miktarları belirlenirken sehim ve stres bakımından güvenli kalacak şekilde sınır değerlerine ulaşılan kadar iterasyon yapılmıştır. Sonuç bölümünde yaprak yayları için bahsi geçen yüklemelerin kilogram karşılıklarını tip -1 için 807 kg olarak tip – 2 için ise 3080 kg olarak bulunmuştur. Yaprak yayın kapasitesinin artırması için gereken değişiklikler yaprak yayın kalınlığını arttırmak, uzunluğunu kısaltmak, genişliğini arttırmak olmuştur. Yaprak yayın ölçülerini bu parametrelerle değiştirmemizin sonucunda burkulma katsayımızın arttığını gözlemlemiş bulunmaktayız. Yaprak yayın bağlı olan araçlarda tek katlı ve ya çok katlı yaprak yayların sürücünün konforuna göre değişiklik gösterebilir. Bu çalışmanın sonucunda yaprak yayların sürücünün konforuna göre değişkenlik gösterebildiğini gözlemlemiş bulunmaktayız.

Yorulma ömrü hesaplarının girmiş olduğumuz parametrelere bağlı olduğunu ve yaprak yayın ölçülerinin değişkenliğine göre yorulma ömründe değişebileceğini gözlemlemiş bulunmaktayız. Numunenin ölçüleri değiştiği takdirde numuneye uygulanan hasarında değişebildiğini gözlemleyebiliriz. Seri üretim yapan firmalar analiz için uygun parametrelere girmesi halinde yaprak yayın birden fazla versiyonda deneme imkanları olacaktır. Bu durum ise üreticiye ciddi anlamda kar ve zaman kazandırmaktadır.

KAYNAKÇA

- [1] Polat, O. (2012). *Yaprak yayların bilgisayar destekli yorulma analizi* (Master's thesis, Balıkesir Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü).
- [2] Tokgönül, G., Kulaç, G., Şenocak, Ç., & Başalan, E. Ağır Ticari Kamyonadaki Tek Katlı Parabolik Yaprak Yayın Bilgisayar Destekli Tasarımı, Analizi Ve Fiziksel Doğrulaması. *Soma Meslek Yüksekokulu Teknik Bilimler Dergisi*, 2(26), 55-61.)
- [3] Bakanlığı, M. E. (2013). Motorlu Araçlar Teknolojisi İş Makineleri. *Milli Eğitim Bakanlığı, Ankara*.
- [4] Başkent Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü, Yorulma Testi Deney MAK – 402
- [5] Zerkin, D. (2019). *Binek Araçlardaki Rot Başlarında Yorulma Davranışının İncelenmesi* (Master's thesis, Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimler Enstitüsü).
- [6] Karahan, B., & Ince, U. (2015). Bilya Püskürtmenin (Shot Peening) Teknik-Teknolojideki Yolculuğu ve Soğuk Dövme Prosesine Adaptasyonu. *Derin Ekim*, 74, 90.
- [7] Gök, G ve Aslaner, T. (2021). *Dönel Eşmeli Korozyonlu Yorulma Deney Düzenliği (Project Study*, Karadeniz Teknik Üniversitesi Makine Mühendisliği Bölümü).
- [8] Başuslu, O. (1999). *1.2080 (X210Cr12), 1.7225 (42CrMo4) ve Ck45 çeliklerinin Yorulma Dayanımı Açısından Optimum ısl İşlem Parametrelerinin Belirlenmesi* (Doctoral dissertation, Bursa Uludağ University (Turkey)).
- [9] Uludağ Üniversitesi, Çekme ve Basma Deney Föyü 2018