



T.C

ULUDAĞ ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YENİ NESİL TRAKTÖRLER İÇİN YÜKSEK TORK AKTARIMINA SAHİP
UZUN ÖMÜRLÜ DEBRİYAJ TASARIMI**

Oğuz DOĞAN

Doç. Dr. Fatih KARPAT

(Danışman)

YÜKSEK LİSANS TEZİ

MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

BURSA-2015

Her Hakkı Saklıdır.

TEZ ONAYI

Oğuz DOĞAN tarafından hazırlanan “Yeni Nesil Traktörler için Yüksek Tork Aktarımına Sahip, Uzun Ömürlü Debriyaj Tasarımı” adlı tez çalışması aşağıdaki jüri tarafından oy birliği ile Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda yüksek lisans tezi olarak kabul edilmiştir.

Danışman: Doç. Dr. Fatih KARPAT

Başkan : Doç. Dr. Fatih KARPAT
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Üye : Prof. Dr. Necmettin KAYA
Uludağ Üniversitesi
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Üye : Yrd. Doç. Dr. Hüseyin LEKESİZ
Bursa Teknik Üniversitesi
Doğa Bilimleri, Mimarlık ve
Mühendislik Fakültesi
Makine Mühendisliği Bölümü

İmza

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Ali Osman DEMİR

Enstitü Müdürü

.../.../2015

U.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsü, tez yazım kurallarına uygun olarak hazırladığım bu tez çalışmasında;

- tez içindeki bütün bilgi ve belgeleri akademik kurallar çerçevesinde elde ettiğimi,
- görsel, işitsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçları bilimsel ahlak kurallarına uygun olarak sunduğumu,
- başkalarının eserlerinden yararlanılması durumunda ilgili eserlere bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunduğumu,
- atıfta bulunduğum eserlerin tümünü kaynak olarak gösterdiğimi,
- kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapmadığımı,
- ve bu tezin herhangi bir bölümünü bu üniversite veya başka bir üniversitede başka bir tez çalışması olarak sunmadığımı

beyan ederim.

15/6/2015

Oğuz DOĞAN

ÖZET

Yüksek Lisans Tezi

YENİ NESİL TRAKTÖRLER İÇİN YÜKSEK TORK AKTARIMINA SAHİP, UZUN
ÖMÜRLÜ DEBRİYAJ TASARIMI

Oğuz DOĞAN

Uludağ Üniversitesi

Fen Bilimleri Enstitüsü

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman:Doç. Dr. Fatih KARPAT

Debriyaj traktörün güç aktarma sistemindeki en kritik parçalardan biridir. Traktörün zorlu koşullar altında çalışması esnasında maruz kaldığı yükler ve sürücü hataları nedeniyle garanti süresinden önce debriyaj parçalarında hasarlar oluşmaktadır. Bu nedenle debriyajı oluşturan parçaların modern optimizasyon teknikleri kullanılarak yeniden tasarlanması gerekmektedir.

Bu çalışmada yüksek tork aktarımına sahip traktörler için debriyaj parmakları incelenmiştir. Öncelikli olarak hasara uğrayan PTO parmaklarına sonlu elemanlar metodu ile statik ve yorulma analizleri uygulanmış ve sonuçları incelenmiştir. Yeniden tasarım aşamasında öncelikli olarak topoloji optimizasyonu uygulanmıştır. Bu sayede optimum malzeme dağılımı bulunmuş ve yeni tasarımın oluşturulmuştur. Bu tasarımın nihai boyutlarının belirlenmesi için şekil optimizasyonu ve cevap yüzeyi yöntemleri kullanılmıştır. Deney tasarımı metodu kullanılarak belirlenen tasarım parametrelerine bağlı maksimum gerilme, kütle ve yer değiştirme olmak üzere üç farklı denklem elde edilmiştir. Bu denklemler optimizasyon probleminde sınır ve amaç fonksiyonu olarak kullanılmıştır. PTO parmağı son boyutları şekil optimizasyonu sonucunda belirlenmiştir. Yeni tasarım PTO parmağı yeniden analiz edilerek doğrulama çalışması yapılmıştır. Yapılan çalışmaların sonucunda parmak üzerinde oluşan gerilme değeri %30.6 azaltılmış, rijitliği ise %27,9 artmıştır. Ayrıca parmağın kütlesi yaklaşık %6 azaltılmıştır.

Anahtar Kelimeler:Traktör Debriyajı, PTO Parmağı, Topoloji ve Şekil Optimizasyonu, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Cevap Yüzeyi Metodu.

2015, vii+ 85 sayfa.

ABSTRACT

MSc Thesis

DESIGNING A HIGH TORQUE CAPACITY, DURABLE CLUTCH FOR NEW GENERATION TRACTORS

Oğuz DOĞAN

Uludağ University

Graduate School of Natural and Applied Sciences

Department of Mechanical Engineering

Supervisor: Assoc. Prof. Dr. Fatih KARPAT

Clutch is one of the most critical components in the tractor's power transmission system. Due to the loads which are exposed to tractor during the operations under harsh conditions and driver mistakes, some failures occur in the clutch components before the warranty period. For this reason, these failed components are required to redesign by using modern optimization tools.

In this study, clutch fingers for tractors with high torque transmission were examined. In the first case, conventional designs of the PTO fingers are analyzed by using finite element analysis according to static and fatigue analysis procedures. In the redesign phase, topology optimization was implemented as a priority. Thus, the optimum distribution of material was found and the new design created. To determine the ultimate size of the new design, shape optimization and response surface techniques were used. By using DOE method three different equations are gained which are maximum stresses, mass, and displacement depending on the selected design parameters. These equations are used in the optimization problem as objective and constraint equations. The final dimensions of the fingers are determined after shape optimization. The new designs of the PTO fingers are re-analyzed for validation process. As a result of the study the finger mass is decreased 6%. Maximum Equivalent Von-Mises stress reduction of 30.6% is achieved. The rigidity is improved up to 27.9% compared to the initial design.

Key Words: Tractor Clutch, PTO Finger, Topology and Shape Optimization, Finite Element Method, Response Surface Method.

2015, vii+85 pages.

İÇİNDEKİLER

Sayfa

ÖZET	i
ABSTRACT.....	ii
İÇİNDEKİLER	iii
TEŞEKKÜR.....	v
ŞEKİLLER DİZİNİ.....	vi
ÇİZELGELER DİZİNİ	viii
1.GİRİŞ	1
2.KAYNAK ARAŞTIRMASI	4
2.1. Türkiye’deki Tarım Sektörünün Durumu	4
2.2. Türkiye’de Tarımsal Mekanizasyon Düzeyi.....	5
2.3. Traktör Güç Aktarma Elemanları.....	6
2.4. Traktör Güç Aktarma Elemanlarında Nümerik Çalışmalar	14
2.4. Traktör Debriyaj Mekanizması ile İlgili Yapılan Patent Araştırmasının Sonuçları.	19
3.MATERYAL VE YÖNTEM	22
3.1. Traktör Debriyajı.....	22
3.1.2. Traktör Debriyajı Bileşenleri	23
3.1.3. Traktör Debriyaj Çeşitleri	26
3.1.4. Debriyaj Çalışma Prensibi	27
3.1.5. Traktör Debriyajı Çalışma Prensibi	31
3.1.5.1. PTO Parmağı Çalışma Şartları	31
3.1.5.2. Sürüş Parmağı Çalışma Şartları	32
3.2 Traktör Debriyajı Doğrulama Testleri	32
3.2.1. Açısal Yorulma Testi	33
3.2.2. Eksenel Yorulma Testi.....	33
3.2.3. Devir Altında Eksenel Yorma Testi	34
3.2.4. Termal Test	34
3.2.4. Patlatma Testi.....	35
3.3. Traktör Debriyaj Parmak Mekanizması	35
3.4. Debriyaj Parmak Tasarım Aşaması.....	36
3.5. Traktör Debriyaj Parmakları Doğrulama Çalışması	38
3.6. Sonlu Elemanlar Yöntemi	38
3.6.1. Doğrusal Statik Analiz	40
3.6.2. Yorulma Analizi.....	41
3.7. Optimizasyon Teknikleri.....	41
3.7.1. Topoloji Optimizasyonu	42
3.7.2. Şekil Optimizasyonu	43
3.7.3. Boyut Optimizasyonu	43
3.8. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Parmakların Doğrulanması.....	44
3.8.1. Analizlerin Kurgulanması	45
3.8.2. P0 (Aşınmamış) Durumu İçin Sonlu Elemanlar Analizi Kurgulanması.....	46
3.8.2.1.Lineer Statik Analizlerin Kurgulanması	46
3.8.2.2.Yorulma Analizlerinin Kurgulanması.....	55
3.8.3. Aşınmış Durumu İçin Sonlu Elemanlar Analizi Kurgulanması.....	53
3.9. Topoloji Optimizasyonunun Gerçekleştirilmesi	57
3.10. Deney Tasarımı ve Şekil Optimizasyonu.....	58

4.BULGULAR	60
4.1. P0 (Aşınmamış) Durumu İçin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları	60
4.2. Aşınmış Durumu İçin Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları	62
4.3. Topoloji Optimizasyonu Sonuçları	63
4.4. Deney Tasarımı Sonuçları ve Cevap Yüzeyleri	66
4.5. Şekil Optimizasyonu Sonuçları ve Nihai Tasarımı	71
4.6. Nihai Tasarımın Doğrulanması	74
5. SONUÇ	77
6.KAYNAKLAR	80
ÖZGEÇMİŞ	84

TEŞEKKÜR

Bu tez çalışmamın hazırlanması sũresince bana her konuda yardımcı olan ve beni yetiştiren değerli danışman hocam Doç. Dr. Fatih KARPAT 'a teőekkũr ederim.

Yũksek lisans eğitimimin her aşamasında gũrũř ve yũnlendirmelerinden faydalandığım değerli hocalarım Doç. Dr. Kadir ÇAVDAR 'a ve Prof. Dr. Necmettin KAYA 'ya teőekkũr ederim.

Tezin yazım kısmında desteklerini esirgemeyen Arş. Gũr. Celalettin YũCE' ye teőekkũr ederim.

Bu alışma 0456-STZ-2013-2 numaralı “Yeni Nesil Traktũrler için Yũksek Tork Aktarımına Sahip, Uzun Őmũrlũ Debriyaj Tasarımı ve Prototip İmalatı” isimli San-Tez projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir. Bu nedenle T.C. Bilim, Sanayi ve Teknoloji Bakanlığı, Bilim ve Teknoloji Genel Mũdũrlũęũ'ne teőekkũr ederim.

Projenin sanayi ortağı olan Valeo Otomotiv Sis. End. A.ř firmasına ve çalışanlarından Yũk. Mũh. Mehmet Onur GENÇ ve Mũh. Hasan şEN 'e teőekkũr ederim.

Bugũnlere gelmemde bũyũk emeği olan aileme ve eğitim hayatım boyunca emeklerini esirgemeyen tũm hocalarıma teőekkũr ederim.

Oğuz DOğAN

15/6/2015

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sayfa

Şekil 2.1. Volan ve debriyaj montajı	9
Şekil 2.2. Diyafram yay parmakları (a) ve yay kabartmalı parmakları (b)	11
Şekil 3.1. Tek plakalı debriyaj şematik görünümü	24
Şekil 3.2. Diyafram yay	25
Şekil 3.3. Traktör debriyajı bileşenleri.....	26
Şekil 3.4. Geleneksel tasarım ve tek parmak güvenli tasarım traktör debriyajları	27
Şekil 3.5. Debriyaj diski şematik görüntüsü	27
Şekil 3.6. Şematik motor-debriyaj-iş makinesi sistemi	28
Şekil 3.7. Debriyajın devreye girme süreci	30
Şekil 3.8. PTO parmağı çalışma prensibi	31
Şekil 3.9. Sürüş parmağı çalışma prensibi	32
Şekil 3.10. Açısal yorulma test düzeneği	33
Şekil 3.11. Aksel yorulma test düzeneği	33
Şekil 3.12. Devir altında aksel yorulma test düzeneği	34
Şekil 3.13. Termal test düzeneği	34
Şekil 3.14. Traktör debriyaj parmak mekanizması	36
Şekil 3.15. Traktör debriyaj parmakları tasarım ve üretim aşamaları	37
Şekil 3.16. Traktör debriyaj parmakları CAD modelleri	38
Şekil 3.17. ANSYS workbench çalışma ara yüzü.....	46
Şekil 3.18. ANSYS engineeringdata statik lineer analiz için malzeme tanımı	48
Şekil 3.19. ANSYS design modeler 'e aktarılan parmak geometrisi	48
Şekil 3.20. Tanımlanan malzemenin modellere atanması	50
Şekil 3.21. Virtual topology işlemi	50
Şekil 3.22. Temas tanımları	51
Şekil 3.23. Doğrusal Olmayan Yay Tanımı (Aşınmamış durum için).....	52
Şekil 3.24. Model ağ yapısı	53
Şekil 3.25. Sınır şartları tanımlamaları	54
Şekil 3.26. Aşınmış ve aşınmamış durumda yay karakteristikleri	56
Şekil 3.27. Topoloji tasarım alanı	57
Şekil 3.28. Boyut optimizasyon parametreleri	59
Şekil 4.1. P0 (aşınmamış) durumu için parmak üzerinde oluşan maksimum gerilmeler.	60
Şekil 4.2. P0 (aşınmamış) durumu için yorulma ömrü	61
Şekil 4.3. Aşınmış durumu için parmak üzerinde oluşan maksimum gerilmeler	62
Şekil 4.2. P0 (aşınmamış) durumu için yorulma ömrü	61
Şekil 4.4. Aşınmış durumu için yorulma ömrü.....	63
Şekil 4.5. Topoloji optimizasyonu sonucu oluşan malzeme dağılımı	64
Şekil 4.6. Topoloji Optimizasyonu Sonucu Gerçekleştirilen Yeni Tasarım Parmak Modeli	64
Şekil 4.7. Yeni tasarımın ANSYS Workbench ortamına aktarılması ve sınır şartları	65
Şekil 4.8. Yeni Tasarım sonlu elemanlar analizi gerilme sonuçları	65
Şekil 4.9. Yeni tasarım sonlu elemanlar yorulma analizi sonuçları	66
Şekil 4.10. Gerilme Cevap Yüzeyi 3D Grafiği	68
Şekil 4.11. Gerilme Cevap Yüzeyi 2D Grafiği	68

Şekil 4.12. Yer Değiştirme (Eğilme) Cevap Yüzeyi 3D Grafiği	69
Şekil 4.13. Yer Değiştirme (Eğilme) Cevap Yüzeyi 2D Grafiği	69
Şekil 4.14. Kütle İçin Cevap Yüzeyi 3D Grafiği	70
Şekil 4.15. Kütle İçin Cevap Yüzeyi 2D Grafiği	70
Şekil 4.16. Şekil optimizasyonu sonucunda tasarlanan yeni parmak geometrisi	74
Şekil 4.17. Yeni tasarım sınır şartları	74
Şekil 4.18. Yeni tasarım gerilme sonuçları	75
Şekil 4.18. Yeni tasarım yorulma analizi sonucu	75

ÇİZELGELER DİZİNİ

	Sayfa
Çizelge 4.1. Şekil optimizasyonu için yapılan deney tasarım çalışması.....	66
Çizelge 4.2.. Sonlu elemanlar sonuçları ve denklemlerden çıkan değerlin karşılaştırılması	71
Çizelge 4.3. Şekil optimizasyonu sonuçları	73
Çizelge 5.1. İlk ve optimize edilmiş tasarımların karşılaştırılması.....	79

1. GİRİŞ

Küresel ısınma ile ortaya çıkan çevresel felaketler ve plansız şehirleşme neticesinde zaten sınırlı kapasitedeki tarımsal alanlar gün geçtikçe azalmakta ve verimsizleşmektedir. Günümüzde hızla artan nüfusun gıda gereksinimini karşılamak bu kısıtlı tarım alanlarından daha fazla verim alınması ve tarıma elverişli olmayan toprakların ıslahı ile mümkün olacaktır. Tarımsal üretimde birim alandan yüksek verim elde edilmesi tarımsal mekanizasyon düzeyine bağlıdır. Tarımda makine kullanımı, diğer tarım teknolojisi uygulamalarından farklı olarak, verim artışını doğrudan etkilemekle beraber, kırsal kesimde yeni üretim yöntemlerinin uygulanmasına olanak sağlamaktadır.

Tarımsal mekanizasyonun temel taşı olan traktör, zirai işlemlerde kullanılan diğer makine ve ekipmanlarında verimini doğrudan etkileyen bir araçtır. Ülkemiz verimli toprakları ve tarımsal faaliyetleri doğrultusunda dünyanın en büyük 5. traktör pazarı haline gelmiştir. Üretim miktarları bakımından Avrupa'nın 3. büyük traktör imalatçısı olan Türkiye, 120 ülkeye traktör ve ekipmanları ihracatı gerçekleştirmektedir. Bu denli büyük üretim miktarlarına rağmen geçtiğimiz yıllarda traktör ve yedek parça ithalatı %80 artmıştır. Bu artış değişen tarım yapımızın ihtiyaç duyduğu yüksek güç üretimine sahip traktörler ve kaliteli yedek parça ihtiyacından kaynaklanmaktadır.

Kırsal kalkınma destekleri, traktör parkı yenileme programları gibi çiftçiyi traktör alımına teşvik eden devlet destekleri sayesinde traktör üretiminin ve satışlarının önümüzdeki yıllarda daha da artacağı beklenmektedir. Ayrıca traktör motorlarına getirilen TIER3 emisyon standartları sonucunda ana sanayi üretilecek olan traktörlerin güç aktarma organlarındaki kayıpların en aza indirilmesini debriyaj üreticilerinden talep etmektedir. Üretimdeki bu artış ve değişimler traktör ve yan sanayisinde yeni ve kaliteli ürün ihtiyacı ortaya çıkaracaktır. Bu açık ülkemiz öz kaynakları ile karşılanamadığı takdirde ithalat gerçekleştirilecek ve cari açığımızda artış olacaktır.

Yapılan bu çalışmada yeni nesil traktörlerde kullanılmak üzere uzun ömürlü, tasarım ömrü 1,000,000 çevrim olan PTO parmağı tasarım, analizi, optimizasyon ve doğrulama

işlemi gerçekleştirilmiştir. Bu tez çalışması "Yeni Nesil Traktörler için Yüksek Tork Aktarımına Sahip, Uzun Ömürlü Debriyaj Tasarımı ve Prototip İmalatı" başlıklı San-Tez Projesi kapsamında gerçekleştirilmiştir ve projenin bir çıktısı olarak hazırlanmıştır. Yürütülen proje kapsamında 125 HP ve üzeri motor gücüne sahip traktörler için 550 Nm 'ye kadar tork aktarma kapasitesi olan ve 1000 saat gibi yüksek kullanım ömrü garanti edilmiş traktör debriyajı tasarımı ve üretimi gerçekleştirilecektir.

Çalışmanın Kaynak Araştırması bölümünde, Türkiye'deki tarım sektörü ve mekanizasyon düzeyi ile ilgili bilgiler verilmiştir. Traktör güç aktarma organları ve bu organlar içerisindeki önemli elemanlardan biri olan traktör debriyajı ile ilgili bilgiler verilmiştir. Aktarma organları arasındaki yeri ve önemine değinildikten sonra konu ile ilgili olan bilimsel yayınların özetlenmesine geçilmiştir. Literatür özeti üç ana başlık altında toplanmaktadır. İlk olarak debriyaj ile ilgili deneysel çalışmalara yer verilmiştir. Literatürde yer alan deneysel çalışmalar özetlenmiştir. Ardından sonlu elemanlar metodunun kullanıldığı çalışmalara yer verilmiştir. Son olarak, tasarımda kullanılan optimizasyon teknikleri topoloji ve şekil optimizasyonu ile ilgili çalışmalara yer verilmiştir.

Çalışmanın Materyal ve Metot kısmında traktör debriyajı ayrıntılı olarak ele alınmıştır. Traktör debriyajının genel güç aktarma organları içerisindeki görevleri açıklanmıştır. Ardından traktör debriyajı bileşenleri ve debriyajı içerisindeki görevleri tek tek açıklanmıştır. Hali hazırda kullanılmakta olan traktör debriyaj çeşitlerine ve traktör debriyajı doğrulama testlerinden bahsedilmiştir. Bu çalışmanın temel konusu olan debriyaj parmak mekanizmasından bahsedildikten sonra, optimize edilecek olan PTO parmağı tasarımına ve tasarım kriterlerine değinilmiştir. Ayrıca bu çalışmada gerçekleştirilen analiz, optimizasyon, deney tasarım, cevap yüzeyi, yeniden tasarım ve yeni tasarımın doğrulanması çalışmaları sırası ile anlatılmıştır.

Çalışmanın bulgular kısmında öncelikli olarak hasara uğramış parmağın gerilme ve yorulma analizlerinin sonuçları verilmiştir. Daha sonra yapılan topoloji optimizasyonun sonuçları ile cevap yüzeyi sonuçları değerlendirilmiştir. Son olarak da şekil optimizasyonu ile ilgili elde edilen bulgular açıklanmıştır.

Sonuç kısmında ise bu çalışmada gerçekleştirilen topoloji ve şekil optimizasyon ile elde edilen yeni parmak ile hasarlı parmak arasındaki sonlu elemanlar analiz sonuçları karşılaştırılmış ve elde edilen sonuçlar sırası ile sunulmuştur.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Çalışmanın bu bölümünde ilk olarak tarım ve tarımdaki mekanizasyonun öneminden bahsedilmiş ve Türkiye'deki durumuna değinilmiştir. Traktör güç aktarma organları hakkında bilgiler verilmiş ve özellikle traktör debriyajı ve PTO üzerinde durulmuştur. Güç aktarma organları ile ilgili literatürde yapılmış olan çalışmalar derlenmiştir. Son kısımda ise tasarım ve doğrulama aşamalarında kullanılan optimizasyon yöntemleri ve sonlu elemanlar analizleri ile ilgili bilgiler verilmiş ve bu alanda yapılan çalışmalara yer verilmiştir.

2.1. Türkiye'deki Tarım Sektörünün Durumu

Tarım bitkisel ürünlerin kaliteli, verimli, sağlıklı bir şekilde üretilmesini ve son tüketiciye ulaşmasını amaçlayan bir bilim dalıdır. Tarım sektörü, gelişmişlik düzeyi ne olursa olsun tüm ülkelerin ekonomilerinde önemli bir yere sahiptir. Bu sektör, ülkelerin nüfuslarının gıda gereksinimini karşılaması, tarıma dayalı sanayinin hammadde kaynağını oluşturması, belirli bir kesime istihdam olanağı sağlaması ve dışa bağımlılığın önlenmesi gibi nedenlerle ekonomilerde stratejik bir rol oynamayı sürdürmektedir. İnsanların beslenmesi için gerekli gıda madde ve hammaddelerini üreten bu sektörün önemi, ticaret hacminin büyümesi, kişi başına düşen tüketim miktarlarının artması ve tarım arazilerinin azalması ile önümüzdeki yıllarda daha da artacaktır (İleri 2013).

Tarımsal üretim olarak dünyada kendi kendine yetebilen ülkeler arasında sayılan ülkemiz mevcut tarımsal potansiyelini sanayisine paralel olarak geliştirmektedir. Türkiye, dünyanın sekizinci büyük tarımsal ekonomisine sahip olması, yirmiden fazla ürünün üretiminde dünyada ilk beşte yer alması ile dünya genelinde tarım sektöründe önemli ve rekabet edebilecek bir ülke konumuna gelmiştir.

2.2.Türkiye’de Tarımsal Mekanizasyon Düzeyi

Tarımsal üretimde birim alandan yüksek verim elde edilmesi günümüzün başlıca amaçlarındandır. Ancak, yoğun tarımsal faaliyetler sonucunda, özellikle gelişmekte olan ülkelerde, toprak erozyonu, tuzlanma, toprak sıkışması, kuraklık gibi önemli sorunlar ortaya çıkmaktadır. Tarımda makineleşmeyle birlikte tarımsal işlemler makine ve enerji kullanımıyla gerçekleştirilmeye başlanmış ve bu yolla daha hızlı ve daha büyük kapasitede üretim mümkün olmuştur (Çakır 2005).

Tarımsal mekanizasyonun amacı insan iş gücünün verimini arttırarak yapılan işin maliyetini düşürmektir. Bu, direkt olarak birim iş için sarf edilen zamanın azaltılması veya dolaylı olarak birim alandan elde edilen verimin arttırılması ile gerçekleşir. Makineli tarım sayesinde insan gücünden çok daha kuvvetli olan motor gücünden istifade edilir. Toprak işleme, ekim, dikim, hasat, harman, nakliye gibi işlemler makine ile daha verimli ve kısa zamanda yapılabilmektedir.

Tarım sektöründeki en önemli teknolojik yatırım olan mekanizasyon için kullanılan araçları kuvvet ve iş makineleri olarak iki ana gruba ayırabiliriz. Tarımsal mekanizasyon sistemi içerisinde kuvvet makinesi olarak traktör, en önemli konuma sahiptir. Ayrıca, mekanizasyon yatırımlarının önemli bir bölümü traktöre aittir. Diğer grup ise iş yani tarım makineleridir. Bu grubu zirai işlemede kullanılmak üzere imal edilen makine ve aletler oluşturmaktadır. Birincil ve ikincil toprak işleme makineleri olmak üzere ikiye ayrılırlar. Birincil toprak işleme makineleri grubunu, anız bozmada, toprak yırtmada vb. işlemlerde kullanılan pulluklar, kültivatörler (kaz ayakları), dip kazanlar gibi makineler oluşturmaktadır. İkincil toprak işleme makineleri grubu ise, rotatiller (freze), merdane, mibzer, ekim makinesi, çizel, gübre makinesi, pülverizatör (ilaçlama makinesi) gibi makineler oluşturmaktadır(Çakır 2005).

Tarım alet ve makineleri imalat sektörünün temelini oluşturan traktörün üretimi ve kullanımı ülkemizdeki tarım sektöründeki gelişmelere paralel olarak son yıllarda katlanarak artmaktadır. Traktörde son elli yılın imalat ortalaması yıllık yaklaşık yirmi dokuz bin adettir. 2011 yılı ise yaklaşık atmış üç bin adet üretimin gerçekleştirilerek

imalat rekorunun kırıldığı yıl olarak kayıtlara geçmiştir. 2011 yılında fabrikaların kurulu kapasitesi, talebi karşılamakta zorlanmış, ek kapasiteler oluşturulmuştur. Bu dönemde yan sanayinin ana sanayiye parça tedarikinde talebi karşılayamadığı da görülmüştür. Üretim adetleri bakımından Avrupa Birliği (AB) ile mukayese ettiğimizde AB traktör üretiminin yaklaşık %30'u mertebesinde traktör ülkemizde üretilmektedir. Bu anlamda ülkemiz Avrupa'nın üçüncü büyük traktör üreticisidir(İleri 2013).

Tarımsal mekanizasyonun en temel unsuru olan traktör ülkelerin ve bölgelerin tarımsal kalkınmışlık seviyelerinin belirlenmesinde en önemli parametrelerden biridir.Acar ve ark.(2011) Tarımsal mekanizasyonun başarılı ve verimli olabilmesi için en temel unsurun traktör olduğunu ve tarım sektöründeki işlevlerin her birinde görev alan bir araç olduğunu belirtmişlerdir. Diğer tarım makinelerinin de verimliliğinde önemli bir rol oynayan traktörden en yüksek verimi alabilmek için çeşitli parametrelere bağlı olarak seçim yapılması gerektiğini vurgulamışlardır. Traktörün seçimindeki kriterleri iki ana başlık altında incelemiş ve bunlardan önemli olanlarını şu şekilde açıklamışlardır.

1. Teknik özellikler:

- Motorun çalışma durumunda kuyruk mili, çeki kancası gibi güç gerektiren organlara yeterli gücü sağlaması,
- Traktörün ağırlığı ve bu ağırlığın akslar üzerindeki dağılımının göz önünde bulundurulması,
- Değişik çalışma koşullarına uygun hız değerlerini verebilecek sayıda yeterli vites kademesine sahip olması,

2. İşletme Özellikleri

- Eğimli arazilerde; çift çeker de denilen dört tekerleği muharrik, ağırlık merkezinin yerden yüksekliği az, iz genişliği fazla, fren donanımı güçlü traktörlerin seçilmesi,
- Killi ağır toprakların işlenmesinde daha güçlü ve dönme momenti büyük traktörlerin kullanılması,
- İşletmelerdeki iş yoğunluğuna bağlı olarak ortaya çıkacak güç gereksinimine göre seçim yapılması,
- İşletmede mevcut bulunan tarım ekipmanlarına uygun traktör satın alınması,

2.3.Traktör Güç Aktarma Elemanları

Traktörler temel olarak çeşitli tarımsal faaliyetlerde kullanılmaktadırlar. Tarımsal mekanizasyona yardımcı olması amacıyla traktörlere iş makinelerinin bağlanabildiği bağlantı üniteleri ve güç çıkış üniteleri eklenmiştir. Boyutları ve işlevleri standartlarla belirlenmiş bu üniteler yardımıyla traktörler ve tarım makineleri koordineli bir şekilde çalışabilmektedirler. Bu eklenen sistemlerden en önemlileri üç nokta bağlantı düzeni, çekme düzeni, kuyruk mili (PTO) ve mafsallı mildir.

Traktörlerde güç gereksinimi, genellikle çalışma koşullarına göre hesaplanır. Bu durum traktör seçimini etkileyen çok önemli bir faktördür. Yapılacak olan tarımsal faaliyetin niteliğine göre gereken güç aktarımı bilinmelidir. Bunun yanı sıra toprak ve arazi yapısı, mevsim, çalışma şartları ve süresi, kullanıcı profili gibi etkenlerde tarım makineleri için traktörün üretmesi gereken gücü değiştirebilecek parametrelerdir.

Tarlada çekilerek çalıştırılan tarım makinelerinde güç gereksinimi, çalışma koşullarında gereksinim duydukları çeki kuvveti ve ilerleme hızına göre değişmektedir. Makinenin gereksinim duyduğu çeki gücü, makinenin çeki kuvveti ve makinenin çalışma hızı ile doğru orantılı olarak değişmektedir.

Traktörün kuyruk milinden aldığı dönme hareketini, dairesel, düzlemsel, eliptik gibi çeşitli hareketlere dönüştürerek işleyen freze, ekim makinesi gibi makineler de vardır. Bu tür makineler traktörün arka ortasında bulunan kuyruk milinden tahrik alırlar. Günümüzde traktör kuyruk milinden tahrik edilen çok sayıda ekipman bulunduğundan tıpkı üç nokta bağlantı düzeninde olduğu gibi kuyruk milinin de yeri, ölçüleri, şekli, üzerindeki kamaların sayısı ve derinliği ile devir sayısı (540 ya da 1000 d/d) standartlaştırılmıştır (TS 557) ve saat yönünde döner (Acar ve ark. 2011).

Kullanım yerlerine göre kuyruk mili genellikle yol kuyruk mili ve motor kuyruk mili olmak üzere iki şekilde sınıflandırılmaktadır. Ekim makineleri, pülverizatörler ve gübre dağıtıcıları gibi makinelerde kullanılan yol kuyruk milinde devir sayısı ilerleme hızıyla değişir. Dönme momenti vites kutusu arkasından alınır. Bir diğer tür olan motor kuyruk

mili ise güvenli çalışma gerektiren durumlarda, ekipmanların ilerleme hızından bağımsız olarak çalıştırılmasında kullanılır. İki kademeli mekanik debriyajdan yararlanır. Makinede tıkanma olduğunda ilerleme durdurulur ancak makinenin işleyici organları çalışmaya devam eder. Dönme momenti debriyajdan alınır. Traktör kuyruk miline kadar getirilen hareket dönerek çalışan ekipmanlara mafsallı mil aracılığıyla aktarılır. Mafsallı millerde emniyet amacıyla aşırı yük ve boşaltma kavramaları kullanılır. Bunlar ekipmanları, traktörü ve mafsallı milleri aşırı yüklerden korurlar(Acar ve ark. 2011).

Makinenin çeki kuvveti, tarlada çekilerek çalıştırılan makineler için; toplam iş genişliği ve birim iş genişliği başına düşen özgül çeki direnci değerine göre değişir. Özgül çeki direnci, toprağı derinden işleyen makinelerde daha yüksek (örneğin diskli anız bozma pulluğunda 250 kN/m), toprak üzerinde yuvarlanan makinelerde daha düşük (traktörle çekilen üniversal ekim makinesinde 60 kN/m) değerlerdedir (Acar ve ark. 2011).

Traktörlerin çok çeşitli tarım işlerinde kullanılmasından dolayı bu işleri uygun hızlarda yapabilmesi için vites sayılarının fazla olması çok önemlidir. Günümüz traktörlerinde 300-400 kW güç, 1000 Nm'leri aşan dönme momenti, 10000 kg civarındaki ağırlık, 600-700 litre yakıt deposu ve 16 ileri 4 geri vites sayısı, 6 silindir değerlerine ulaşılmıştır. Özellikle Avrupa ve ABD'de yaygın olarak kullanılan bu traktörler çok yoğun mekanizasyon süreci yaşayan tarım faaliyetleri için tasarlanmıştır. Motordan ortaya çıkan güç aktarma organları ile tekerleklere ve diğer ünitelere aktarılmaktadır. Motor ile aktarma organları arasında hareket iletimini sağlayan ve kesen debriyajın görevlerini şu şekilde özetleyebiliriz:

- Motor ile dişli kutusunu birbirine bağlar ve bağlantıyı gerekli zamanlarda keser,
- Motorun torkunu aktarmak,
- Kavrama sırasında kaymadan dolayı açığa çıkan harcanmış enerjiyi absorbe eder,
- İlk hareket sırasında motorun hareketini tekerleklere sınırlı seviyede ileterek aracın sarsıntısız olarak harekete geçişini sağlamak,

Debriyaj sisteminde hareket iletimi, döndüren elemanı teşkil eden düzgün işlenmiş iki madenî yüzeyle (volan-baskı plakası) bunların arasına sıkışmış olan döndürülen disk arasındaki sıkışma kuvveti ile olur. Motor çalışır ve debriyaj pedalı serbest durumda iken baskı yayları, baskı plakasını volana doğru büyük bir hızla iter. Bu kuvvetin debriyaj diski ile volan ve diskle baskı plakası arasında meydana getirdiği sürtünme kuvveti, debriyaj diskinin volan ve baskı plakası ile tek parça hâlinde dönmesini sağlar. Pedala basıldığı takdirde baskı bilyesi ileri sürülerek yay basıncını yener ve baskı plakası üzerindeki kuvveti kaldırır. Dolayısı ile debriyaj diskine etki eden kuvvet ortadan kalkar ve diskle dönen elemanların bağlantısı kalmaz. Bu durumda motor ile güç aktarma organlarının bağlantısı kesilmiş olur(Tarım Akademisi. 2005).

Traktör güç aktarma organlarının görevleri şu şekilde özetlenebilir;

- Traktörün hareketini sağlamak.
- Motordan çıkan devir ve momenti dönüştürerek ayarlamak.
- PTO miline moment aktarımını sağlayarak traktöre bağlanacak tarım aletlerinin moment girişini sağlamak.

Traktör güç aktarma organları; volan, debriyaj dişli kutusu, diferansiyel, aks milleri ve PTO mildir. Motordan üretilen moment motor çıkışında bulunan volana gelir volan motorda üretilen momentin dışarıya verildiği ilk elemandır, traktör debriyajı volan üzerine direk olarak montaj edilmiştir (Şekil 2.1)



Şekil 2.1. Volan ve Debriyaj Montajı

Traktör debriyajı normal binek araçlardan farklı olarak volandan aldığı momenti iki farklı noktaya ulaştırır, sürüş tarafı sayesinde moment dişli kutusuna, PTO tarafı sayesinde moment PTO miline aktarılır.

Debriyaj üzerinden alınan moment tekerleklerin hareketi için dişli kutusuna aktarılır. Dişli kutusunun temel görevi, devir sayısını değiştirerek tekerleklere ulaşan momentin büyüklüğünü ayarlar. Dişli kutusunda moment diferansiyel aktarılır, diferansiyeli görevi kendisine gelen hareketi 90 derece döndürerek aks millerine iletir. Ayrıca dönüşlerde iç bölgede kalan tekerleğin az dış bölgedeki tekerleğin fazla dönmesini sağlayarak emniyetli viraj alınmasını sağlar. Diferansiyelden aks millerine aktarılan moment tekerlekleri döndürerek traktörün hareket etmesini sağlar.

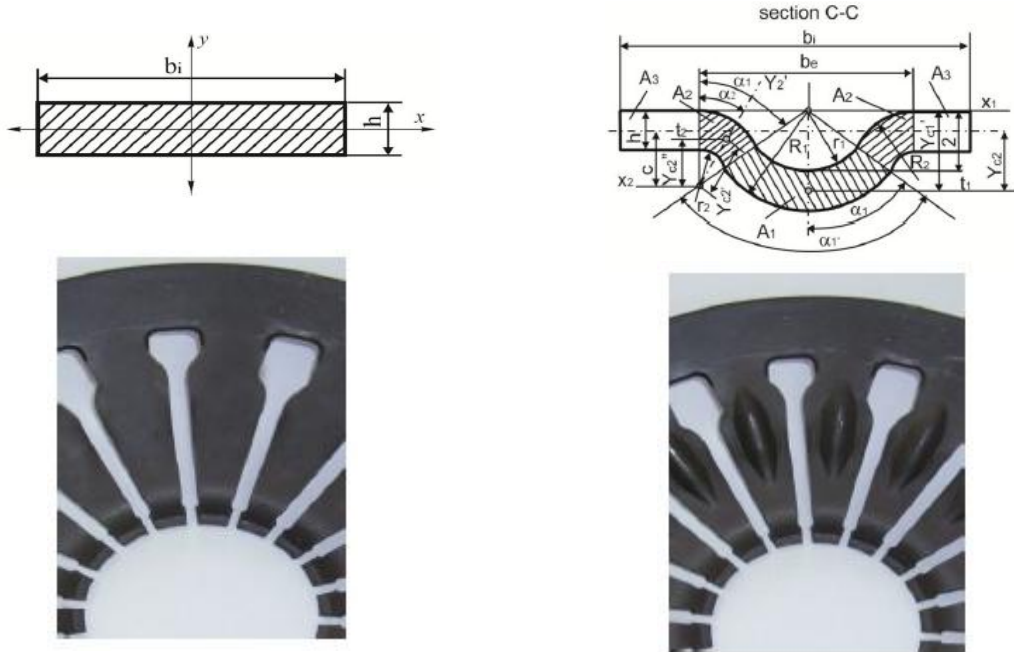
Literatür incelendiğinde güç aktarma organları ile ilgili yapılan çalışmaların çoğunlukla otomotiv güç aktarma organları üzerinde yoğunlaşmış olduğu görülmüştür. Fakat az da olsa traktör güç aktarma organları ile ilgili yapılmış çalışmalara rastlanmıştır.

Tanelli ve ark. (2011) tarım makinelerini diğer araçlardan ayıran en önemli özelliğin çok değişik koşullarda çalışmaları olarak göstermişlerdir. Traktörlerin düşük hızda çok yüksek çeki kuvveti sağlayacak şekilde tasarlandıklarını ve bu özelliğin her vites değerinde maksimum motor gücünden faydalanılması ile oluşacağını belirtmişlerdir. Günümüz traktörlerinin bir çoğunda powershift şanzıman olduğunu ve bu tip şanzımanların 9-30 arası vites seçenekleri bulunduğunu, böylece motor gücünden en verimli şekilde faydalandığını açıklamışlardır.

Nam ve ark. (2000) çalışmalarında debriyajda kullanılan diyafram yayın dizayn parametrelerinin, hassasiyetinin hesaplaması için, diyafram yayı sonlu elemanlar metodu kullanılarak analiz edilmiştir. Diyafram yayın karakteristiği sonlu elemanlar yöntemi ile hesaplanmıştır. Hedef olarak, dayanımı arttırmak için teğetsel gerilmelerin azaltılması ele alınmıştır. Serbest yük karakteristiği ve teğetsel gerilme bir değişken olarak hesaplanmıştır. Diyafram yayı optimize etmek için, öncelikle duyarlılık analizi yapılmıştır. Sıralı doğrusal programlama ile tasarım optimizasyonu elde edilerek optimum diyafram yay boyutları sonuç olarak verilmiştir.

Debriyajın aktaracağı tork yüzey sürtünme yüzey alanına ve bu yüzey alanına dik gelen baskı kuvvetine bağlıdır. Baskı kuvvetini ise debriyajda oluşturan diyafram yaydır. Diyafram yayın karakteristiğine bağlı olarak baskı kuvveti artmaktadır. Bu nedenle aynı çapta yüksek tork aktarımı isteniyorsa diyafram yayın uyguladığı kuvvet artırılabilir. Diyaframın karakteristiği diyafram yayın her bir parmağının boyutuna bağlı olarak değişmektedir. Her bir parmağın alan atalet momenti doğrudan parmakların uyguladığı kuvveti artırıp azaltacağından, parmak geometrisi ile uygun tasarım yaparak parmakların uyguladığı kuvvetler artırılabilir.

Danev ve ark. (2014) diyafram yayın uyguladığı kuvvetin, diyafram yayı oluşturan her bir parmağın atalet momentine bağlı olduğundan yola çıkarak, her bir parmağın atalet momentinin artırılması ile diyafram yayın karakteristiğini artırarak aynı yüzey alanına sahip debriyajdan daha yüksek tork aktarılacağını deneysel ve sonlu elemanlar yöntemi kullanarak kanıtlamışlardır. Her bir parmağın atalet momentini arttırmak için, parmakları düz tasarlamak yerine farklı formlarda parmak tasarımı yapılarak, atalet momentini arttırılmıştır. Buna bağlı olarak yayda meydana gelen yer değiştirmelerde sonlu elemanlar sonuçlarına göre %17 deneysel sonuçlara göre ise %22,5 oranında azalma olduğu gözlenmekte ve model doğrulanmaktadır.



Şekil 2.2. Diyafram yay parmakları (a) ve yay kabartmalı parmakları (b)
(Danev ve ark. 2014)

Li-jun ve ark. (2008) temel debriyaj parametreleri optimize edilerek, debriyaj performans gereksinimleri karşılanacak şekilde yapısal olarak en küçük debriyaj boyutları elde edilmeye çalışılmıştır. MATLAB Optimum toolbox' ı kullanılarak araç debriyajı optimize edilmiştir. Optimize edilmiş 3D Katı model debriyaj tasarımı Pro/E programında sonlu elemanlar analizine tabi tutularak optimum matematik modeli doğrulanmış ve optimize edilen sonuçların kullanılabilir olduğu ispatlanmıştır.

Czél ve ark. (2009) otomobillerde kullanılan seramik debriyaj disklerinin termal sonlu elemanlar analizi ve deneysel analizini yapmışlardır. Problem, ısı bölümü zaman ve hacimsel içinde değişen iki bağımsız sonlu elemanlar modeli ile ele alınmıştır. Isı üretimini modellemek için dağıtılmış bir ısı kaynağı kullanılmıştır. Çalışmada zaman ve ısı taşınım katsayısının alan değişiklikler de dikkate alınmıştır.

Çalışmanın amacı ısı iletimini ve taşınımını geliştirerek daha iyi çalışmalarını koşulları sağlamak için debriyaj sistemlerini analiz etmek ve değiştirmektir. Çalışma ölçüm ve sonlu elemanlar adımları olmak üzere iki kısımdan oluşmaktadır. Ölçümler için prototip debriyaj diski üretilmiştir. Deneysel çalışma için özel bir test bankosu oluşturulmuş üretilen seramik diskler burada deneye tabi tutularak zerinde oluşan maksimum sıcaklar ölçülmüştür. Oluşturulan sonlu elemanlar modeli de deneylerden alınan verilerle oluşturulmuş ve doğrulama çalışması yapılmıştır. Sonuç olarak çevrim sayısına ve zamana bağlı olarak hem seramik disk hem çelik disk üzerinde oluşan sıcaklık dağılımları elde edilmiştir.

Al-Shabibi (2008) yalıtılmış sınır şartlarındaki katı ısı iletimi problemi geçici rejimdeki çözümü yapılmıştır. Problem genellikle sürtünme temas yüzeylerinin gözlendiği otomotive debriyaj ve fren sistemlerinde karşımıza çıkmaktadır. Isı iletim denklemi süper pozisyon yöntemine göre çözümlenerek sonuca ulaşılmıştır. Disk üzerinde oluşan sıcaklık dağılımları zaman ve açığa bağlı şekilde grafiklerle verilmektedir.

Sürtünmeli kavramalarda kavramanın başladığı anda yüzeyler arasında meydana gelen kaymadan dolayı ısı açığa çıkmaktadır. Bu ısı sürtünme malzemenin hasar görmesindeki temel sebeplerde biri olarak görülmektedir. Abdullah ve Schlattmann (2014) açığa çıkan bu ısının düşürülmesi için disk üzerine radyal ve çevresel oluklar açılmış ve sonlu elemanlar analizi ile olukların bir kavraman süresi boyunca disk üzerindeki sıcaklık dağılımına etkisi incelenmiştir. Zamana bağlı yapılan çözümler sonucunda; oluklu disklerin oluksuz disklere karşı sıcaklık yükselişi bakımından daha iyi olduğu ancak aradaki farkın %1 den az olduğu görülmüştür. Buna bağlı olarak sürtünme yüzlerinde kullanılan malzemelerin termal özelliklerinin, küçük bölgelerdeki termal yüklere karşı daha etkili bir parametre olduğu sonuç olarak verilmektedir.

Traktör güç aktarma organları üzerine yapılan çalışmalardan bazıları ise saha testleri ile ilgilidir. Traktörlerin sahada çok farklı koşullar altında çalışıyor olması araştırmacıları bu zorlu koşullarda traktör ekipmanlarının davranışlarını incelemeye yöneltmiştir. Yapılan çalışmalar ile traktör elemanlarının ömürleri ve dayanımları belirlenmeye çalışılmıştır.

Kim ve ark. (2000) traktörün tarla sürümü sırasında aktarma organları üzerindeki yüklemelerin analiz edildiği çalışma Kore arazi şartlarında traktörlerin kullanımı ile ilgili ön araştırma yapmıştır. Beş farklı arazi koşulu ve iki hızda dişli kutusu tahrik mili üzerinde ve araç şaftı tahrik mili yük ölçümleri yapılmıştır. Yükleri ölçmek için giriş miline tork dönüştürücü monte edilmiştir. Bir radyo telemetri sistemi tork dönüştürücü gelen gerilme sinyalleri veri toplama sistemine iletmek için kullanılmıştır. Ölçülen tork sinyallerinin zaman geçmişleri çevrim sayma algoritmaları ile sayısallaştırılmış ve analiz edilmiştir. Farklı faaliyetlerden elde edilen yük spektrumları karşılaştırılmıştır. Çevrim sayma algoritmaları sonucu elde edilen verilerden ömür hesapları gerçekleştirilmiştir.

Şanzıman dişlisi seçiminin, traktör performansı üzerine yapılan bu çalışmada, Kichler ve ark. (2011) yavaş normal ve hızlı çalışma hızlarına sahip üç farklı şanzıman dişlisi ve iki farklı pulluk kullanılarak saha üzerinden traktör yakıt tüketimi, kayma verileri, aks torku ve motor devri verileri toplamışlardır. Yakıt ölçümü için yakıt sensörü

kullanılmıştır. Aks torku ölçümü için dönüştürücü traktörün sağ arka aks üzerine monte edilmiştir. Tekerlek devri şanzıman hız sensörü ile ölçülmüştür. Toplanan veriler bağımsız veri toplama sistemi ile traktör üzerinde toplanmış , veriler zamanı da içeren metin dosyası olarak elde edilmiştir. Bu verilerin kullanılması ile farklı durumlardaki yakıt tüketimi ve verimlilik (saat başına sürülen tarla mikaları)karşılaştırılmıştır.

Janulevicius ve ark. (2013) traktör motor yük faktörü, PTO devri, torku, gücü toprak nemi gibi parametrelerin yakıt tüketimine etkisini incelemektedir. Bu amaçla sürme işlemi sırasında traktör üzerinde eş zaman veri toplama çalışması yapılmıştır. PTO dinamometresi ile PTO mili hız tok ve güç değerleri ölçülmüştür. Yakış debimetresi ile yakıt tüketimi, gaz ölçüm cihazı ile çıkıştaki CO,CO2 NO ve NO2 gazları emisyonu ölçülmüştür. Penetrometre ile sürme kuvveti nem sensörü kullanılarak toprak nem değerleri ölçülmüştür. Farklı durumlara göre yakıt tüketim miktarları karşılaştırılarak grafikler halinde sunulmuştur.

Karpat ve ark. (2014) traktör debriyaj parmak mekanizmasını incelemiştir. Çalışmada debriyaj PTO parmağının çalışması sonlu elemanlar metodu ile modellenmiştir. Çalışma esnasında PTO parmağında oluşan maksimum gerilme ve deformasyon değerleri zamana bağlı olarak hesaplanmıştır. Ayrıca iki farklı parmak saç kalınlığı için analizler yapılmıştır. PTO parmağı üzerinde sadece 0,5 mm saç kalınlığı artışı ile %13 gerilme düşüşü elde etmişlerdir. İmalat edilen PTO parmağı aksel yorulma testine tabi tutularak sonlu elemanlar metodunda oluşan reaksiyon kuvvetleri kıyaslanmıştır.

2.4.Traktör Güç Aktarma Elemanlarında Nümerik Çalışmalar

Son yıllarda bilgisayar teknolojisindeki ve nümerik çözüm paket programlarındaki gelişmeler sayesinde, güç aktarma organları ile ilgili yapılan çalışmaların büyük bir kısımda sonlu elemanlar analizlerinden faydalanılmıştır.

Abdullah ve Josef (2012) otomobil debriyaj diskinin doğal frekanslarının ve mod şekillerinin bulunması için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak model

oluşturmuşlardır. Doğal frekans hesaplamalarında farklı sürtünme yüzey malzemeleri ve farklı kalınlıklar parametre olarak kullanılmıştır. Ayrıca iç ve dış disk yarıçaplarının doğal frekanslar üzerine etkisi ANSYS WORKBENCH 13 programı kullanılarak hesaplanmıştır. Sonuç olarak; doğal frekans değerlerinin sürtünme malzemesinin elastisite modülüne ve yoğunluğuna bağlı olduğu görülmektedir. Buna ek olarak analizler sonucunda disk yarıçapı arttıkça doğal frekanslar artış göstermektedir. Sürtünme malzemesi kalınlığı arttıkça doğal frekans değerlerinin düştüğü görülmektedir.

Aktir ve ark. (2014) bu yayında manüel şanzıman debriyajının aksel dinamik davranışı incelemişlerdir. Bu amaçla, debriyaj sarsıntı testini modellemek için üç boyutlu sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Her debriyaj bileşenin titreşim özelliklerini belirlemek için bir darbe çekici testi için gerçekleştirilmiştir. Arıdan ön gerilmeli modal analiz, mod şekillerini ve doğal frekansları belirlemek için yapılmıştır. Ayrıca modellenen debriyaj çalkalama testine (Shaker Test) tabi tutularak doğal frekansları deneysel olarak da tespit edilmiştir. Çalkalama ve simülasyon sonuçları debriyaj modeli doğrulamak için karşılaştırılmıştır.

Aygün ve Kaftanoğlu (2008) aktarma organlarından; debriyaj, dişli kutusu ve transmisyon mili tasarımı için etkileşimli bilgisayar destekli tasarım programları geliştirmişlerdir. Debriyaj için, düzenli basınç, düzenli aşınma yaklaşımlarının bağıntıları kullanılarak tasarıma gidilmiştir. Bilgiler bilgisayar ortamına Visual Basic programı kullanılarak aktarılmıştır ve getirip tasarımcının zaman tasarrufu sağlayacak program geliştirilmiştir.

Purohit ve ark.(2014)Solid Works Office Premium yazılımını kullanarak montaj bir sürtünme debriyaj tasarımı ile ilgilenmişlerdir. Debriyaj plakası, baskı plakası ve diyafram yay modellenmiştir. Ansys programı kullanılarak statik yapısal analiz yapılmıştır. Debriyaj üzerinde oluşan yer değiştirme ve maksimum gerilme değerleri elde edilmiştir. Analizler üniform aşınma teorisi kullanılmıştır. Analiz sonuçların 3 ayrı malzeme için emniyet katsayıları tespit edilmiştir.

Sürtünmeli kavramalarda sürtünme katsayısı genellikle sıcaklığa, normal basınç kuvvetine ve bağıl kayma hızına bağlıdır. Bezzazi ve ark. (2007) sürtünme katsayısının performansı deneysel olarak araştırılmıştır. Ticari debriyaj sürtünme malzemesi Pin-on disk aparatı kullanılarak test edilmiştir. Bu makine yardımıyla yukarıdaki üç parametre sabit tutularak sürtünme katsayısı ve aşınma ölçümü otomatik olarak gerçekleştirilmektedir. Yayında farklı sıcaklık ve basınç kuvveti değerlerinde sürtünme katsayısı değerleri SAE J661a standardına göre hesaplanmıştır ve literatürde var olan diğer çalışmalar ile karşılaştırmalar sunulmaktadır.

Psyllaki ve ark. (2012) çalışmalarında otomobil debriyaj diski ve baskı plakasının normal olmayan çalışmadan dolayı oluşan hasarlar üzerinde durulmaktadır. Stereo mikroskop kullanılarak hasarlı parçalar incelenmiştir. Pürüzlülük ölçümleri profilometre kullanılarak yapılmıştır. Temel hasar mekanizmasının anlaşılabilmesi için elektron mikroskobu kullanılmıştır. Metalografik inceleme metalografik mikroskop ile yapılmıştır. Mikro kırık oluşumu gelişmesi ile ilgili sonuçlar, mikroskoplardan çekilen fotoğraflar ile desteklenerek açıklanmıştır.

Salcedo (2013) iki tonluk araç debriyaj diskinin hata analizi yapmıştır. Çalışmanın amacı yaklaşık 56000 km (1550 saat & 170000 çevrim) çalışan otomotiv debriyaj disklerinin temel hasar sebebinin belirlenmesidir. Bu amaçla makroskobik ve mikroskobik analiz yapılmıştır. Sonuç ve öneriler maddeler olarak verilmiştir. İlk hatalar yorulma yüklerinden dolayı sürtünme yüzeyinde gerçekleşmektedir daha sonra ani bir kırık oluşmaktadır. Sürücü en büyük hata yükü üretebilir. Sürtünme yüzeyi kumlama ile iyileştirilebilir.

Abdullah ve ark. (2013) kavrama olayından sonraki kararlı hal durumunda rijit debriyaj diski için gerilme ve yer değiştirme miktarlarını nümerik olarak hesaplamışlardır. Rijit debriyaj diski için yeni modeller önerilmiştir. Önerilen modellerin analiz sonuçları referans modelleri ile karşılaştırılmıştır. Nümerik sonuçlar rijit debriyaj diskinin tasarım parametrelerini ayarlayarak gerilme ve yer değiştirme miktarlarının kontrol edilebilir olduğu olduğunu göstermektedir. Ancak bazı parametrelerin gerilme ve yer değişimi üzerine etkisi fazla bazılarının azdır. Bu çalışmada yazarlar hangi parametreleri

tasarımda daha etkili olduklarını göstererek ayrıca optimizasyon çalışması da yapmışlardır.

Abdullah ve ark.(2013) tam kavrama anında diyafram yayadan dolayı oluşan temas basıncı ve santrifüj kuvvetin debriyaj sistemde (baskı plakası, disk ve volan) üzerinde oluşturduğu gerilme ve deformasyon miktarının belirlenmesi için sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Bu model ANSYS programı içerisinde bulunan farklı çözüm metodları ile çözümlenmiş ve aralarında karşılaştırma yapılmıştır. Ayrıca bu çalışmada temas rijitlik faktörünün temas yüzeyleri arasındaki basınca, gerilme deformasyonlara etkisi incelenmiştir.

Abdul Munir ve ark.(2011) çalışmalarında, küçük tarım traktörlerinde kullanılan karbon kompozit debriyaj disk yüzeyinin tasarımı sunulmaktadır. Debriyaj disk yüzeyi üzerinde oluşan maksimum gerilmeleri belirlemek için sonlu elemanlar analiz çalışması yürütülmüştür. Daha sonra tasarım beş eksenli CNC 'de üretilmiştir. Tamamlanan parçanın güvenilirlik ve sağlamlığını belirlemek için deneysel çalışma yapılmış deneysel sonuçlar ile sonlu elemanlar analizi ile bulunan sonuçlar kıyaslanarak doğrulama çalışması yapılmıştır.

Abdullah ve Schlattmann (2012) bir kavrama olayı sırada debriyaj üzerinde açığa çıkan ısının dağılımı sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edilmişlerdir. Problem üç boyutlu zamanlı bağlı termo plastik temas problemi olarak tanımlanmıştır. Debriyaj diski üzerinde oluşturulan kanal alanı etkisi kanal alanı oranı / toplam temas yüzeyi alanı oranına bağlı olarak tek bir kavrama için analiz edilmiştir. Ayrıca yeni oluk modelleri önerilerek bu modellerin literatürde kullanılan modeller ile karşılaştırılması yapılmıştır. İki farklı termal yüke ve oluk şekline bağlı olarak debriyaj diski üzerinde oluşan sıcaklık dağılımı zamana bağlı şekilde verilmektedir.

Nam ve ark. (2012) debriyaj sistemlerinde diyafram yay malzemesi olarak kullanılan 50CrV4yay çeliğinin optimum ısı işlem koşullarının bulunmasına yönelik bir çalışma yürütmüşlerdir. Bu amaçla farklı ısı işlem sıcaklıklarında denenen yay çeliklerinin deneysel olarak mekanik özellikleri incelenmiş ve bu özelliklere (yüzey dayanımı, sertlik, çekme mukavemeti ve yorulma dayanımı) ısı işlemin etkisine bakılmıştır.

Abdullah ve ark.(2014) çalışmalarında çoklu diske sahip debriyajlardaki kayma hareketi sırasındaki sıcaklık alanını ve temas basınç dağılımının hesaplanması için sonlu elemanlar modeli oluşturmuştur. Analizlerde kayma periyodu sabit kabul edilmiştir ve taşınım ile olan ısı geçişi ihmal edilmiştir. Modelde kayma hızının sıcaklık alanı ve temas basınç dağılımına etkisi araştırılmıştır. Buna göre kayma hızı arttığında temas basıncı ve maksimum sıcaklığın arttığı gözlemlenmiştir.

Li ve ark. (2012) çalışmada debriyaj pedal kuvveti ve hareket stroğunun sürüş konforuna etkisi araştırmışlardır. Bu amaçlar pedal kuvveti ve hareket miktarı için teorik ve pratik hesaplamalar yapılmıştır. Farklı debriyajlar için testler yapılmıştır. Sonuç olarak 100 ile 125 mm arasında debriyaj stroğunun ve 85-100 N arasındaki pedal kuvvetinin sürüş konforu açısından uygun olduğu belirtilmiştir.

Özbakış (2008) debriyaj sistemlerinde kullanılan diyafram yayların karakteristiği incelemiştir ve çalışma şartlarına bağlı olarak optimizasyonu yapılmıştır. Çalışmada ilk olarak standart bir diyafram yayın yay karakteristiği nümerik ve teorik yöntemler ile belirlenerek birbirleri ile karşılaştırılmıştır. Ardından üretilen iki farklı diyafram yayın karakteristiği, çalışma şartlarındaki davranışı bilgisayar ortamında simule edilmiş, elde edilen sonuçlar ile gerçek test sonuçları karşılaştırılmıştır. Buna ek olarak her iki yayın, çalışma şartlarındaki davranışı farklı diyafram yay ölçüleri ve montaj bölgeleri (mesnet noktaları) için optimize edilmeye çalışılmıştır.

Sayaca (2008) debriyajda kullanılan histerezis rondelasının iyileştirilmesi üzerine çalışmıştır. Parçanın imalatı sırasında kulak kısmındaki yırtılmaları önlemek amacı ile hali hazırda kullanılmakta olan DD11 çeliği yerine C15E seçilmiştir. ANSYS programında yapılan sonlu elemanlar analiz ile C15E malzemesi doğrulama çalışması yapılmıştır. Ayrıca rondela boyutları yeniden belirlenmiştir. Parçanın iç çapı azaltılmıştır. İmalat yöntemi olarak bileşik kalıp üretimi seçilmiştir. Yapılan iyileştirmeler sonucu rondelanın kullanımı sırasında meydana gelen yırtılma gibi sorunlar önemli ölçüde giderilmiştir.

Koyuncu (2006) daha önceden tasarlanan traktör ön dingil ve ön dingil mesnedinin tasarım doğrulaması üzerinde çalışmalar yapmıştır. Bu amaçla traktör özel bir test pisti ve arazi üzerinde test edilmiş ve sonlu elemanlar analizleri içeren bir doğrulama yöntemi geliştirilmiştir. Öncelikle doğrulaması yapılacak parçanın bilgisayar destekli analizi yapılmıştır ve kritik bölgeler tespit edildikten sonra gerçek saha testlerinde hangi bölgelerden gerilmelerin okunacağı tespit edilmiştir. Gerçek saha testlerinde gerinim ölçerler yardımı ile parça üzerinde oluşan gerilmeler hesaplanmış ve parça malzemesinin mukavemet ele alınarak karşılaştırma yapılmıştır. Bu çalışmaya ek olarak da parçanın yorulma ömrü saha testlerinden alınan verilere göre öngörülmüştür.

2.5. Traktör Debriyaj Mekanizması ile İlgili Yapılan Patent Araştırmasının Sonuçları

Yürütülen çalışma kapsamında tekniğin son durumunu tespit etmek amacıyla patent araştırması gerçekleştirilmiştir. Debriyaj ile ilgili patentlerin büyük çoğunluğu otomobil sektörüne yöneliktir. Traktör ve iş makinelerinde kullanılan debriyajlara yönelik patentler genellikle tasarım ile sınırlanmıştır. Yapılan literatür araştırmasında karşılaşılan proje konusu ile ilgili patentlerin bazıları aşağıda kısaca verilmiştir (Espacenet, TPE).

Carlson ve ark. (2003) (US 2003/0079953 A1 no'lu patent) geliştirdikleri çift kavrama ile motordan ve transmisyondan gelen titreşimlerin debriyaj üzerindeki etkisini azaltmayı hedeflemişlerdir. Her kavrama için ayrı baskı plakası ve titreşim sönümleyici

kullanarak motordan gelen torku iki baskı plakası yardımıyla aktarmayı hedeflemişlerdir.

Orlamunder ve ark. (2005) (US 2005/0121281 A1 no'lu patent) iki kavrama yüzeyine sahip ve her yüzeyinde baskı plakası bulunan çift kavramalı debriyaj geliştirmişlerdir. Dişli halkası ile bağlantısı araya konan bir bağlantı plakası ile sağlanmıştır. Ortaya çıkan tasarım dişli halkası ile debriyajın fonksiyonel olarak çalışmasını arttırmaya yönelik yapılmıştır.

Feldhaus ve ark. (2006) (US 2006/0163019 A1 no'lu patent) çift kavramalı debriyaj bağlantısı için patent almışlardır. Çalışmalarında şafttan kaynaklı aksenal kaymaların debriyaj üzerindeki oluşturduğu hasar ve olumsuz durumları engellemek için çözüm önermişlerdir. Torsiyonel titreşimleri sönümleyici eleman ve çift kavrama kullanmışlardır. Bu sayede kavrama üzerindeki bağlantı elemanlarına gelen yüklemeleri azaltıp oluşacak hasarları en aza indirmeyi planlamışlardır.

Grogg (2011) (EP 1739328 B1 no'lu patent) Diferansiyel hızından bağımsız, gelişmiş kavrama cihazı için patent almıştır. Kavrama cihazı debriyaj boşluğunu ve orada yerleşik bir debriyaj tertibatını sınırlayan bir dönebilen mahfaza içerir. Mahfaza bir baskı bölmesini ve debriyaj tertibatını kavramaya zorlamak için orada yerleşik bir debriyaj baskı elemanını sınırlar.

Liu ve ark.(2011) (CN102678847 (A) no'lu patent) traktör çift kavraması ile ilgili bir buluş gerçekleştirmişlerdir. Farklı çalışma koşullarında traktörün hız ve güç ihtiyacını karşılamaya yönelik farklı dişli sitemleri vasıtasıyla güç aktarımını sağlamayı hedeflemişlerdir.

Voght ve ark. (2012) (WO 2012/155878 A1 no'lu patent) traktör için hem transmisyon hem de kuyruk miline tork aktaran bir debriyaj tasarlamışlardır. Motorile transmisyon mili arasında ve kuyruk mili ile motor arasında bağlantı sağlayan bu debriyaj volan ile bağlantı yapmıştır. Kaldırıcı yaylara sahip olup güvenli bir şekilde kuyruk miline ve transmisyon sistemine güç aktarımına olanak vermektedir.

Yapılan literatür araştırması sonucunda tarımsal mekanizasyonun ülkelerin gıda ihtiyacını karşılayan tarım sektörünün verimi için hayati öneme sahip olduğu görülmüştür. Bu mekanizasyon düzeyindeki en önemli eleman olan traktörlerin motor güçlerinin hızla arttığı devletlerin tarım sektörüne teşvikleri ile teknolojik anlamda gelişmeler gösterdiği görülmüştür. Traktör güç aktarımı için kritik eleman olan debriyajın bu teknolojik gelişim içinde ön plana çıktığı görülmüştür.

Traktör debriyajı tasarım ve doğrulamasında CAD,CAE çalışmalarının günümüzde giderek önem kazandığı görülmektedir. Deneysel çalışmaların dışında literatürde debriyaj ile ilgili bir çok nümerik çalışmaların da yer aldığı görülmüştür.. Bu çalışmalarda genel olarak belli bir debriyaj bileşeni üzerinde durulmuştur. Yeniden tasarım, tasarım iyileştirme, optimizasyon gibi çalışmalar günümüzde deney gerektirmeden, CAD, CAE çalışmaları ile yapılabileceği görülmüştür.

3. MATERYAL VE YÖNTEM

Bu çalışmada yüksek tork aktaran (550 Nm - 110 HP) traktör debriyajlarında kullanılan PTO ve sürüş parmaklarının tasarımı,optimizasyonu ve tasarım doğrulaması gerçekleştirilmiştir. Bu kısımda firma tarafından kullanılan ve referans model olarak alınan debriyaj parmakları tanıtılmış ve debriyaj doğrulama testlerinden bahsedilmiştir.Öncelikli olarak ele alınan referans PTO parmağı için sonlu elemanlar analizi yapılmış ve sonuçları yorumlanmıştır. Ardından yeni parmakların tasarım aşamasında topoloji optimizasyondan yararlanılarak yeni PTO parmak modeli oluşturulmuştur. Bu yeni modellerde parmak kalınlığı ve parmak yüksekliği değişken alınarak şekil optimizasyonu ve sonlu elemanlar analizleriyle, yeni parmakların son boyutları belirlenmiştir. Parmak tasarımları Catia ve Solidworks, topoloji optimizasyon da solidThinkingInspire, sonlu elemanlar ve yorulma analizinde ANSYS programından yararlanılmıştır.

3.1. Traktör Debriyajı

Traktör motorundan üretilen gücü aktarma organları ile tekerlere ve PTO mili sayesinde diğer iş makinelerine aktarmaktadır. Motor ile aktarma elemanları arasında moment iletimini sağlayan ve gerekli durumlarda kesen debriyajın görevleri;

- İlk hareket sırasında motorun hareketini tekerleklere sınırlı seviyede ileterek traktörün sarsıntısız olarak harekete geçişini sağlamak,
- Traktör hareket hâlinde iken vites durumlarını değiştirmek için motordan vites kutusuna doğru olan hareket iletimini geçici olarak kesmek,
- Gerekli hâllerde motorla güç aktarma organlarının bağlantısını kesmek, (Vites değiştirme ve iş makinesi kullanılmadığı durumlarda),

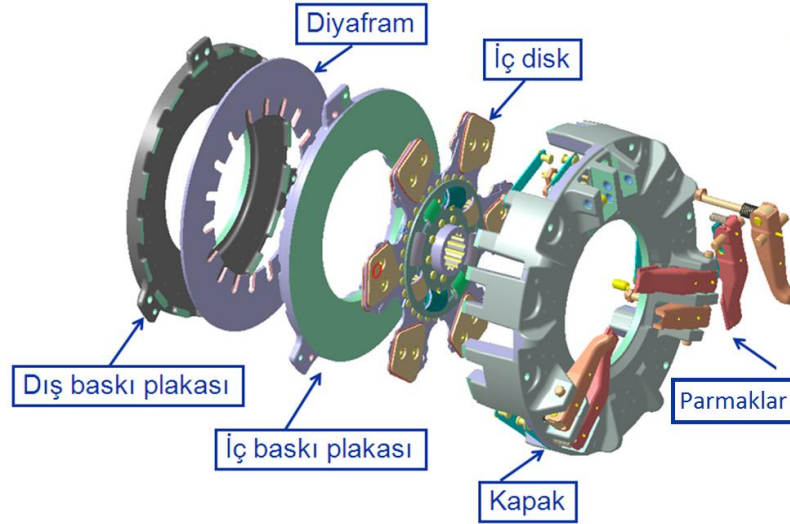
Motorlu araçlarda kullanılan debriyajlar krank mili ekseninde olmak üzere motor ile vites kutusu arasına bağlanmış olup motordan vites kutusuna moment iletimini sağlar ve istendiği zaman motor çalışmasına devam ettiği hâlde, bu moment iletimini durdurur.Traktör debriyajlarında, diğer taşıt debriyajlarından farklı olarak, ayırma

işlemi rulmanların parmak mekanizmalarına tork vermesi ile gerçekleşmektedir. Traktörlerde motordan elde edilen tork hem şanzıman vasıtasıyla aracın hareket ettirilmesi, hem de kuyruk mili vasıtasıyla ziraat makinesinin çalıştırılması için kullanılmaktadır. Bu yüzden aynı ünite içerisinde birbirinden bağımsız olarak veya aynı anda çalışabilen iki adet debriyaj sistemi kullanılmaktadır. Genelde iç kısımda bulunan ve şanzımana tork aktarımı yapan disk sürüş diski, dış tarafta bulunan ve kuyruk miline tork aktarımı yapan disk de PTO (kuyruk mili) diski olarak adlandırılır.

Traktör için motorun ürettiği gücün verimli bir şekilde aktarılması hayati öneme sahiptir. Bu üretilen güç sayesinde toprak işlenmesi, yüklerin taşınması ve çeşitli tarım aletlerinin kullanılması mümkün olmaktadır. Bu sebeple traktör güç aktarma organları içerisinde debriyajın önemi oldukça büyüktür. Son yıllarda traktör motor güçlerinin ve tarım makinelerinin çeşitliliğindeki artış sonucunda traktör debriyajlarının daha uzun ömürlü ve verimli olarak çalışması istenmektedir. Ayrıca emisyon standartları sonucunda çeşitli teknolojik yeniliklerin debriyajlara uygulanması zorunlu hale gelmiştir.

3.1.2. Traktör Debriyajı Bileşenleri

Traktör debriyajının ana bileşenleri Şekil 3.1 'de görülebildiği gibi gövde (baskı kompleksi), baskı plakaları, diyafram, diskler (balatalar) ve parmak mekanizmalarını oluşturan parçalardır. Gövde, döküm malzeme olup mekanizmayı bir arada tutmakta, iç disk için sürtünme yüzeyi oluşturmakta ve kavrama anında açığa çıkan enerjinin ısı olarak ortama atılmasını sağlamaktadır. İç ve dış baskı plakaları döküm malzeme olup sürtünme ve basınç yüzeyi oluşturmakta, aynı zamanda ısının absorbe edilmesinde de rol oynamaktadırlar.



Şekil 3.1. Tek Plakalı Debriyaj Şematik Görünümü

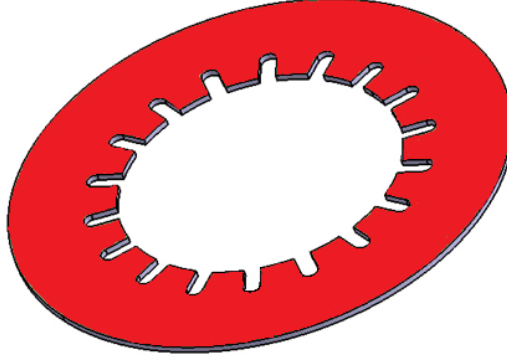
Diskin Görevleri: Traktör debriyajında en önemli birleşenlerin başında sürüş ve PTO diskleri gelmektedir. Görevleri şu şekilde sıralanabilir.

- Disklerin debriyajda temel ve ilk görevi kavrama anında motor momentini iletmektir. Buda disk üzerinde bulunan balataların sürtünmesi ile sağlanır. Sürtünme baskı yükü etkisi altında, baskı ve volan arasında sağlayarak oluşturulur. Balata kalitelerine göre sürtünme katsayıları ve sıcaklık altındaki dayanımları değişiklik gösterir.
- Moment iletiminin başladığı ve disk ile baskı plakası arasında ayrılmanın başladı (tork iletiminin kesilmesi) durumda geçişin yumuşak olması sağlanır. Motor momentini sönümleyerek iletir.
- Motorun çalışması esnasında oluşan titreşimlerin sönümlemesi, titreşimler sönümleme elemanları ile sağlanır, rijitlik ve sürtünme değişkenlerinin değiştirilmesi ile düzenlenir.
- Ayrılma sırasında sürüş için vites kutusu ve PTO milinin moment aktarımını kesmek.

Baskının Görevleri:

- Kavrama pozisyonunda motor momentinin tamamını iletmek. İletim diyafram ile elde edilen yük ve balataların sürtünmesi ile sağlanır.
- Ayırma pozisyonunda moment aktarımını kesmek.
- Kavrama sırasında açığa çıkan enerjinin emilmesi sağlamak.

Diyafram Yay Görevleri: Diyafram yay debriyajdaki moment aktarımını sağlamak için gerekli olan yükü oluşturan bir elemandır (Şekil 3.2). Geometrik şekilden dolayı kuvvet deplasman eğrisi karakteristiği helisel yaylardaki gibi doğrusal olmayıp, doğrusal olmayan bir kuvvet deplasman grafiği ve karakteristiği vardır.



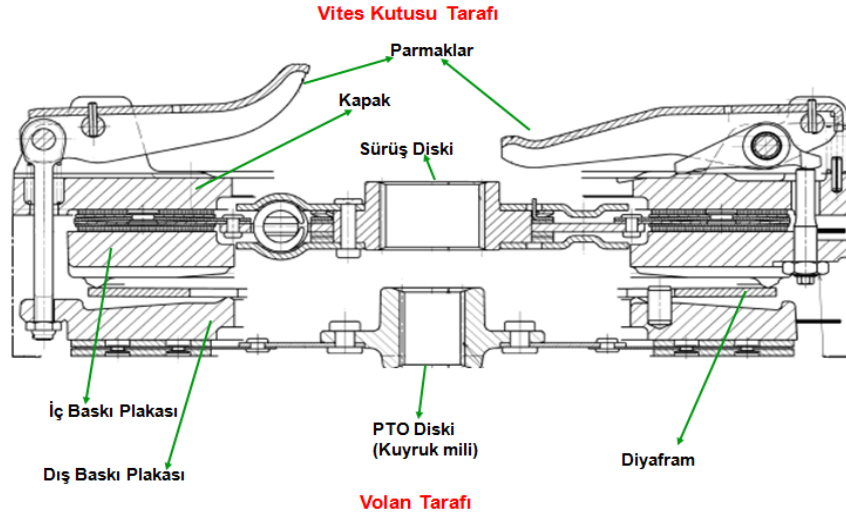
Şekil 3.2. Diyafram yay

Baskı Plakası Görevleri: Tasarım standartlarına göre belirlenmiş bir konkavlık değeri ile üretilmektedir. Çalışma ortamında, ısınan baskı plakasında sıcaklık artışı ile iç yüzeyde genleşme olmaktadır.

- Genleşen yüzey sayesinde plaka ve balata sürtünme yüzeyleri birebir temas etmekte ve moment iletimini sağlamaktadır. (Şekil 3.3)
- Kavraman esnasında açığa çıkan enerjinin emilmesini sağlamaktadır.

Parmak Mekanizması Görevleri: Disklerin baskı plakalarından ayırma işlemi rulmanların parmak mekanizmalarına kurs vermesi ile gerçekleşmektedir. Rulmanlar parmaklar üzerine kurs yaparlar. Orta bölgesinden sabitlenen parmaklar levye oranına göre diğer ucuna bir kuvvet uygulayarak, diyaframın baskı yükünün yenilmesinde görev alırlar. Parmak PTO parmağı ve sürüş parmağı olmak üzere ikiye ayrılır.

Traktör debriyajında yukarıda görevlerini sıraladığımız bileşenlerin dışında bir çok bileşen bulunmaktadır. Temel olarak bilinmesi gereken bileşenler baskı plakaları, diyafram, diskler (balatalar) ve parmak mekanizmaları olduğundan bu bileşenlerin görevleri yeterli olacaktır. (Şekil 3.3).



Şekil 3.3. Traktör debriyajı bileşenleri

3.1.3. Traktör Debriyaj Çeşitleri

Traktör debriyajları geleneksel tasarım debriyajlar ve güvenli debriyajlar olmak üzere iki çeşittir. Geleneksel tasarım debriyajlarda (Şekil 3.4) PTO mili işlem süresince sürekli olarak döner. Buda çeşitli iş kazalarına sebep olabilmektedir. Güvenli debriyajlarda, müşteri isteklerine bağlı olarak oluşabilecek kazaları engellemek adına, PTO mili sadece gerekli zamanlarda (pulluk, biçerdöver vb. tarım makineler bağlandığında) devreye girer.

Geleneksel tasarım debriyajlarda;

- ✓ Sürüş diski kapağa bağlanmış konumdadır ve sürekli moment iletir.
- ✓ Sürüş tarafı devreye girme ve devreden alma işlemi ıslak debriyaj paketi tarafından yapılır.
- ✓ Parmak mekanizması, PTO milindeki moment aktarımını kesmek için kullanılır.

Güvenli tasarım debriyajlarda ise (Şekil 3.4);

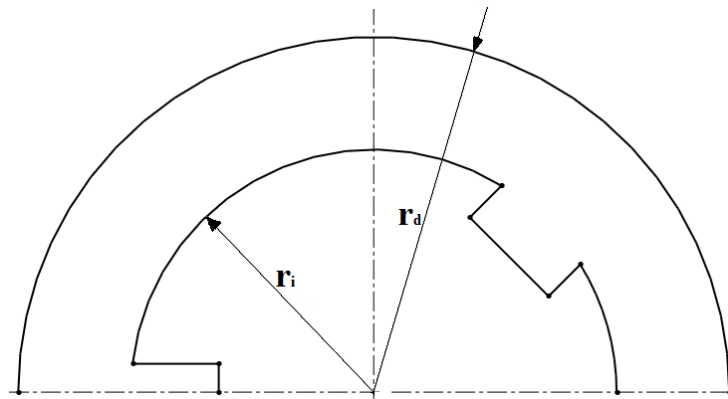
- ✓ PTO miline gelen moment sadece sürücü parmak mekanizmasını tahrik ettiğinde devreye girer.
- ✓ Motor ilk çalıştığında PTO miline moment aktaramaz.



Şekil 3.4. Geleneksel tasarım ve tek parmak güvenli tasarım traktör debriyajları

3.1.4. Debriyaj Çalışma Prensibi

Debriyaj, temelde sürtünmeli kavrama olarak düşünülebilir ve sürtünmeli kavrama çalışma prensibini göre çalışır. Sürtünmeli kavramada birden fazla sürtünme yüzeyi bulunurken traktör debriyajında ise PTO diski ve sürüş diski olmak üzere iki farklı sürtünme yüzeyi bulunur. Debriyaj diski şematik olarak Şekil 3.5' de gösterilmektedir. Buna göre; sürtünme yüzeyleri arasındaki sürtünme katsayısı ' μ ' emniyet basıncı p olan yüzeyler arasında sürtünmeyle aktarılabilecek debriyaj momenti aşağıdaki bağıntılara göre hesaplanabilir. (Babalık ve Çavdar 2014).



Şekil 3.5. Debriyaj diski şematik görüntüsü

$$M_K = \int_{r_i}^{r_d} F_S \cdot r \quad [1]$$

$$F_S = \mu \cdot F_N \quad [2]$$

$$F_N = p \cdot dA \quad [3]$$

Halkanın alanı;

$$dA = 2\pi \cdot r \cdot dr \quad [4]$$

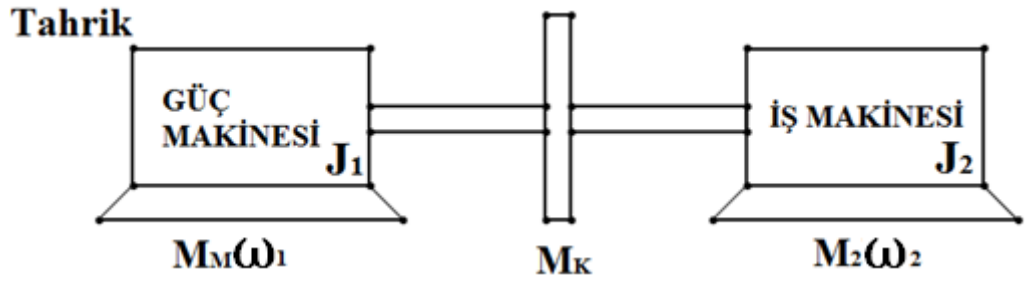
$$M_K = \int_{r_i}^{r_d} 2 \cdot \mu \cdot \pi \cdot p \cdot r^2 dr \quad [5]$$

$$p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi \cdot (r_d^2 - r_i^2)} \quad [6]$$

kavrama momenti olarak;

$$M_K = 2\pi \cdot \mu \cdot p \int_{r_i}^{r_d} r^2 dr = \frac{2}{3} \pi \cdot \mu \cdot p \cdot (r_d^3 - r_i^3) \quad [7]$$

$$M_K = \frac{2}{3} F \cdot \mu \frac{r_d^3 - r_i^3}{r_d^2 - r_i^2} \quad [8]$$



Şekil 3.6. Şematik motor-debriyaj-iş makinesi sistemi

Şekil 3.6 'da şematik olarak gösterilen motor debriyaj iş makinesi sisteminde motor ω_1 hızı ile çalışırken, debriyaj devreye sokularak başlangıçta durmakta olan $\omega_2=0$ iş makinesinin de çalıştırılması (iş makinesinin giriş milinin döndürülmesi) belirli bir zaman alır. Motor kendisine bir yük yüklendiği için önce biraz yavaşlayacak, iş makinesi ise yavaş yavaş hızlanacaktır. Debriyajın diski ile volan arasındaki hız farkı belirli bir kurala göre azalacak, sıfır olacak ondan sonra da ikisi birlikte ortak hızla senkronize bir şekilde dönerek hızlarını arttırarak nominal hıza ulaşacaklardır. (Şekil 3.7). Volan ile debriyaj diski arasındaki hız farkı olduğunda, aralarında sürtünmenin ve hızın neden olduğu aşınma ve ısınma meydana gelecektir. Aşınma ve ısınmanın fazla olmaması, debriyajın uzun ömürlü olması için hızların izafi farklarının olduğu sürenin mümkün olduğunca kısa olması gerekir. Motorun ürettiği moment M_M , kütleli atalet momenti J_1 , debriyajın nakledebileceği moment M_K , iş makinesinin gereksinimi olan moment M_2 , kütleli atalet momenti de J_2 ise; (Babalık ve Çavdar 2014).

1. Motor tarafı:

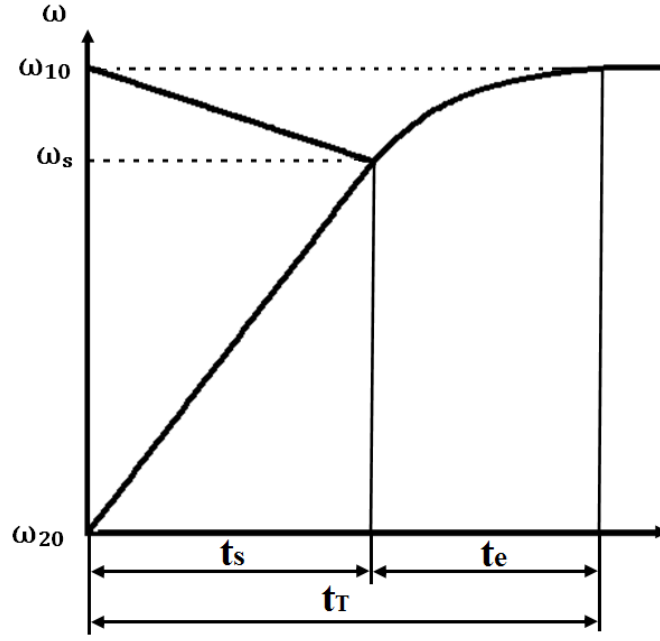
$$M_M - J_1 \cdot \dot{\omega}_1 = M_K \rightarrow M_M - J_1 \cdot \dot{\omega}_1 - M_K = 0 \quad [9]$$

$$\dot{\omega}_1 = \frac{M_M - M_K}{J_1} < 0 \quad \text{Motor yavaşlıyor,} \quad [10]$$

2. İş Makinesi tarafı:

$$M_K - M_2 - J_2 \cdot \dot{\omega}_2 = 0 \quad [11]$$

$$\dot{\omega}_2 = \frac{M_K - M_2}{J_2} > 0 \quad \text{İş makinesi hızlanıyor,} \quad [12]$$



Şekil 3.7. Debriyajın devreye girme süreci

Senkron dönmeye başlayana kadar geçen süre,

$$t_s = \frac{\omega_{10} - \omega_{20}}{\frac{M_K - M_2}{J_2} - \frac{M_M - M_K}{J_1}} \quad [13]$$

Senkron dönmeye başladıktan sonra nominal hıza ulaşıncaya kadar geçen süre;

$$t_t - t_s = t_e = \frac{(\omega_n - \omega_s) \cdot (J_1 + J_2)}{M_M - M_2} \quad [14]$$

Debriyajın devreye girme sürecinde temas halindeki yüzeyler arasında izafi hareket, devir sayıları arasında fark mevcuttur. İzafi hareketten doğan sürtünme işi ısıya dönüşür. Bu ısı;

$$W_s = \frac{1}{2} M_K \cdot \omega_{10} \cdot t_s \quad [15]$$

bağıntısı ile hesaplanabilir.

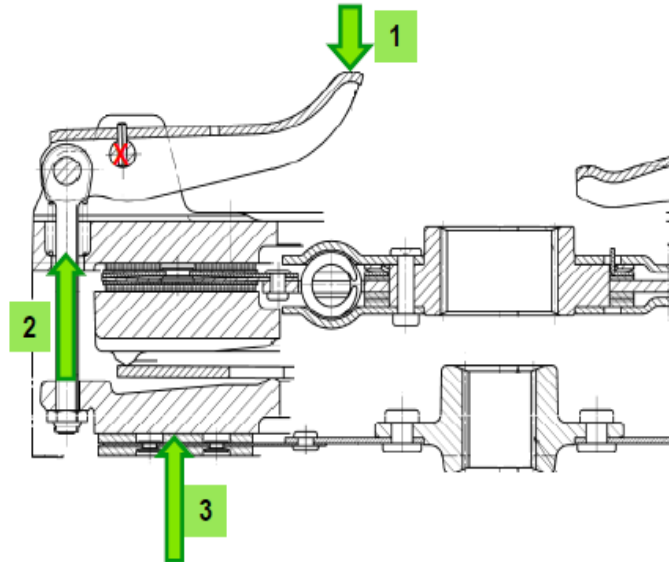
3.1.5. Traktör Debriyajı Çalışma Prensibi

Traktör debriyajında, normal debriyajda olduğu gibi baskı rulmanları doğrudan diyafram yay üzerine kuvvet uygulamaz. Traktör debriyajında rulmanlar kapak üzerinde monte edilmiş, sürüş ve PTO parmaklarına deplasman uygulayarak, motordan gelen momentin aktarımının kesilmesini sağlar.

3.1.5.1. PTO Parmağı Çalışma Şartları

Traktörde PTO mili çalışır halde iken üzerine bağlanan zirai araçlarda çalışır konumdadır. Gerekli zamanlarda bu zirai araçların durdurulması gerekmektedir. Bu amaçla PTO miline aktarılan momentin belli aralıklarla kesilmesi gerekmektedir. Traktör Debriyajında bulunan PTO parmakları PTO mili ile motor arasındaki moment aktarımının kesilmesi ve devreye alınması sırasında çalışır. Çalışma mekanizması sırası ile aşağıda verilmektedir.

- 1) Rulman kurs yapar,
- 2) Parmağa bağlı ayar civatası yukarıya doğru hareket eder.
- 3) Dış baskı plakası yukarı hareket ederek PTO diski ile baskı plakası bağlantısı kesilir ve tork aktarımı kesilir (Şekil 3.8).

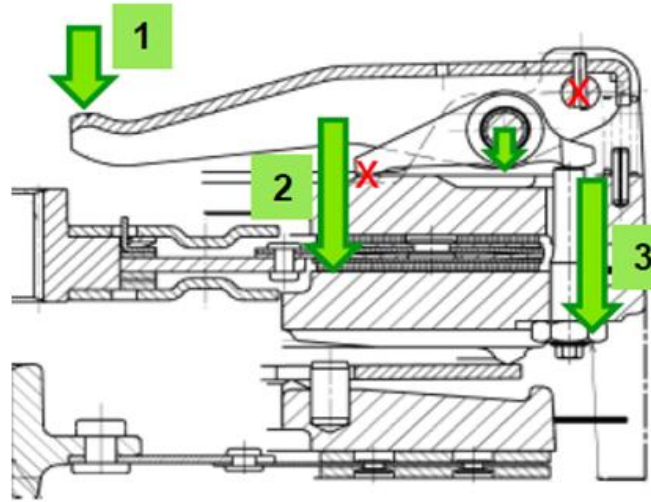


Şekil 3.8. PTO parmağı çalışma prensibi

3.1.5.2. Sürüş Parmağı Çalışma Şartları

Traktörde de normal binek araçlarda olduğu gibi vites değişimi sırasında motor ile dişli kutusu arasındaki moment iletiminin kesilmesi gerekmektedir. Bu amaçla traktör debriyajının normal binek debriyajlar ile aynı görevi üstlenen sürüş kısmının çalıştırılması gerekmektedir. Sürüş kısmının devreye girme süreci aşağıda sırası ile ve Şekil 3.9 'da anlatılmaktadır.

- 1) Rulman kurs yapar,
- 2) Parmağa bağlı alt manivela sola kayarak baskı plakasına dayanır.
- 3) Parmak aşağıya inmeye devam ettiğinden alt manivela ayar civatasını aşağıya iterek iç baskı plakası ile sürüş diskini birbirinden ayırır (Şekil 3.9).



Şekil 3.9. Sürüş parmağı çalışma prensibi

3.2 Traktör Debriyajı Doğrulama Testleri

Üretilen traktör debriyajlarının müşteri istekleri doğrultusunda kendisinden beklenen özellikleri sağlayıp sağlamadığı kontrol edilmedi. Bu amaçla üretilen traktör debriyajları çalışma koşullarını simüle edecek biçimde doğrulama testlerini tabii tutulurlar. Üretilen debriyaj ve bileşenlerinin bu testlerden başarı ile geçmesi beklenmektedir. Doğrulama testleri; Açısal yorulma, aksel yorulma, devir altından aksel yorulma, termal test, patlatma testi ve fonksiyonel kontrollerden oluşmaktadır.

3.2.1. Açısal Yorulma Testi

Debriyaj disk kompleksinin ve bileşenlerinin, çalışma esnasındaki moment ve açısal yüklemeler altında tanımlı çevrimler dâhilinde, dayanımlarının test edildiği test düzeneğidir (Şekil 3.10). Bu test düzeneği ile ürünlere torsiyonel damper yorulma, yüksek tork, histerisiz değişim, balata perçini kesme ve sıcak deformasyon testleri uygulanabilmektedir.



Şekil 3.10. Açısal yorulma test düzeneği

3.2.2. Eksenel Yorulma Testi

Bu testte debriyaj baskı komplelerinin yorulma özellikleri test edilmektedir. Eksenel yorma testleri, ortam şartlarında yapılabildiği gibi, debriyaj çalışma şartlarını daha iyi simüle edebilmek için, yüksek sıcaklık altında da gerçekleştirilebilmektedir. Testler debriyaj pedalına sürücü tarafından basılma sıklığını simüle etmek amaçlı kullanılmaktadır. Diyafram yay eksenel kurs miktarı ve frekans kontrolü uygulanmaktadır. Metalik disk ve baskı yorulmaları incelenmektedir (Şekil 3.11).



Şekil 3.11. Eksenel yorulma test düzeneği

3.2.3. Devir Altında Eksenel Yorma Testi

Debriyaj baskı kompleleri ile birlikte rulman komplelerinin gerçek çalışma dönme devri ve sıcaklığında, eksenel yükleme altında, dayanımlarının incelendiği edildiği testtir (Şekil 3.12).Dönme mevcut olduğu için rulman ve diyafram arasındaki sürtünmeden kaynaklı aşınmalarda incelenmektedir. Yüksek devirde, merkez kaç kuvvetinin neden olduğu, debriyaj pedalına gelen yük değişimleri incelenmektedir.



Şekil 3.12. Devir altında eksenel yorulma test düzeneği

3.2.4. Termal Test

Debriyaj baskı kompleleri, disk kompleleri ve volanların tekil olarak veya komple sistemin bir arada test edildiği test düzeneğidir (Şekil 3.13). Bu testte birden fazla test isteği gerçekleştirilebilmektedir. Test edilecek ürünün kullanıldığı aracın motor teknik özellikleri esas alınarak, enerji testleri gerçekleştirilir. Bu testlerin sonunda, debriyaj bileşenlerinin değişik seviyelerdeki enerji yüklemeleri karşısında gösterdiği performans kontrol edilir. Ayrıca termal şok testi, yüksek enerji testi, balata sürtünme davranış testi ve disk yastıklanma yaşlanma testi yapılabilmektedir.



Şekil 3.13. Termal test düzeneği

3.2.5. Patlatma Testi

Debriyajın araç üzerinde maruz kalacağı yüksek devirlerdeki davranışlarını incelemek için yapılan testtir. 20.000 devir/dakika döndürme kapasiteli düzeneğe baskı disk ve volan bağlanır. Santrifüj etkisiyle ürünün yüksek devirde parçalanıp parçalanmayacağı test edilir.

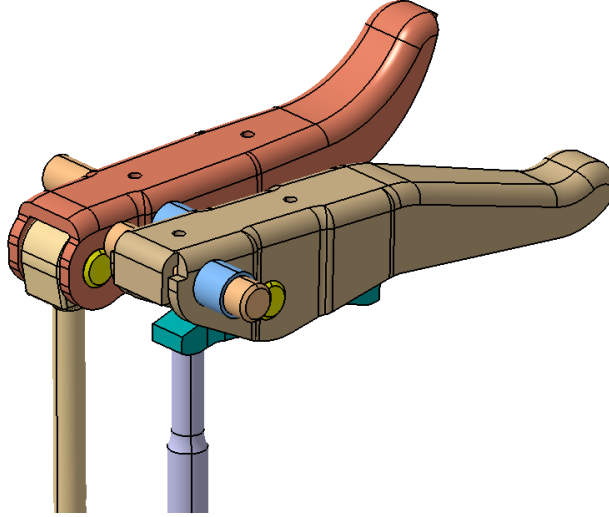
Bu testlerin dışında debriyaj baskı ve disk bileşenlerinin müşteri isteklerini karşılayıp karşılamadığını incelemek için testlerde yapılmaktadır. Diskin, histeresiz, progresivite ve liberasyon ölçümleri yapılmakta, baskı plakasının yük eğrileri incelenmektedir.

- Balatanın aşınmış ve sağlam durumuna göre yük sensörleriyle baskı ve rulman yük karakteristik eğrileri çıkarılarak ölçülür. Ayrıca diyafram kurs miktarı da ölçülmektedir.
- Disk fonksiyonel karakteristik eğrisi ile disk kompleksinin, motordan gelen gürültü, titreşim, v.b. etkileri incelenir.
- Histeresis karakteristiği ile motordan gelen titreşim etkilerinin azaltılması ve konforlu bir araç kullanımı incelenir. Tork ve açı ölçümü yapılmaktadır. Histeresis ve rijitlik gibi katsayılar belirlenir.

3.3. Traktör Debriyaj Parmak Mekanizması

Traktör debriyajında normal otomobil debriyajlarından farklı olarak iki adet disk bulunduğu; debriyajın devreye giriş ve çıkışında parmak mekanizması kullanılmaktadır (Şekil 3.14). Parmak mekanizmasının temel bileşeni debriyaj parmaklarıdır. Debriyaja ayağımızla bastığımızda baskı rulmanı sürüş parmağına kurs uygulamaktadır, debriyajın türüne göre benzer şekilde PTO kolu çekildiğinde baskı rulmanı PTO parmağı üzerine kurs uygulamaktadır. Parmaklar bu sebeple traktör debriyajını oluşturan en önemli elemanlardan biridir. Debriyaj parmakları kavrama anında hangi diskin temas edeceğini belirleyen elemanlar olup kritik öneme sahiptirler. Bu sebeple parmak tasarımının doğru şekilde yapılması önem arz etmektedir.

Parmaklar iki yönden mukavim olmak zorundadırlar. Statik olarak rulmanlar kuvvet uyguladığında üzerinde oluşan eş değer gerilme,parmak malzemesinin akma değerinin altında olmalıdır. Ayrıca müşteri isteklerini göre bu yüklemeler altında PTO Parmağı için 1 milyon çevrim, sürüş parmağı için ise 1,8 milyon çevrim yorulmaya karşı dayanıklı olmalıdır.



Şekil 3.14. Traktör debriyaj parmak mekanizması

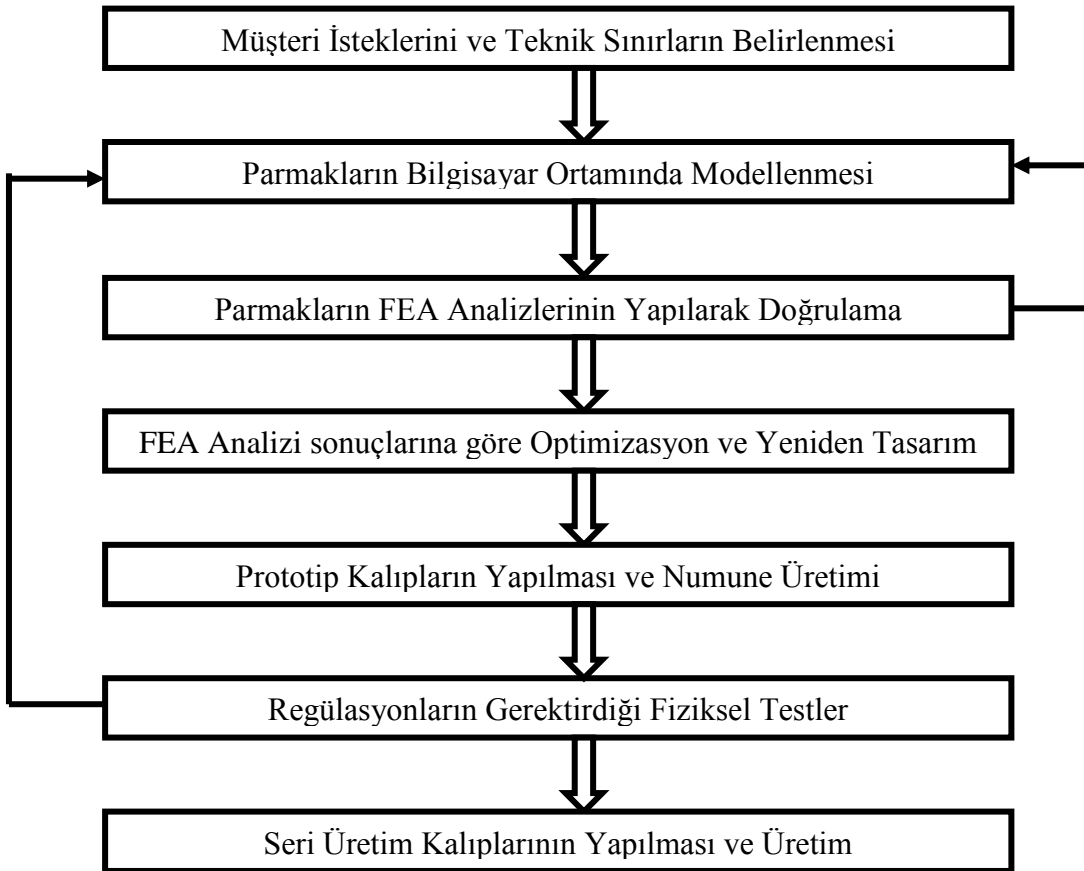
3.4. Debriyaj Parmak Tasarım Aşaması

Traktör debriyaj tasarımına etki eden birçok faktör bulunmaktadır. Bu faktörlerin hepsi tasarım yapılırken göz önünde tutulmalıdır. Benzer şekilde parmak tasarımında da bu parametrelerden bir kısmı tasarım parametresi olarak göz önünde bulundurulmalıdır.

- Traktör debriyaj tasarımında göz önüne alınması gereken temel faktörler
 - Debriyaj çapı
 - Baskı yükü
 - Balata tipi
 - Toplam balata sürtünme yüzeyi
 - Baskı plakası ağırlığı
- Müşteri tarafından belirlenmesi gereken temel maddeler
 - Maksimum motor gücü
 - Maksimum tork değeri
 - Traktör çalışma şartları
 - Maksimum yüklü durumdaki ağırlıklar

Parmak tasarıma etkiyen en önemli faktör debriyajın iletmesinin istediği moment miktarıdır. Debriyajın aktardığı moment ne kadar büyük olursa diyaframın uyguladığı normal kuvvette o kadar büyük olacak diskleri ayırmak için debriyaj parmaklara uygulanması gereken kuvvette o derece büyük olacağından parmaklar daha fazla eğilmeye maruz kalacaktır.

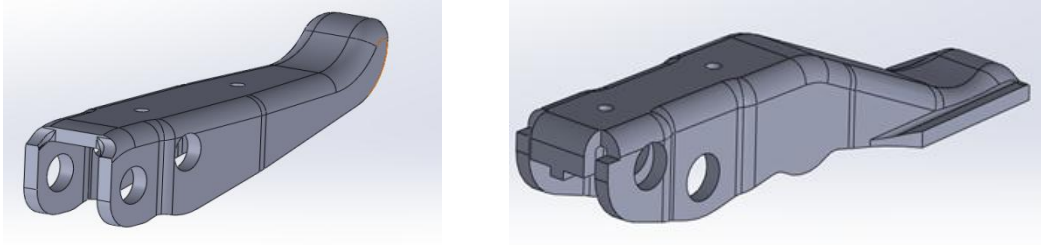
İletilmesi gereken kavrama momenti ne kadar büyük olursa aynı yüzey alanı ve sürtünme katsayısına sahip debriyajda diyafram yayın uygulaması gereken kuvvet miktarı da artar buda parmaklara daha fazla yük gelmesi anlamına gelir. Ayrıca debriyaj parmağının tekrarları yüklemeler sonucunda kalıcı deformasyona uğramaması gerekmektedir. Bir başka kısıt ise parmaklar saç malzemenen imal edileceği için parmak et kalınlığı saç malzemenin şekillendirilmesi engel olmayacak kalınlıkta ve tasarımda olması gerekmektedir. Debriyaj parmaklarının tasarım ve üretim aşaması Şekil 3.15 ' te ayrıntılı biçimde verilmektedir.



Şekil 3.15. Traktör debriyaj parmakları tasarım ve üretim aşamaları

3.5. Traktör Debriyaj Parmakları Doğrulama Çalışması

Traktör debriyaj parmaklarının doğrulanması, debriyaj parmakları üretilip yukarıda anlatılan doğrulama testlerinden başarılı şekilde geçmesi ile gerçekleştirilmektedir. Ancak her tasarlanan parmağın, prototipinin üretilmesi ve testlere sokulması hem prototip için gerekli kalıp malzeme vb. ekipman gereksinimi, hem de zaman bakımından bir hayli maliyetli bir işlemdir. Bu sebeple, bu çalışmada tasarlanan her parmağın doğruluğu belirlemek için bilgisayar destekli yöntemlerden yararlanılmıştır. Parmak geometrileri CAD programı yardımı ile oluşturulmuş (Şekil 3.16). Ardından ANSYS sonlu elemanlar analiz yazılımına import edilerek, statik olarak analiz edilmiştir. Statik analiz sonuçlarına göre yine ANSYS yazılımının yorulma modülü kullanılarak parçanın çevrimsel yorulma ömrü incelenmiştir.



Şekil 3.16. Traktör debriyaj parmakları CAD modelleri

3.6. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Karışık geometriye sahip, farklı malzeme tanımları yapılan ve farklı değişken yükleme şartlarında çalışan parçaların bu yükler altındaki davranışlarını analitik olarak hesaplamak kimi zaman çok zor kimi zaman mümkün olmadığından, problemin nümerik olarak çözümlenmesi gerekmektedir. Nümerik hesaplamalarda sistem küçük sistemlere veya elemanlara ayrılır ve bu elemanlar birine bağlanır. Her bir alt parça kendi içerisinde çözümlenerek problem çözülmeye çalışılır. Sonlu elemanlar yöntemi karmaşık olan yapıyı daha basit alt yapılara (problemlere) ayırarak, her bir basit problemin kendi içinde çözüme ulaştırılması ile genel çözümü bulur. (Yüce 2013).

Sonlu elemanlar yönteminin işlem adımları aşağıdaki gibidir.

- Yürütülecek analiz türünün belirlenmesi
- Cismin sonlu elemanlara bölünmesi,
- İnterpolasyon fonksiyonlarının seçimi,
- Direngenlik matrislerinin oluşturulması,
- Sınır şartlarının belirlenmesi,
- Sistem denklemlerinin çözümü(Topcu ve Taşgetiren 1998).

Bu aşamaların her birinde dikkat edilmesi gerekmektedir. Aksi halde elde edilen çözüm gerçeği yansıtmayacaktır. Analiz türü belirlenirken modelin maruz kalacağı yüklere, zamana, modelin malzeme türüne ve istenilen sonuçlara göre analiz tipi belirlenmelidir. Eleman tipi belirlenirken, geometrinin boyutlarına ve analiz türüne göre seçim yapılmalıdır. Eleman tipleri, tek boyutlu, iki boyutlu, üç boyutlu dönele, izoparametrik elemanlar olmak üzere farklı tiplere ayrılmaktadır. Yürütülecek olan analize göre eleman tipinin belirlenmesi oldukça önemlidir. Eleman tipi belirlenen sonlu elemanlar modelinin, sınır şartlarının tanımlanması gerekmektedir. Bu amaçla modele etkileyen kuvvet moment gibi dış yüklemeler, sabitlemeler, dönme eksenleri gibi mesnet bilgilerinin tanımlanması gerekir. Bu tanımlamalar yapılırken cismin gerçek çalışmaları şartları göz önüne alınarak tanımlamalar yapılmalıdır. Farklı yapılacak tanımlamalar sonucu da gerçekte olmayan bir duruma yönlendireceğinden sınır şartlarının doğru tanımlanması gerekmektedir. Sonlu elemanlara ayrılan sınır şartları doğru tanımlanan model uygun bir yöntemle göre çözdürülür ve istenilen sonuçlar (gerilme, yer değiştirme, sıcaklık dağılımı) elde edilerek yorumlanır. (Topcu ve Taşgetiren 1998).

Günümüzde bilgisayar teknolojisinin hızlı gelişmesi ile kullanımı kolaylaşan ve yaygınlaşan, sonlu elemanlar yönteminin avantajları şu şekilde özetlenebilir;

- Sonlu elemanlar yönteminde geometrik ve yükleme sınır koşulu olarak herhangi bir sınırlama yoktur.
- Çok farklı tip malzeme tipleri ve özellikleri gelişen program alt yapıları sayesinde tanımlanabilir. (Lineer olmayan malzemeler ve elastik bölge dışı davranışların incelenmesi).

- Sonlu elemanlar yöntemi bilgisayar ortamında gerçekleştiği için, prototip testleri ile kıyasladığımızda maliyetleri daha düşüktür.
- Sonlu elemanlar yönteminde prototip imalatı gerekmediği için zaman olarak da daha kısa sürelerde sonuç vermektedir.
- Yöntem çok farklı mühendislik problemlerine rahatlıkla uygulanabilir, mekanik, ısı transferi, akışkanlar dinamiği, manyetik, titreşim problemleri çözümlenebilir.

Günümüzde kısıtlı da olsa sonlu elemanlar yönteminin bazı dezavantajları şu şekilde özetlenebilir.

- Deneyim gerektirmesi,
- Büyük çoğunlukla mühendislik problemlerini sonucu ulaştırırsa da, bazı problemlere uygulanmasında sorunlar vardır.
- Elde edilen sonuçların doğruluğu, kullanıcıya, tanımlanan malzeme değerlerine, ağ yapısının uygunluğuna ve verilerin doğruluğuna bağlıdır. Bu sebeple çıkabilecek sonuçların kullanıcı tarafından önceden kestirilebilmesi gerekir veya deneysel olarak modellerin doğrulanması gerekmektedir.

3.6.1. Doğrusal Statik Analiz

En basit ve temel sonlu elemanlar analiz türüdür. Elemana etki eden dış kuvvetlerle bu kuvvetlerin neden olduğu yer değiştirmeler arasındaki ilişki doğrusal denklem takımı ile ifade edilebilmektedir. Bu analiz türünde yüklemeler analiz zamandan bağımsız olarak çözülür. Ayrıca cisim ataletinden dolayı oluşan atalet kuvvetleri de bu analiz türünde ihmal edilmektedir. Lineer statik analiz modelin yükleme anındaki davranışı konusunda bilgi vermektedir ve üzerinde oluşan yer değiştirmeler küçüktür. Bu analiz türünde malzeme tanımı Hook Kanununun geçerli olduğu elastik bölgede yapılır. Lineer statik analiz sonucunda yapı üzerinde meydana gelen gerilme değerleri maksimum deformasyon değerleri bulunabilmektedir. Karşılaştırma için ise malzemenin akma ve kopma gerilme değerleri, analiz sonucunda oluşan maksimum mukayese gerilmesi kontrol edilir.

3.6.2. Yorulma Analizi

Tekrarlı yüklemelere maruz kalan ve sürekli çalışan parçaların analizi yapılırken sadece lineer statik analiz yapmış olmak yeterli olmaz. Parça üzerindeki yüklemeler zamana bağlı olarak kendini tekrarlıyor veya değişiklik gösteriyorsa parçanın mutlaka yorulma analizine tabi tutulması gerekir. Çünkü yorulma olayı, malzeme üzerinde oluşan gerilmelerin malzemenin akma değerinin altında olduğu durumlarda da gözlenebilmektedir. Bu sebeple dinamik yüklere maruz kalan parçaların yorulma analizi gerçekleştirilmesi gerekmektedir.

Yorulma analizi gerçekleştirilirken, ilk aşamada lineer statik analizden analiz sonuçlarından elde edilen gerilme sonuçlarına ihtiyaç vardır. Lineer statik analiz yapıldıktan sonra, yüklemenin değişimi tanımlanır. Yüklemenin değişimi tam değişken, titreşimli vb dinamik yüklemeler olabileceği gibi doğrudan bir yol verisi veya deney soncundan elde edilen veri de yükleme değişimi olarak tanımlanabilir. Yüklemenin durumuna bağlı olarak, hangi yorulma teorisine göre hesap yapılacak kullanılacak teori belirlenip çözüm gerçekleştirilir.

3.7. Optimizasyon Teknikleri

Optimizasyon temel olarak bir fonksiyonun maksimum veya minimum noktasının bulunması işlemidir. Temel amacı ise bir şeyi en iyi yapmak, daha fazla kazanç sağlamak ve en az girdi ile en yüksek verimi almak olduğu söylenebilir. Tasarımsal olarak bakıldığında ise optimizasyon, tasarım kısıtlarına bağlı olarak amaç fonksiyonunun maksimum veya minimumunu sağlayan tasarım parametrelerinin bulunması işlemidir. Tasarım değişkenleri; boyutlar, kalınlık, vb. amaç fonksiyonu; ağırlık, hacim, ömür, vb. kısıtlar; gerilme, yer değiştirme, doğal frekans, vb. değişkenler olabilir (Kaya2014).

Maliyet, dayanım, hacim ağırlık gibi bir çok değişken dikkate alınarak tasarım meydana getirmek için yapısal optimizasyon teknikleri kullanılır. Yapısal optimizasyon tekniklerinin amacı, ideal tasarımlar oluşturmaktır. Bu tekniklerin en önemli özelliği

tasarım aşamasının başlangıcında yapıldığı için tasarım ilk aşamadan en uygun yapı üzerine tasarlanacaktır zaman ve emek kaybı en aza indirgenecektir. Böylece konstrüktör ilk tasarımını optimum yapıda belirleyecek ve şekil optimizasyonu ile nihai boyutlandırmasını yapabilecektir. Yapısal optimizasyonlar üçe ayrılmaktadır (Yüce 2013).

- Topoloji Optimizasyonu (Malzeme Dağılımı),
- Topografya Optimizasyonu
- Şekil Optimizasyonu (Geometrik Ölçüler),
- Boyut optimizasyonu,

3.7.1. Topoloji Optimizasyonu

Yapısal tasarımda boyutlandırma yapılmadan önce, yüklemenin durumuna göre, parça üzerinden gereksiz bölgelerin çıkartılarak, kalan malzemenin nerelerde yoğunlaşması gerektiğini gösteren, tasarımcıya problemi ile ilgili ön fikir veren bir optimizasyon çeşididir. Yeni ürün tasarımdan veya mevcut ürünün ağırlığının azaltılması amacı ile tasarımın boyutlarının kabaca elde edilmesinde kullanılır. Tasarımın en hafif ağırlıkta en yüksek rijitlikte ancak istenilen kısıtları da en uygun şekilde sağlayacak şekilde hacminin belirli bölgelerden çıkartılması sağlanır (Kaya 2014).

Şekilden de görüldüğü üzere topoloji optimizasyonunda ilk olarak tasarım hacminin belirlenmesi ile başlanır. Belirlenen tasarım hacmi üzerine çalışma şartlarındaki sınır koşulları ve istenilen uygulanarak optimizasyon algoritması çalıştırılır. Topoloji optimizasyonu sonucu elde edilen malzeme dağılımına göre yeni bir tasarıma gidilir. Ardından bu yeni tasarımın doğrulama çalışması sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak gerçekleştirilir. Sonlu elemanlar analizi sonucunda bu sınır koşulları altında sorunsuz çalışan tasarım nihai tasarım olarak alınır ve tasarım işlemi sonlandırılır.

3.7.2. Şekil Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu ile kaba boyutları ve malzeme dağılımının ortaya çıkmasından sonra nihai ölçülerin belirlenmesi gerekmektedir. Tasarımın topolojisi sabit tutularak, parçanın boyutlarının nihai ölçüleri belirlenir.

Şekil Optimizasyonu için aşağıdaki adımlar takip edilir.

- Şekil parametrelerinin belirlenmesi (Morphing Yöntemi, Parametrik CAD modelinin oluşturulmadığı durumlarda),
- Eş değer gerilme, hacim için yanıt yüzey yöntemine göre cevap fonksiyonunun elde edilmesi.
- Şekil optimizasyon probleminin çözülerek optimum nihai boyutların belirlenmesi(Kaya 2014).

3.7.3. Boyut Optimizasyonu

Ürünlerin en uygun tasarım parametrelerinin (malzeme özellikleri, kesit boyutları, kalınlıkları, vb.) bulunmak amacıyla "Genetik Algoritma" yönteminden yararlanılarak yapılan çalışmalardır. Boyut optimizasyonunda parçanın herhangi bir yerinden malzeme boşaltılması yapılmadan, geometrisi en iyi olan tasarıma ulaşılmaya çalışılır.

Literatür incelendiğinde araştırmacıların çalışmalarında optimizasyon tekniklerini yoğun olarak kullandığı görülmektedir. Özellikle yapısal optimizasyon tekniklerinden topoloji ve şekil optimizasyonları tasarımcılara önemli ölçüde yol göstermişlerdir.

Kaya ve ark. (2010) başarısız bir debriyaj çatalının iyileştirilmesini ele alan bu çalışmalarında, daha düşük eş değer gerilmelere sahip bir tasarım elde etmek amacı ile öncelikle topoloji optimizasyonu ardından, şekil optimizasyonu uygulanarak yeni bir tasarıma gidilmiştir. Yeni tasarım gerçek yükleme koşullarında tekrardan sonlu elemanlar analizine tabi tutularak parça üzerinde oluşan yeni gerilme değerleri elde edilmiş ve ilk duruma göre parçada hafifletmeye karşın gerilmelerde de düşüşler sağlanmıştır.

Öztürk ve Şendeniz (2014) çalışmalarında yolcu koltuğu ayalarına öncelikle çekme testi uygulamışlardır. Ardından bu ayaklar sonlu elemanlar yöntemi ile analiz edilmiştir. Analiz edilen parçalara topoloji optimizasyonu uygulanarak malzeme dağılımı ortaya çıkartılmıştır. Bu dağılıma göre yeni tasarıma giden yazarlar, yeni tasarımlarını sonlu eleman modeli doğruladıktan sonra koltuk ayağına son şeklini vermişlerdir. Prototipi imal edilen optimize edilmiş koltuk ayakları ECE-R14 testine tabi tutulmuştur ve ürünün testi başarı ile geçtiği gözlemlenmiştir. Sonuç olarak yolcu koltuk ayakları %20,5 oranında hafifletilmiştir.

Chiandussi ve ark (2004) çalışmalarında otomobil arka süspansiyon şasi için topoloji optimizasyonu yapmışlardır. Optimizasyon toplam potansiyel enerjinin maksimizasyonu ile hacim sınırlandırmasını temel alarak yapılmıştır. Topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan malzeme dağılımına göre yeni bir tasarım yapılmış ve sonlu elemanlar analizi ile yeni tasarım yapılan ürününün doğrulması yapılmıştır.

Sonuç olarak, yapılan kaynak araştırması neticesinde tarımın ülkelerin kalkınması için önemli olduğu ve verimli bir tarım için tarımsal mekanizasyon düzeyinin artması gerektiği görülmüştür. Bunun yanı sıra tarımsal mekanizasyon düzeyinin en önemli göstergesinin traktör olduğu ortaya çıkmıştır. Traktör üzerindeki güç aktarma organlarının oldukça önemli olduğu, özellikle de debriyajın traktörün işlevini yapabilmesi için kritik öneme sahip olduğu ortaya çıkmıştır. Bunların yanı sıra tasarım ve doğrulama aşamalarında sonlu elemanlar yöntemi ve optimizasyon tekniklerinin önemli olduğu da görülmüştür.

3.8. Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Parmakların Doğrulması

Bu kısımda daha önceden tasarım yapılan ve CAD ortamına verileri aktarılan PTO parmakları sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak analiz edilecek ve analiz aşamaları sırasıyla açıklanacaktır. Genel olarak sonlu elemanlar analiz prosedürüne baktığımız zaman analizler 3 aşamada gerçekleştirilmektedir.

1. Analizin kurgulanması (Analizin modelleme aşaması)
2. Çözüm (Analizin koşturulması)
3. Sonuçların incelenmesi

3.8.1. Analizlerin Kurgulanması

PTO parmağı çalışma prensibine baktığımızda (Şekil 13) baskı rulmanı parmağın ucundan kurs uygulamak sureti ile parmağı pim ile bağlandığı mesnet üzerinde manivela gibi çalışmasına neden olmaktadır. Parmağın levye oranına göre de, parmağın diğer ucunda bağlı bulunan ayar civatasına kuvvet uygulayarak ayar civatası yukarı yönlü hareket ettirilmekte ve dış bas baskı plakası ile PTO diski arasında bağlantı kesilerek tork aktarımına geçici olarak son verilmektedir. Buna göre parmak analizi iki farklı yaklaşıma göre yapılabilmektedir. Bunlar;

1. Yaklaşım: Statik durum

Parmakların maksimum yükün görüldüğü pozisyonda rulman basma çapı üzerinden maksimum rulman yüklerinin uygulanması ile parmak üzerindeki gerilme ve yer değiştirme değerlerinin elde edilmesi.

2. Yaklaşım: Statik durumların entegrasyonu (Statik- stepli)

Parmakların aşınmamış (P0) ve aşınmış durumlar arasında birkaç pozisyonda, bu pozisyonlar için ölçüm eğrisinden okunan yük değerlerinin okunarak, parmak üzerine tatbik edilmesi ile eşdeğer gerilme ve yer değiştirme değişiminin elde edilmesidir.

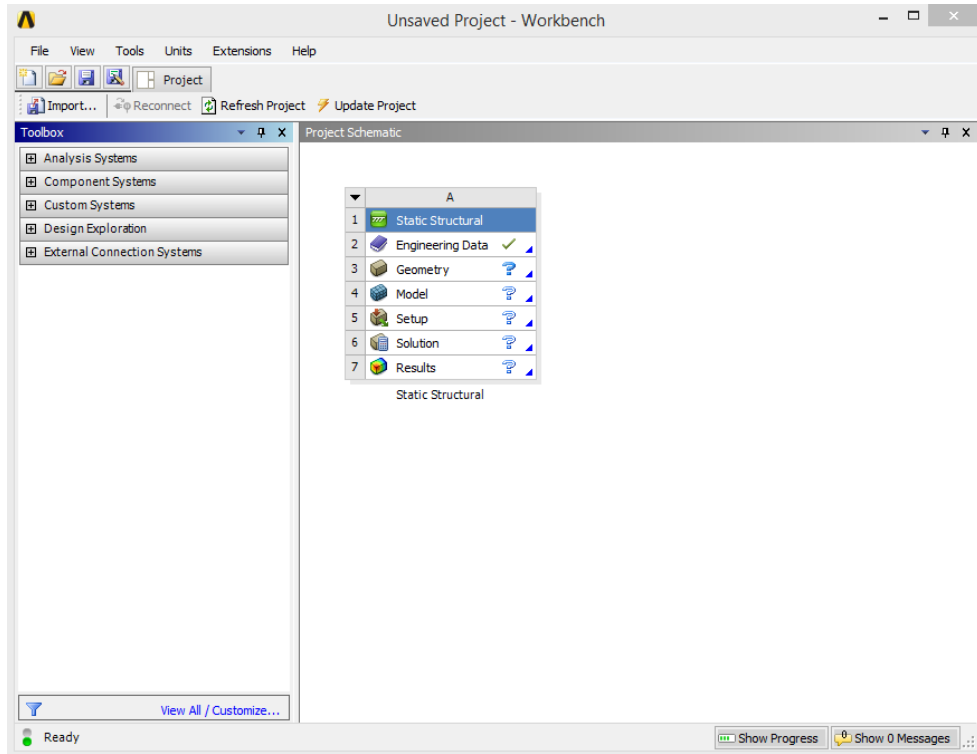
Bu çalışma kapsamında yapılan analizler. 2. yaklaşıma göre yapılmıştır. Her iki durum (aşınmamış P0 ve aşınmış durum) ayrı ayrı analiz edilmiştir. Analiz steplere bölünmüştür bir çevrim boyunca parmak üzerine gelen yüklemeler rulmanın basma mesafesine göre parmak üzerine uygulanmıştır.

3.8.2. P0 (Aşınmamış) Durumu İçin Sonlu Elemanlar Analizi Kurgulanması

Aşınmamış durum için yapılacak olan analizle öncelikle lineer statik analiz olup bu analiz değerinden çıkan gerilme sonuçlara göre de yoruma analizi yapılacaktır.

3.8.2.1. Lineer Statik Analizlerin Kurgulanması

Analizler ANSYS Workbench sonlu elemanlar analiz yazılımında static structural modülünde gerçekleştirilmiştir. Bunun için ANSYS Workbench sonlu elemanlar yazılımı çalıştırılır ve static structural modülü çalışma alanına sürüklenir.



Şekil 3.17. ANSYS workbench çalışma ara yüzü

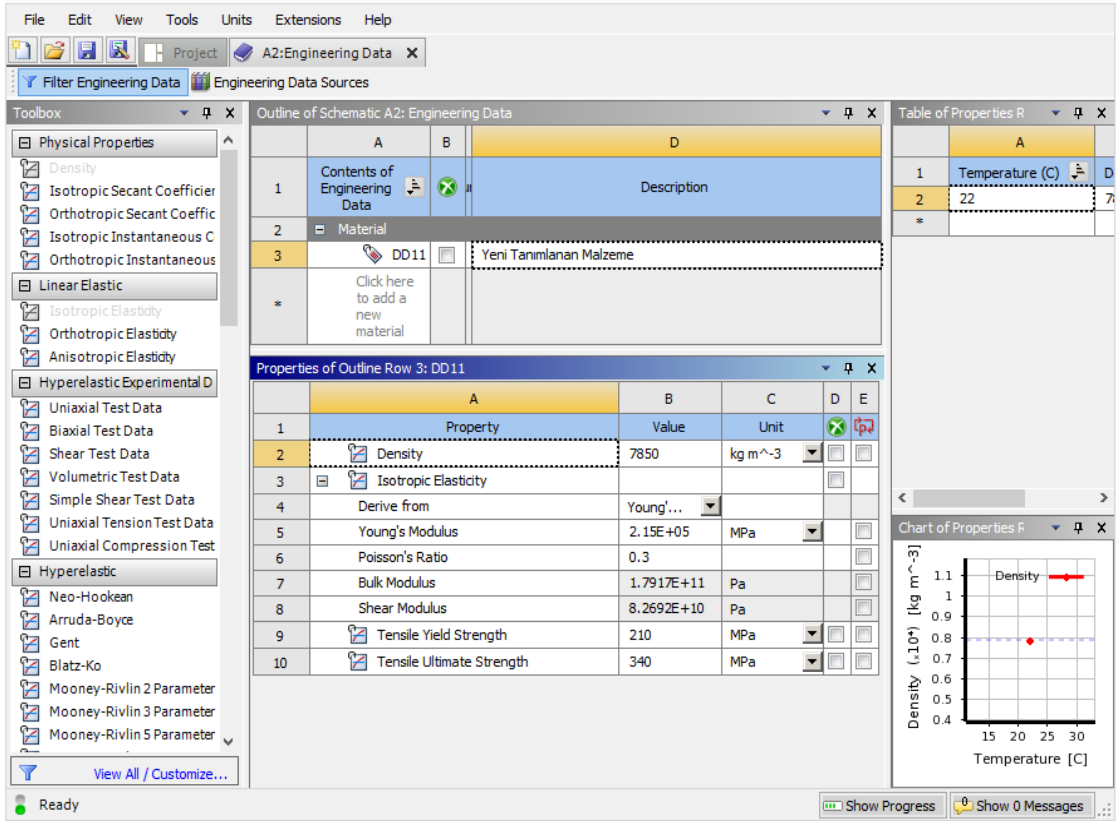
Şekil 3.17' den de görüldüğü gibi static structural analiz için yazılım bize izlememiz gereken adımları sırayla göstermektedir. Kısaca bu adımlara değinecek olursak;

Engineering Data modülü analizde kullanılacak malzemeleri tanımladığı veya kullanılacak malzeme ANSYS yazılımının kütüphanesinde mevcut ise oradan doğrudan

seçileceği kısımdır. Geometry modülünde isteğe bağlı olarak CAD tasarımının oluşturulabildiği gibi, dışarıdan önceden tasarımı yapılmış verilerin import edilmesi mümkündür. Bunun dışında Geometry modülün de import edilen datalar üzerinde iyileştirme çalışmaları, yüzey silme, yüzeyleri birleştirme, parçaları farklı parçalara bölme, birleştirme gibi birçok işlem yapılabilmektedir. Model kısmında ise Setup, Solution ve Result modülleri birlikte bulunmaktadır. Bu kısımda analizin sınır şartları (kuvvet, moment, mesnetler, temas tanımları, hız, ivme... vb) analize tanıtılmakta, modeli sonlu elemanlara ayırma işlemi bu kısımda yapılmaktadır. Hazırlanan problemin çözümü ve çözüm sonrasında sonuçların incelenmesi yine bu kısımda yapılmakta ve analiz tamamlanmaktadır.

PTO parmağı malzemesi özellikleri aşağıdaki tabloda yazılı olan DD11 çeliğidir. DD11 çeliği ANSYS malzeme kütüphanesinde doğrudan bulunmadığı için Engineering Data modülünde yeni malzeme tanımlama bölümünde tanımlanmıştır. Lineer statik analiz için malzemenin elastisite modülü ve poisson oranı bilinmesi yeterlidir. Ancak bu veriler sadece elastik bölgede yani Hook Kanununun geçerliği olduğu bölgede geçerlidir. Yüklemelerin fazla olduğu eşdeğer gerilme değerlerinin malzemenin akma gerilmesini geçen analizlerde doğru sonuç elde etmek için malzemenin gerilme-gerinin mühendislik eğrisinin programa tanıtılması gerekmektedir. Birçok mühendislik uygulamasında malzeme üzerinde oluşan eş değer gerilme değerleri akma gerilmesinin altında kaldığından dolayı analizlerde kolaylık olması bakımında elastisite modülü ve poisson oranı tanımı yapılması yeterli olmaktadır.

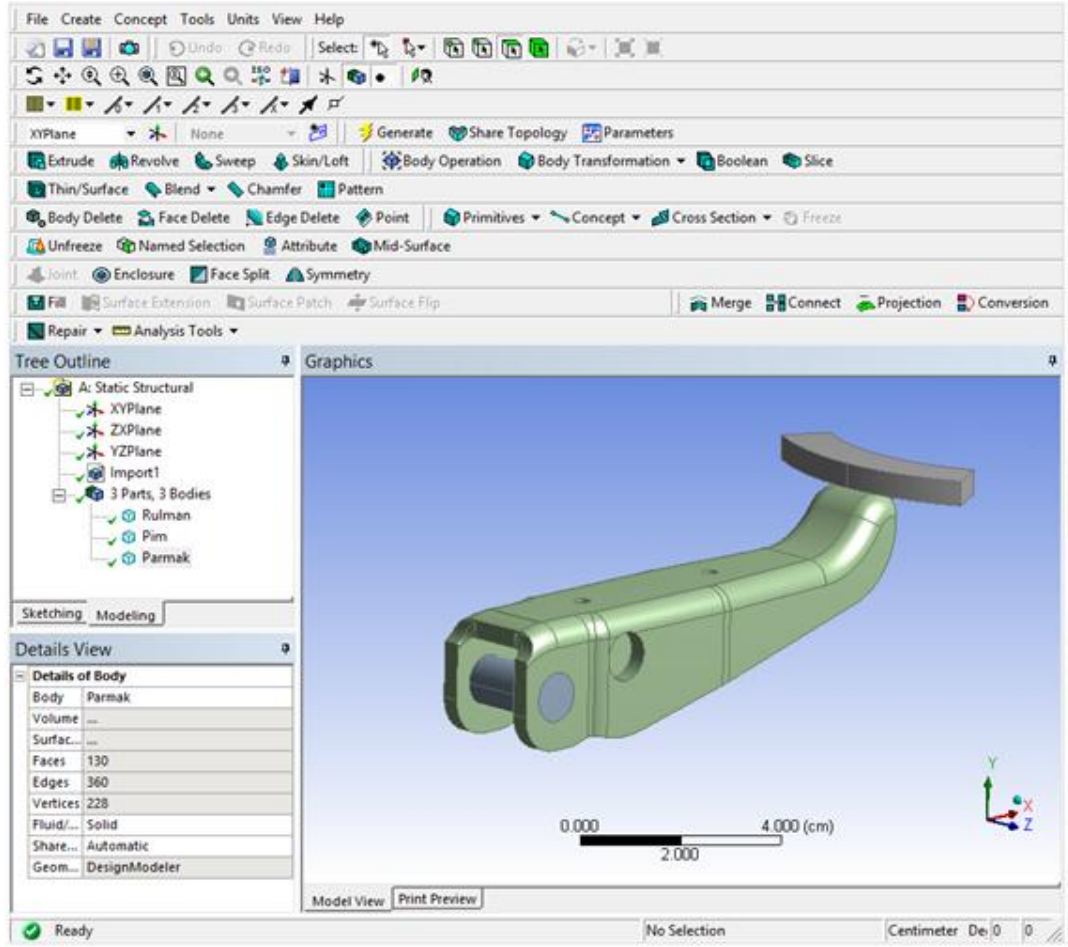
Buna göre Engineering Data Modülü açılır. Yeni malzeme kutucuğuna malzeme adı yazıldıktan sonra sol kısımdan Isotropic Elasticity seçilir. Malzeme Young's Modulus ve Poisson's Ratio değerleri 215000 MPa ve 0,3 olarak yazılır. Yine sol taraftan, Density seçeneği seçilerek malzemenin yoğunluğu 7850 kg/m^3 olarak tanımlanır. Tensile Yield Strength (Akma Mukavemeti) ve Tensile Ultimate Strength (Kopma Mukavemet Değeri) ekranın sol kısmındaki Toolbox' tan seçilerek değerleri sırası ile 210 MPa ve 340 MPa değerleri tanımlanır. Yoğunluk ve elastisite modülü tanımlanırken sağ üst kısımda sıcaklık değeri sorulmaktadır. Bu kısma ortam sıcaklığı olarak 22°C yazılır (Şekil 3.18).



Şekil 3.18. ANSYS engineeringdata statik lineer analiz için malzeme tanımı

Malzeme tanımı ardından, Şekil 3.17' de görüldüğü gibi malzeme modülü yanında yeşil tik işaretinin yanıyor olması gerekmektedir. Bundan sonra malzeme ile ilgili olarak Model bölümünde her bir parta malzeme atamaları yapılacaktır. Malzeme tanımı yapıldıktan sonra Geometry modülüne çift tıklayarak modül açılır (Şekil 3.19).

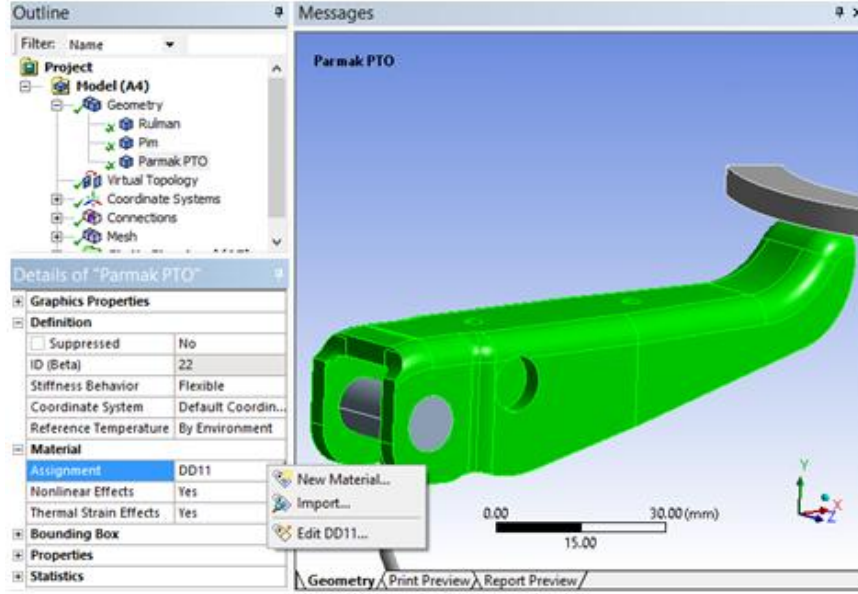
Geometri bölümünde File - Import External Geometry File izlenerek CAD dosyamız ANSYS ortamına import edilir.Units sekmesinden birim milimetre olarak ayarlanmalıdır. Aynı zamanda View sekmesinden Frozen Body Transparency seçili tik kaldırılarak görüntünün transparanlığı kaldırılır. ANSYS Design Modeler 'de parça üzerinde çeşitli iyileştirmeler yapılabilir. Analizde özellikle bazı bölgelerde daha iyi ağ yapısı elde etmek için yüzeylerin birleştirilme işlemi yapılmaktadır. Bu bölümde Merge komutu ile bu sağlanabilir ancak Model bölümünde de bu işlemi yapabildiğimiz için burada yapılmamıştır. Bunun dışında birçok işlem Geometry sekmesinde yapılabilir.



Şekil 3.19. ANSYS design modeler 'e aktarılan parmak geometrisi

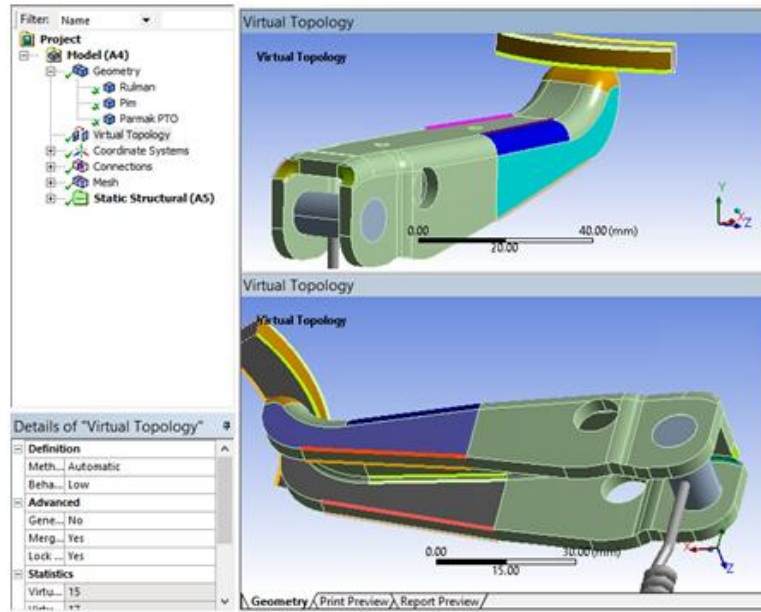
Geometri programa aktarıldıktan sonra yine Engineering Data modülünde olduğu gibi bu modülü de kapatıp, yanında yeşil tik olduğunu gördükten sonra model kısmına çift tıklayarak Modele geçilir.

Model bölümünde, daha önce tanımlanan malzeme değerleri her bir bileşene atanacaktır (Şekil 3.20). Ardından daha düzgün bir ağ yapısı oluşturmak için, parmak üzerinde gerekli yüzeyler birleştirilecek. Temas tanımları yapılacak, sınır koşulları uygulanacak ve analiz koşturularak sonuçlar elde edilecektir.



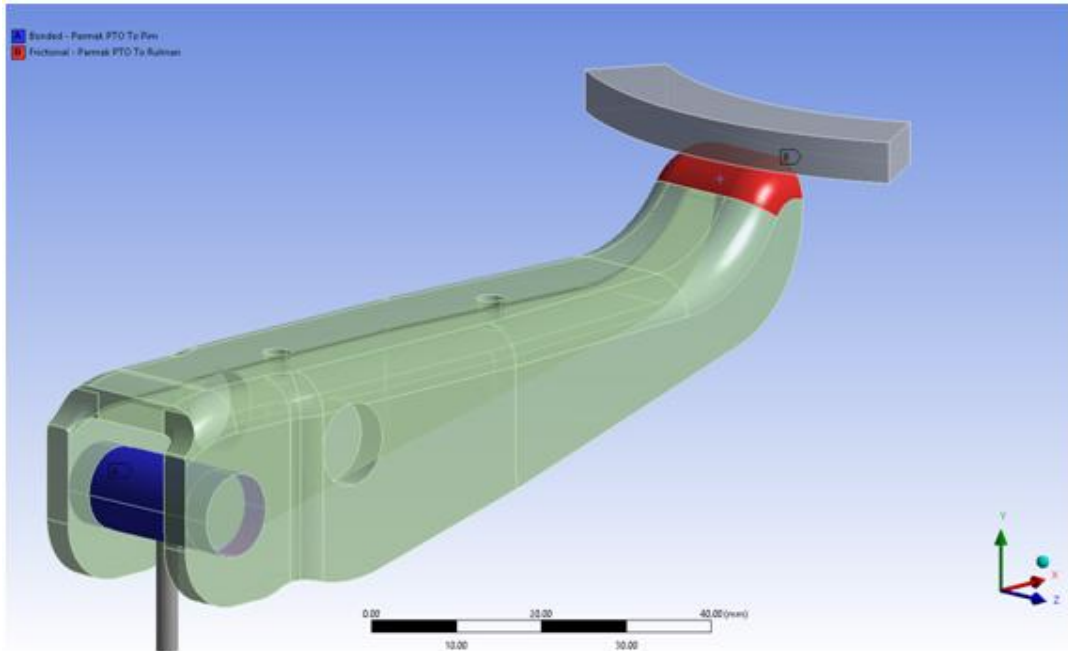
Şekil 3.20. Tanımlanan malzemenin modellere atanması

Malzeme tanımlama işleminin ardından mesh yapımızın daha iyi oluşması için model üzerinde bazı yüzeyleri (birbiri ile kesin şekilde ayrılmamış düz yüzeyler arasında) virtual topology işlemi uygulanır. Soldaki ürün ağacı üzerine gelinir model-sağ tık yapılarak virtual topology seçilir. Ardından birleştirilmek istenilen yüzler seçilir, sağ tık yapıldıktan sonra virtual topology seçilir. Bu şekilde iki farklı yüzey tek yüzey haline gelir (Şekil 3.21). Gerekli görülen noktalara virtual topology işlemi yapıldıktan sonra temas tanımlarının yapılmasına geçilir.



Şekil 3.21. Virtual topology işlemi

Temas tanımı ANSYS Workbench ortamında otomatik olarak tanımlanmaktadır. Ancak bu temas tanımları varsayılan ayarlara göre yapıldığı için, revize edilmesi veya tamamen silinip yerine manüel temas tanımı yapılması gerekmektedir. Modelimiz üç farklı parçadan oluştuğundan, pim ile parmak arasında ve rulman modeli ile parmak arasında temas tanımları yapılması gerekmektedir. Pim ile parmak arasındaki temas sıkı geçme olduğundan, pim ile parmak arasındaki temas için programda tanımlı olan temas tanımlarından bounded temas tanımı yapılır. Bunun için Connections - Insert - Manuel Contact Region takip edilir. Target Body için iki parça içinden rijit olan tercih edilir. Burada rijit parça pimdir. Contact olarak da parmak seçilir. Parmak ile rulman arasında ise biri birlerine göre izafi kayma hareketi olduğundan dolayı temas tanımı için sürtünmeli temas tanımı yapılmalıdır. Bunun için program içerisindeki tanımlardan Frictional temas tanımı yapılır. Burada rijit parça rulman olduğundan target body rulmandır. Contact olarak da parmak seçilir. Metal metale temas olduğundan dolayı metal ile metal arasındaki sürtünme katsayısı 0,1 olarak alınır ve programda tanımlanır. Temas özelliklerinden behavior - asymmetric, update stiffness - each iteration aggressive seçenekleri seçilir (Şekil 3.22).

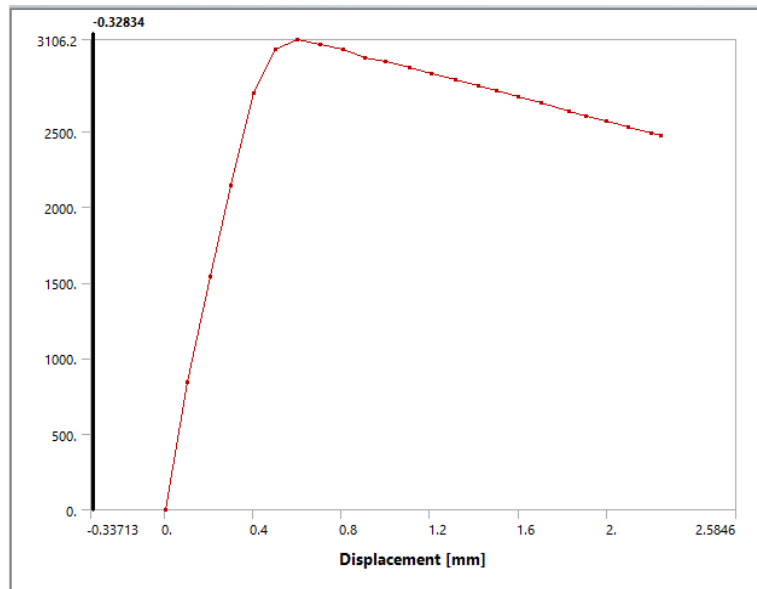


Şekil 3.22. Temas tanımları

Temas tanımlarının ardından yine contacts başlığı altında bulunan yay tanımı yapılacaktır. PTO parmağına bir uçtan rulman deplasman verirken, diğer uçtaki ayar

cıvatası yukarıya doğru kaldırılarak PTO diski ile baskı plakası arasındaki bağlantı kopartılır. Bu şekilde debriyajda moment aktarımı kesilmiş olur. Baskı plakası ile disk arasındaki kuvveti oluşturan debriyajın içinde bulunan diyafram yaydır. Diyafram yay doğrusal olmayan (non-linear) bir yay karakteristiğine sahiptir. Bu sebepten dolayı ayar cıvatası kısmından doğrusal olmayan bir kuvvet parmağa etkiyecektir. Bu kuvvetin doğrudan bilinmediği için, daha önceden yapılan test sonuçlarındaki rulman-yük eğrisinden faydalanılmıştır.

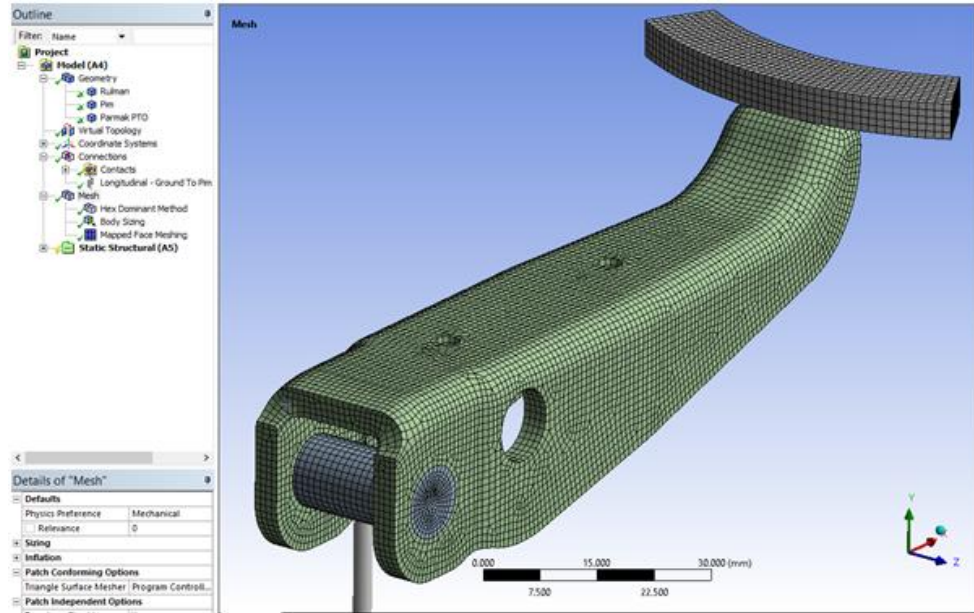
Rulman yük eğrisi, rulmandan parmak üzerine uygulanan kuvvetin, parmak deplasmanına göre çizilmesi ile elde edilen bir grafikdir. Parmak dengede olduğundan dolayı bu non-linear eğriyi manivela oranı ile çarparak, parmağın diğer ucuna yay karakteristiği olarak tanımlanabilir. Buna göre, Contacts üzerine gelinir sağ tık - insert - spring ve ilgili yüzey seçilip yay tanımı yapılır. Burada yay rijitlik değeri tubular olarak seçilir. Yayın yer değiştirmesine bağlı olarak uyguladığı kuvvet değeri noktalar halinde tanımlanarak rijitliği doğrusal olmayan yay tanımı yapılmış olur (Şekil 3.23).



Şekil 3.23. Doğrusal Olmayan Yay Tanımı (Aşınmamış durum için)

Doğrusal olmayan yay tanımının ardından, modelimizin ağ yapısı kurulacaktır. Bu amaçla, programın sol tarafından yer alan ürün ağacının Mesh bölümü kullanılır. Burada birkaç ayar yapılarak mesh özellikleri, sayısı vb. özellikleri tanımlanır. Mesh

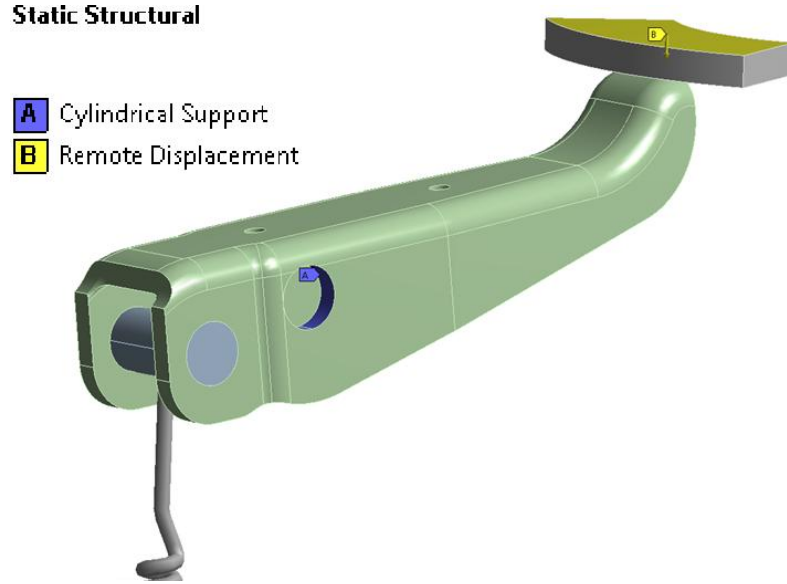
üzerine gelip sağ tık - insert - method seçenekleri izlenir. Burada otomatik olan mesh metodu için birkaç seçenek vardır. Daha az eleman ile daha doğru sonuç alabildiğimiz için, hex dominant yöntemi ağ yapısı olarak seçilmiştir. Ancak kurulan ağ yapısı elemanları sıklığı çok iyi değildir. Bu sebeple daha sık bir ağ yapısı elde etmek için yine mesh üzerine sağ tıklayarak body sizing komutu kullanılır. Eleman boyutu olarak 1 mm seçilir. Bazı yüzeylerde ağ yapısının çok düzgün olmadığı görülür bunu da gidermek için yine mesh üzerine sağ tıklanarak mapped face meshing komutu kullanılarak ağ yapısı düzgün hale getirilir. Sonuçta oluşan ağ yapısını şekil 3.24' teki gibi olması beklenir.



Şekil 3.24. Model ağ yapısı

Ağ yapısı kurulan modelin sınır şartları tanımlanmasına geçilecektir. Modelde rulman ile parmak arasından sürtünmeli temas tanımı olduğundan temasın tutabilmesi için analiz adımlara bölünecektir. Bunun için analysis settings kısmına tıklanarak adım sayısı yirmi iki yazılır bu şekilde analiz yirmi iki adımda çözülecektir. Analiz türü lineer statik analiz olduğundan zamanın çok fazla önemi yoktur. Ancak istenildiği takdirde her adım için zaman karşılıkları da tanımlanabilir. Bu işlemin ardından parmağın üst iki pim deliğine, Silindirik mafsals tanımı yapılır bunun için static structural üzerinde iken sağ tık - insert - silindirik mafsals komutu çalıştırılır. Parmağın her iki üst delik iç yüzeyleri seçilir ve onaylanır. Son olarak rulmanın basması modellenecektir. Bu amaçla rulman

üst yüzeyi seçilir. Sağ tık - insert - remote displacement komutu çalıştırılır. Burada her adım için tek tek rulmanın yapmış olduğu yer değiştirme miktarları girilir. Sonuç olarak sınır şartları şekil 3.25' te olduğu gibi tanımlanır.



Şekil 3.25. Sınır şartları tanımlamaları

Tüm tanımlamalar bittikten sonra solve kutucuğuna tıklanarak analiz çözüme bırakılır. Analiz çözümü lineer statik analiz olduğu için yüklemelerin zaman bakımından değişimi olmamakta sistem denge halinde kabul edilerek çözüm yapılmaktadır.

$$\sum kuvvet (F_x , F_y , F_z)=0 \text{ ve } \sum moment (M_x , M_y , M_z) = 0$$

Her düğüm noktasında bu sınır şartları geçerli olup, tüm modeldeki dış yüklemeler ve momentlerin toplamı, tepki kuvvetlerinin ve momentlerinin toplamına eşittir. Sonuç elemanlar modelinde çözülen temel denklem;

$$[K] \{u\} = \{F\}$$

Bu denklemde; K rijitlik matrisi, u ise yer değiştirme vektörüdür (Her bir noktanın yer değiştirme miktarı). F ise yapıya uygulanan kuvvet vektörüdür. Bu denklem hem direk

hem de iteratif yöntemler ile çözülebilmektedir. Çözüm sonucunda öncelikli olarak her bir noktanın yer değiştirmesi hesaplanmaktadır. Lineer statik analizlerde, yer değiştirmelerin elastik bölgede kaldığı bölgede, Hooke Kanunu kullanılarak gerilme değerlerinin hesaplanabilmektedir.

- $[\sigma] = [D]\{\epsilon\}$

Parmak tasarımının uygun olup olmadığını kontrol etmek için, parmak üzerinde oluşan gerilme dağılımı incelenmelidir. Lineer statik analizlerde, gerilme değerlerinin yorumlanması kullanıcıya aittir. Yazılım, parmak üzerinde hata oluştuğunu dair bir hata sonucu üretmeyecektir. Bu sebeple bir hata kriteri olması gerekmektedir. Bu kriterde parmak malzemesinin akma gerilmesinin, parça üzerinde oluşan eş değer gerilmeden büyük olması olarak tanımlanabilir.

- $\max\sigma_{eş} \leq \sigma_{ak}$

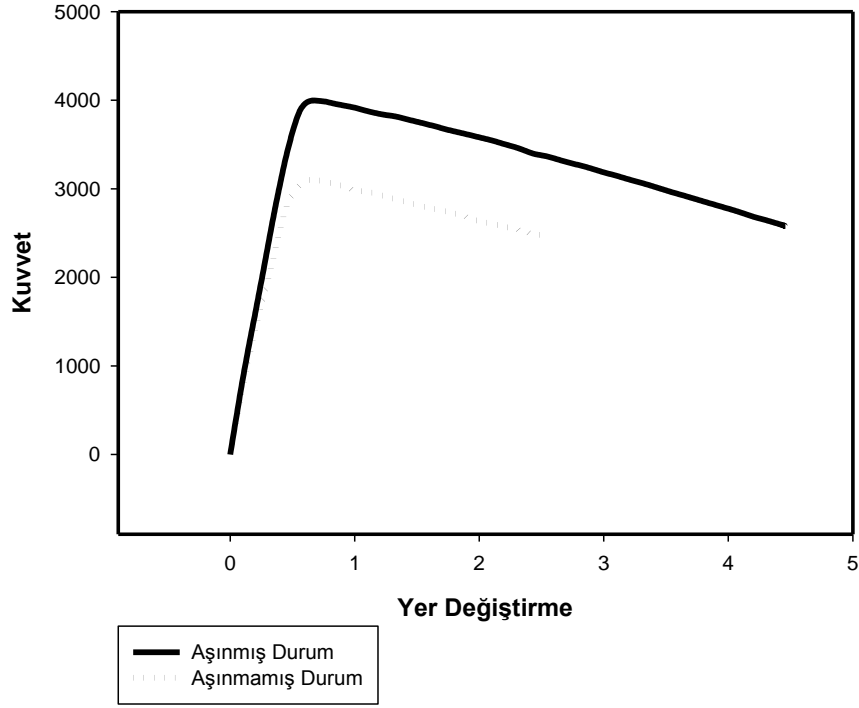
Ancak sadece parçanın akma gerilmesinin, maksimum gerilmeden büyük olması beklenmez ikisi arasındaki oranın belli bir değerden yüksek olması, yani bir emniyet katsayısının da olması gerekmektedir. Ayrıca parça bu yüklemeler altında uzun süreler çalışacağı için, yorulma dayanımı bakımından da bu parçanın başarılı bir parça olması beklenmektedir.

3.8.2.2. Yorulma Analizlerinin Kurgulanması

Parmağın yorulma ömür tahmini için Solution kısmındaki Fatigue Tool dediğimiz, yorulma modülü çalıştırılır. Burada analiz tipi- stress life, Mean Stress Theory-Goodman, Stress Component Equivalent (VonMises), tip olarak titreşimli yükleme durumu seçilir ve yorulma ömür analizi yapılır.

3.8.3. Aşınmış Durumu İçin Sonlu Elemanlar Analizi Kurgulanması

Debriyaj diskinin aşınmasına bağlı olarak, diyafram yük karakteristiği değişeceğinden dolayı, parmaklara gelecek yüklemelerde farklı olacaktır.



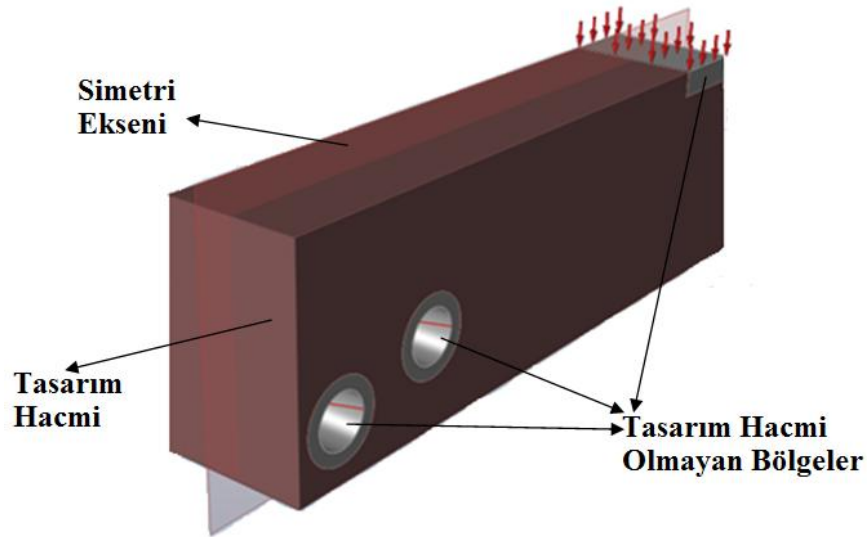
Şekil 3.26. Aşınmış ve aşınmamış durumda yay karakteristikleri

Şekil 3.26' dan da görüldüğü gibi aşınmış durumda yayı aynı miktarda yer değiştirebilmek için daha fazla kuvvete ihtiyaç vardır. Buda parmak üzerine gelecek yüklemeleri arttıracak ve parmak dayanımını düşürecektir. Bu yükleme koşullarında yapılan analizde, aşınmadan dolayı parmak 10,5 mm yukarı konuma konumlandırılmış ve yeni yay karakteristiği tanımlanmıştır. Bunun dışında parmak üzerine uygulanan sınır şartları, P0 (Aşınmamış) durumu için tanımlanan sınır şartları tamamen aynıdır. Yorulma analiz içinde benzer işlemler yapılır. Gerilme analizleri ve yorulma analizlerinin koşturulması sonucu elde edilen sonuçlar bulgular kısmında verilmiştir.

3.9. Topoloji Optimizasyonun Gerçekleştirilmesi

İlk tasarımın, aşınmış halde hasara uğrayacağı sonucuna ulaşıldığından ötürü, yeni bir parmak geometrisi tasarlama ihtiyacı ortaya çıkmıştır. Bu amaçla yeni bir tasarım yapılmıştır. Tasarım yapılırken doğrudan doğruya boyutları belirlemek yerine, parmak geometrisi için olabilecek optimum malzeme dağılımına sahip yapının geometrisinin gözlemlenmesi, ardından bu malzeme dağılımına göre üretilebilir bir tasarım ortaya konulmaya çalışılmıştır. Optimum malzeme dağılımının bulunması için topoloji optimizasyonu son boyutların belirlenmesi için ise şekil optimizasyonu ve cevap yüzeyi yönteminden faydalanılmıştır.

Topoloji optimizasyonu için öncelikli olarak, tasarım geometrisinin bilinmesi gerekmektedir. Yapılacak olan tasarımın hangi hacim içerisinde kalacağı, bu hacmin hangi noktalarında, hangi mesnetlerin olduğu, bu hacmin hangi noktalarının tasarım geometrisi dışında kalacağı bilinmesi gerekir. Çünkü topolojik optimizasyonda toplam hacminden, yapıyı en rijit yapacak şekilde kütle çıkartılması işlemi yapılmaktadır. Bu çalışmada, topoloji optimizasyonu solidThinkingInspire yazılımında yapılmıştır. Yazılımda parmağın çalışma sınır şartları belirlenmiş ve optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir.



Şekil 3.27. Topoloji tasarım alanı

Yukarıdaki şekilden de görüldüğü gibi tasarım alanı içi dolu bir kütle olarak ön görülmüştür. Ancak rulman basma noktası ve pimlerin bulunduğu boşluklar, tasarım alanı dışında tutularak bu bölgelerden malzeme çıkartılması engellenmektedir. Sınır şartı olarak da parmak pim noktalarında kendi eksenlerinde dönebilmekte ve rulman basma noktasından da rulman yükü uygulanmaktadır. Son olarak malzeme çıkartma işlemi simetrik olması bakımından simetri sınır şartı tanımlanarak topoloji optimizasyonu gerçekleştirilir (Şekil 3.27).

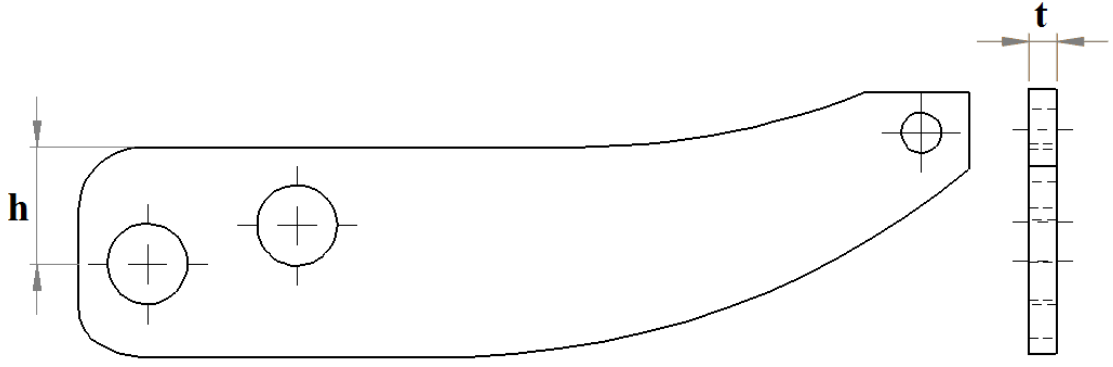
3.10. Deney Tasarımı ve Şekil Optimizasyonu

Topoloji optimizasyonu ve yeni tasarımın yapılmasından sonra, bu yeni tasarımın en optimum boyutlarının bulunması gerekmektedir. Optimum boyutlardaki tasarımlar en az kütleyle karşın, en düşük eğilme miktarı ile en düşük gerilmenin olduğu tasarımlardır. Bu amaçla yapılan şekil optimizasyonun amacı en düşük az kütle ile gerilme ve eğilme değerini en düşük yapmaya yöneliktir. Şekil optimizasyonunu gerçekleştirmek için, yeni tasarlanan parmak geometrisi üzerinden farklı parametreler ile çalışılabilecek, boyutlar değildir. Örneğin parmak boyu debriyaj muhafazası ve rulman basma çapının sabit olmasından dolayı şekil optimizasyonu için parametre oluşturmayacaktır. Benzer şekilde sabitleme pim delik çapları da bizim için parametre oluşturmayacaktır. Bu çalışmada parmakların et kalınlığı "t" ve parmağın dönebildiği mafsal ile parmak üst yüksekliği arasında kalan yükseklik "h" iki farklı değişken olarak şekil optimizasyonun değişkeni olarak tanımlanmıştır(Şekil 3.28).

Deney tasarım parametreleri;

Parmak et kalınlığı için: (t) 3mm - 3,5mm - 4mm; 3 farklı et kalınlığı,

Parmak yüksekliği için: (h) 14,5mm - 15,5mm - 16,5mm - 17,5mm - 18,5mm; 5 farklı parmak yüksekliği tasarım değişkeni olarak alınmıştır.



Şekil 3.28. Boyut optimizasyon parametreleri

İki değişken parmak et kalınlığı 3 ve parmak yüksekliği 5 farklı değer aldığından dolayı, 15 farklı durum ortaya çıkmıştır. Her durum için geometri SolidWorks tasarım programında ayrı ayrı çizilmiştir. Ardından bu her geometri için, aşınmış durumdaki sınır şartları uygulanarak analizler yapılmıştır.

15 farklı geometri için (h ve t) ye bağlı olarak;

- Gerilme
- Eğilme (parmağın esnemesi)
- Kütle
- Rijitlik

Değerleri çıktı olarak elde edilmiştir bu değerlere göre full faktöriyel deney tasarım tablosu oluşturulmuş. Bu tablodan alınan sonuçlara göre, gerilme, eğilme ve kütleyle bağlı olarak üç farklı denkle elde edilmiştir. Bu denklemler yardımı ile parmak et kalınlığı ve yüksekliğine bağlı olarak yanıt yüzeyleri çizdirilmiştir. Yine bu denklemler kullanılarak MATLAB ortamında şekil optimizasyonu işlemi gerçekleştirilmiştir. Sonuç olarak optimum boyutlara sahip PTO parmak geometrisi belirlenmiştir. Tüm bu sonuçlar bir sonraki bölüm olan bulgular kısmında sırası ile anlatılacaktır.

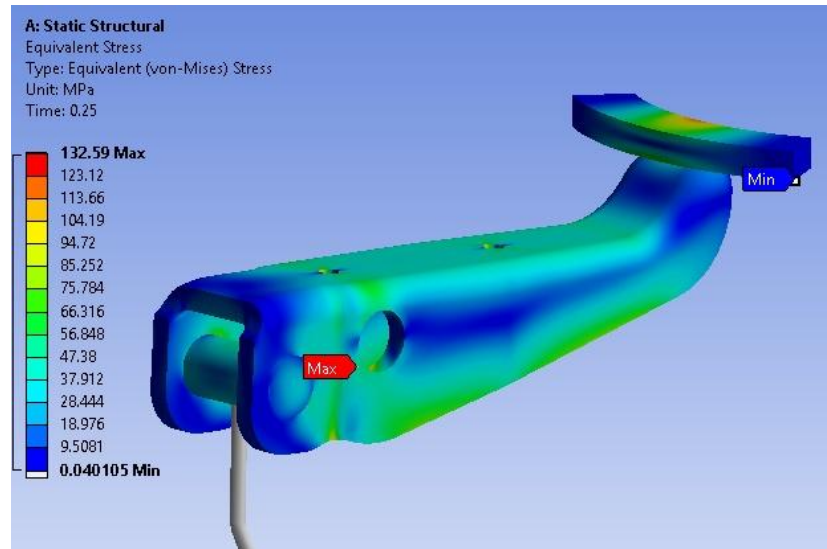
4. BULGULAR

Çalışmada ortaya çıkan sonuçlar bu bölümde verilmiştir. İlk kısımda PTO parmağı aşınmamış ve aşınmış durum için lineer statik analiz ve yorulma analizi sonuçları verilmiştir. Ardından topoloji optimizasyonu sonucu ve topoloji sonucunda ortaya çıkan geometrinin sonlu elemanlar sonuçları verilmiştir. Son kısımda ise, deney tasarımı sonuçları, şekil optimizasyonu sonuçları ve nihai boyutlara sahip parmak geometrisinin sonuçları verilmektedir.

4.1. P0 (Aşınmamış) Durumu İçin Sonlu Elemanlar Analiz Sonuçları

Bu kısımda P0 (Aşınmamış) Durumu İçin yapılan lineer statik analiz sonuçları ile yorulma analizi sonuçları birlikte verilecektir.

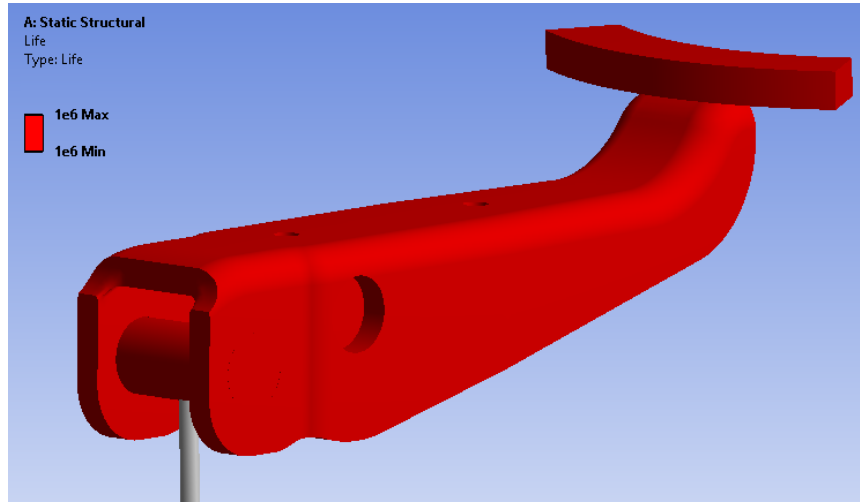
Analiz çözümü bittikten sonra post-processing diye adlandırılan, sonuçların incelenmesi yorumlanması bölümüne geçilir. Burada parmak üzerinde oluşan gerilme dağılımına, yer değiştirme miktarlarına ve ANSYS yorulma modülü ile yaklaşık yorulma çevrim sayısına bakılabilmektedir. Analiz statik stepli olduğundan dolayı çözümde her step için, bir sonuç değerine ulaşılabilecektir. Yani uygulanan kurs miktarına karşılık parmak üzerinde oluşan gerilme değerleri okunacaktır. Burada önemli olan en büyük gerilmenin hangi stepte olduğunu görüp o sonucu yorumlamaktır.



Şekil 4.1. P0 (aşınmamış) durumu için parmak üzerinde oluşan maksimum gerilmeler

Şekil 4.1' de görüldüğü gibi parmak üzerinde oluşan maksimum gerilmeler parmağın montaj edildiği pim bölgesi civarında olduğu görülmekte ve değeri 132.59 MPa seviyesindedir. Benzer şekilde rulmanın parmağa deplasman uyguladığı bölge de gerilmelerin yüksek olduğu gözlemlenmektedir. Parmakta herhangi bir hasar oluşup oluşmayacağına karar verebilmek için; modelin malzemesi olan DD11 çeliğinin akma mukavemet değerinin(215 MPa) yükleme koşullarında parmak üzerinde oluşan eş değer mukayese gerilmesinden büyük olup olmadığına bakılır. Sonuç olarak malzemenin akma değeri parmak üzerinde oluşan gerilmelerden büyük olduğundan, parmağın bu yükleme koşullarında statik olarak emniyetli olduğu sonucuna varılabilir. Ancak parmağı yorulma analiz sonuçlarının da incelenmesi gerekmektedir.

Bu yükleme koşullarına göre, yapılan yorulma analizi sonucunda parmak üzerinde herhangi bir hasar oluşmadığı gözlemlenmektedir. Yani tasarım ömrü olan 10^6 çevrimi sağlayacaktır (Şekil 4.2).



Şekil 4.2. P0 (aşınmamış) durumu için yorulma ömrü

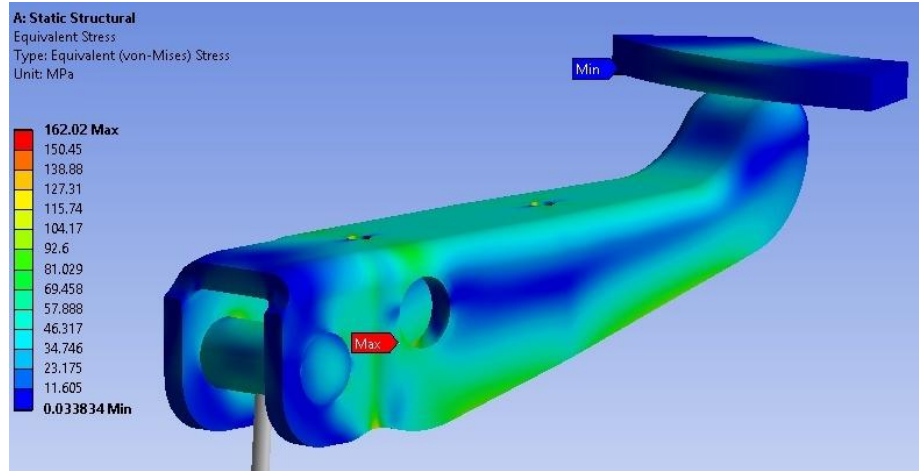
Yapılan analiz sonuçlarına göre debriyajın diskinin ilk durumuna göre (aşınmamış) parmak tasarımı mukavim olduğu görülmektedir. Ancak debriyaj uzun süreli çalışmasına bağlı olarak diskinde bir miktar aşınma olacaktır. Bu aşınmaya bağlı olarak debriyaj diyafram yay karakteristikleri değişmekte olup, debriyajı devreye sokmak için uygulanması gereken kuvvette de farklılıklar meydana gelecektir. Bu sebeple parmak tasarımı yapılırken aşınmış durumda göz önüne alınmalıdır. Diyafram yay

karakteristikleri incelenecek olursa, aşınmış durumdaki yaya karakteristiği, aşınmamış duruma göre daha yüksektir. Bu sebeple tasarımlar aşınmış duruma göre yapılmalıdır.

4.2. Aşınmış Durumu İçin Sonlu Elemanlar Analizi Sonuçları

Bu kısımda P0 (Aşınmamış) Durumu İçin yapılan lineer statik analiz sonuçları ile yorulma analizi sonuçları birlikte verilecektir.

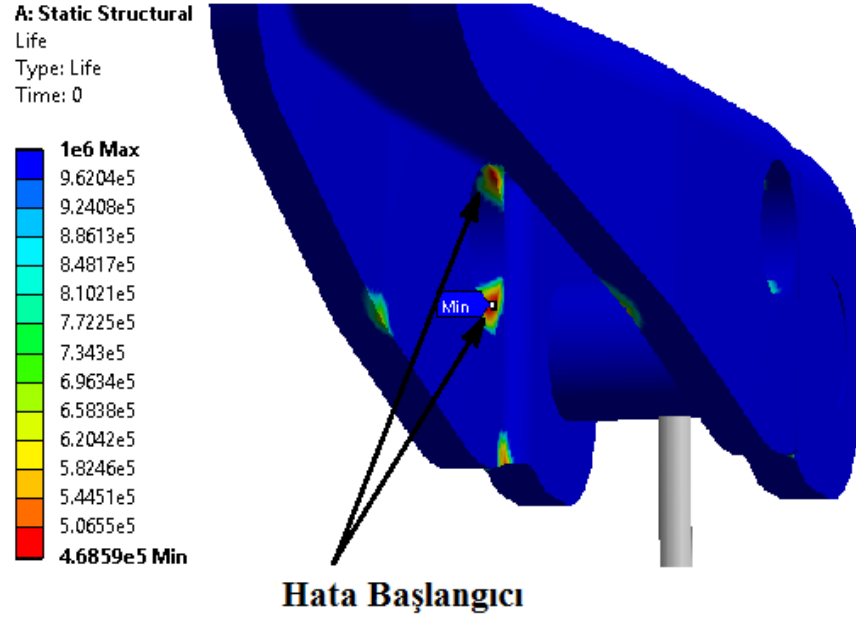
Şekil 4.3 ' ten de görüldüğü gibi aşınmış durumda, diyafram yay karakteristiği yukarıya kayacağından dolayı, parmak üzerinde oluşan gerilme değerleri de buna bağlı olarak yukarı çıkmıştır. Aşınmamış durumda oluşan 132 MPa 'lık maksimum gerilme değeri aşınmış durumda 162 MPa 'a ulaşmıştır. Buda yaklaşık %18,5 gerilme artışına tekabül etmektedir. Bu gerilme artışının, yorulma ömrü üzerine ise ne kadar etki ettiğini görmek için aşınmamış durum için yapılan yorulma analizi aşınmış durum içinde tekrar edilmiştir.



Şekil 4.3. Aşınmış durumu için parmak üzerinde oluşan maksimum gerilmeler

Yapılan yorulma analizi sonucunda, parmak üzerinde oluşan maksimum gerilmenin artmasından dolayı, parmağın yorulma ömrü düşmüştür. Bu yükleme koşullarında, parmak 468,000 çevrim sonucunda hasara uğrayacaktır (Şekil 4.4). Hasar başlangıcı gerilmelerin maksimum olduğu pim bölgesinde gözlemlenmiştir. Buda kullanılan

parmağın tasarım ömrünün altında hasara uğrayacağını göstermektedir ve bu nedenden yeni bir parmak tasarımına ihtiyaç bulunmaktadır.

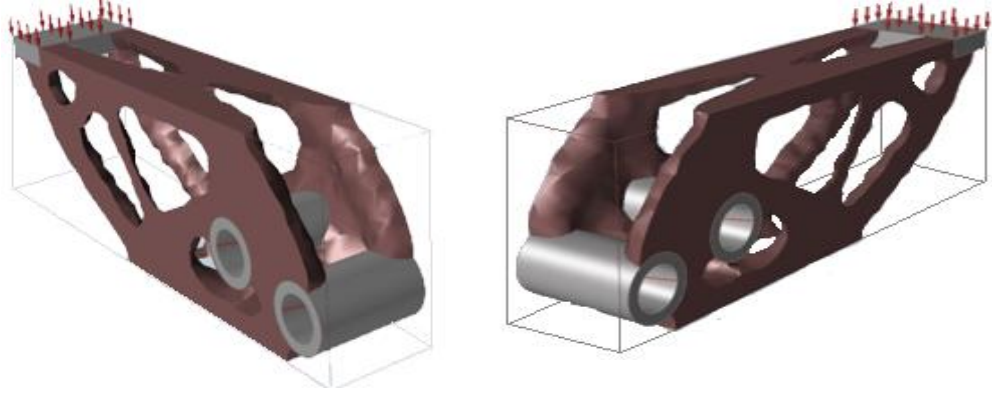


Şekil 4.4. Aşınmış durumu için yorulma ömrü

4.3 Topoloji Optimizasyonu Sonuçları

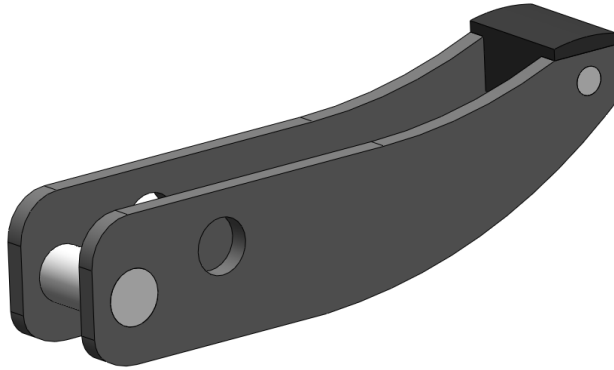
Bu kısımda topoloji optimizasyonu sonucunda oluşan malzeme dağılımı sonuçlarına verilmiştir. Ardından topoloji optimizasyonu sonucu tasarlanan parmak geometrisine ve bu modelin aşınmış durum için yapılan sonlu elemanlar lineer statik ve yorulma analiz sonuçları verilmektedir.

Topoloji optimizasyonundan sonra, program bize bu yüke dayanabilecek en uygun yapının (en rijit yapının) malzeme dağılımını görsel olarak vermektedir (Şekil 4.5). Topoloji optimizasyonu yaklaşımı ile malzemenin hangi bölgelerde yoğun, hangi bölgelerde seyrek veya hiç olmaması durumunda tasarım için sorun oluşturmayacağı, görüntülü olarak belirlenebilmektedir. Buradan çıkan sonuçlara bağlı kalarak, imalatta göz önünü alınarak yeni bir tasarım gerçekleştirilmiştir.



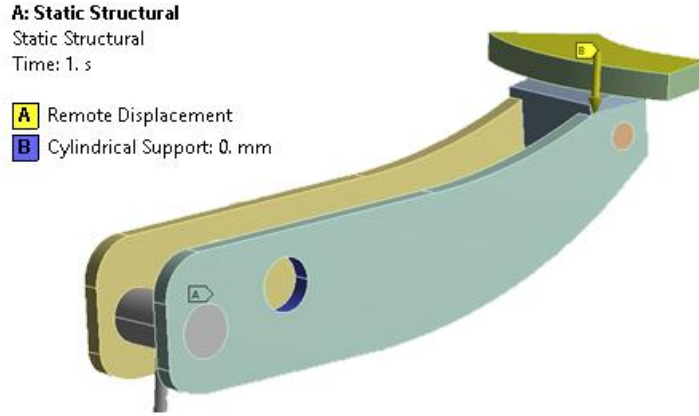
Şekil 4.5. Topoloji optimizasyonu sonucu oluşan malzeme dağılımı

Şekil 4.6' da görüldüğü gibi ilk tasarımdan farklı olarak, topoloji optimizasyonu sonucu ortaya çıkan malzeme dağılımından yararlanılarak yeni bir tasarıma gidilmiştir. Tasarımdaki en büyük kısıt toplam, tasarım hacminin dışına çıkılmaması ve manivela oranının değiştirilemiyor olmasıdır. Bunun dışında saç malzeme kalınlığı 3,5 mm, ilk tasarım ile aynı alınmıştır. İlk tasarımda parmağın kapalı olan tavan kısmı topoloji sonucuna göre boşaltılmıştır.



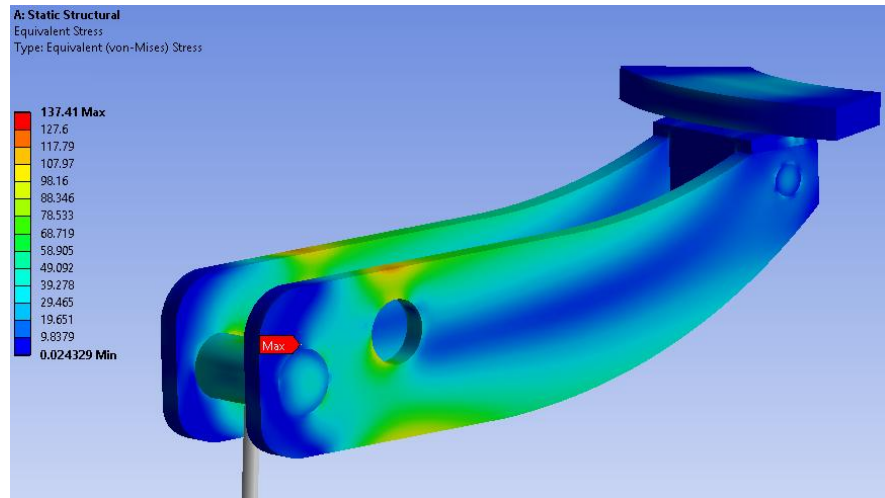
Şekil 4.6. Topoloji Optimizasyonu Sonucu Gerçekleştirilen Yeni Tasarım Parmak Modeli

Tasarlanan yeni tasarımın mukavemet açısından doğrulanması gerekmektedir. Doğrulama işlemini yine ilk parmak mekanizmasında olduğu gibi, sonlu elemanlar analizi ile yapılacaktır. Bunun için ilk tasarımda uygulanan analiz prosedürü bu parmağa da uygulanmış ve sonuçlar elde edilmiştir (Şekil 4.7).



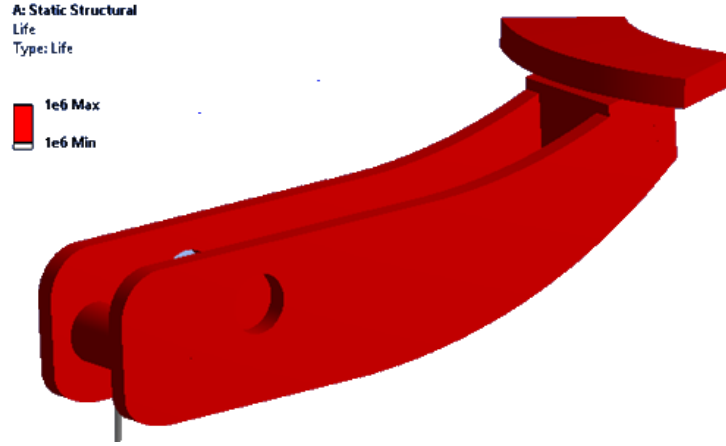
Şekil 4.7. Yeni tasarımın ANSYS Workbench ortamına aktarılması ve sınır şartları

Şekil 4.8' de görüldüğü gibi topoloji optimizasyonu sonucundan yeniden tasarım yapılan sonlu elemanlar analizi sonucunda parmak üzerinde oluşan maksimum gerilme değeri 137.4 MPa olarak görülmektedir. İlk tasarımda ise bu değer, 162 MPa olarak elde edilmiştir. Bu durumda gerilme değerlerinde %15'lik düşüşü sağlanmasına karşın %6 oranında kütle artışı meydana gelmiştir.



Şekil 4.8. Yeni Tasarım sonlu elemanlar analizi gerilme sonuçları

Son olarak bu tasarımın da yorulma ömrüne bakılacak olursa, benzer şekilde önceki analizlerdeki aynı sınır şartları uygulanarak gerçekleştirilen yorulma analizinde, parmağın tasarım ömrü olan 1 milyon çevrimi başarı ile geçtiği görülmektedir (Şekil 4.9).



Şekil 4.9. Yeni tasarım sonlu elemanlar yorulma analizi sonuçları

4.4. Deneye Tasarımı Sonuçları ve Cevap Yüzeyleri

Topoloji optimizasyonundan elde edilen parmak geometrisi şekil optimizasyonu ile son geometrisine getirilmiştir. Bu aşamada deneysel tasarım metotları kullanılarak elde edilen sonuçlar ile cevap yüzeyleri oluşturulmuştur. Üç farklı et kalınlığı ve beş farklı parmak yüksekliği için yapılan full faktöriyel deney tasarım sonuçları Çizelge 4.1' de verilmektedir.

Çizelge 4.1. Şekil optimizasyonu için yapılan deney tasarım çalışması

Numune No	Parmak Yüksekliği (h)	Parmak Et Kalınlığı (t)	Gerilme (MPa)	Eğilme (mm)	Rjitlik (N / mm)	Kütle (g)
1	14.5	3	155	0.16836	5678.30	134.44
2	15.5	3	146	0.15473	6178.50	138.25
3	16.5	3	141	0.14258	6705.00	142.11
4	17.5	3	134	0.13175	7256.16	146.04
5	18.5	3	121	0.099689	9589.82	161.5
6	14.5	3.5	137	0.1443	6625.08	152.26
7	15.5	3.5	136	0.13262	7208.56	156.7
8	16.5	3.5	125	0.12221	7822.60	161.21
9	17.5	3.5	119	0.11292	8466.17	165.8
10	18.5	3.5	107	0.08571	11153.6	183.88
11	14.5	4	122	0.12625	7572.27	170.09
12	15.5	4	115	0.11603	8239.24	175.16
13	16.5	4	111	0.10693	8940.42	180.31
14	17.5	4	106	0.09880	9676.11	185.56
15	18.5	4	95	0.05978	15992.2	206.17

Çizelge 4.1' deki örnekleri inceleyecek olursak, parmak üzerinde oluşan gerilme değerleri parmak yüksekliği ve parmak et kalınlığı arttıkça, eğilmeye karşı direnç momentinin artmasından dolayı azalmaktadır. Optimizasyondaki amaç en az kütle ile en az gerilme ve eğilme değerlerine ulaşmaktır. Bu amaçla, MATLAB içerisindeki optimizasyon algoritması çalıştırılarak, belirleyeceğimiz kısıtlar için şekil optimizasyonu yapılacaktır.

MATLAB ortamına verilerin aktarılabilmesi için, gerilme, eğilme ve kütle değerlerinin, parmak yüksekliği (h) ve parmak et kalınlığı (t) ye bağlı fonksiyon olarak tanımlanması gerekmektedir. Bunun için çift değişkenli eğri uydurma işlemi yapılmıştır. Eğri uydurma işlemi için öncelikle bir denklem modeli oluşturmak gerekir. Oluşturduğumuz denklem modeli aşağıdaki formdadır.

$$\text{Model} = a_1 t^3 + a_2 h^3 + a_3 t^2 h + a_4 h^2 t + a_5 t h + a_6 t + a_7 h + a_8$$

Modelde amacımız $a_1, a_2, a_3, \dots, a_8$ denklem sabitlerini bulmaktır. Bu sabitler bulunduktan sonra h ve t değerleri deneme yapılarak oluşturulan modelin gerçek sonuçlara ne kadar yaklaştığına bakılarak kontrol edilmelidir. Yapılan regresyon analizi sonucu elde edilen denklemler şunlardır.

Gerilme Denklemi;

$$f(h,t) = -183.976 + 42.2408h + 0.00714036h^3 + 176.728t - 25.4032ht - 0.259779h^2t + 5.09742ht^2 - 8.23464t^3$$

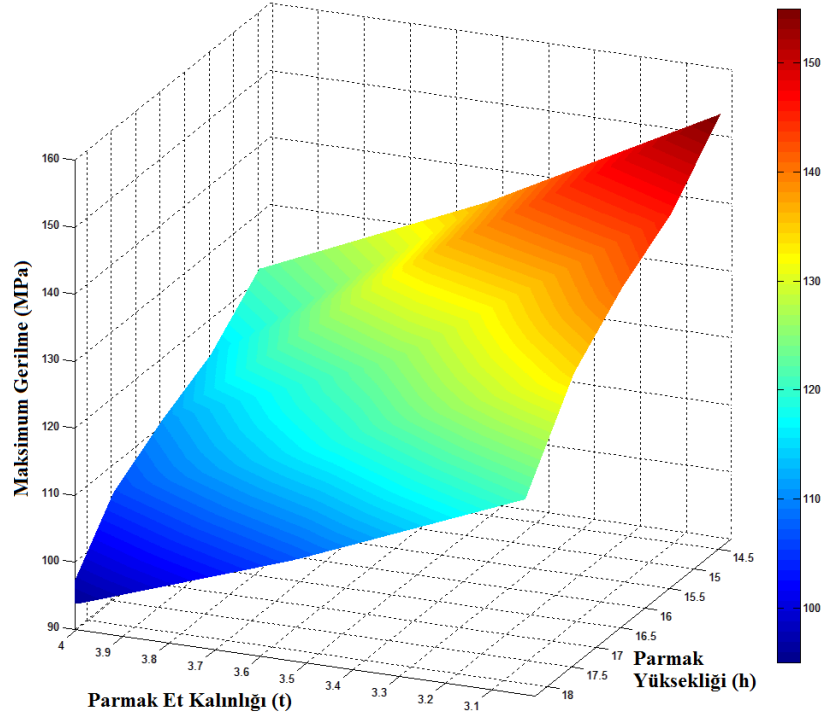
Yer Değiştirme (Eğilme) Denklemi

$$f(h,t) = 1.42501 - 0.0941614h - 0.00001594h^3 - 0.661814t + 0.0728126ht - 0.00061735h^2t - 0.0073464ht^2 + 0.0119016t^3$$

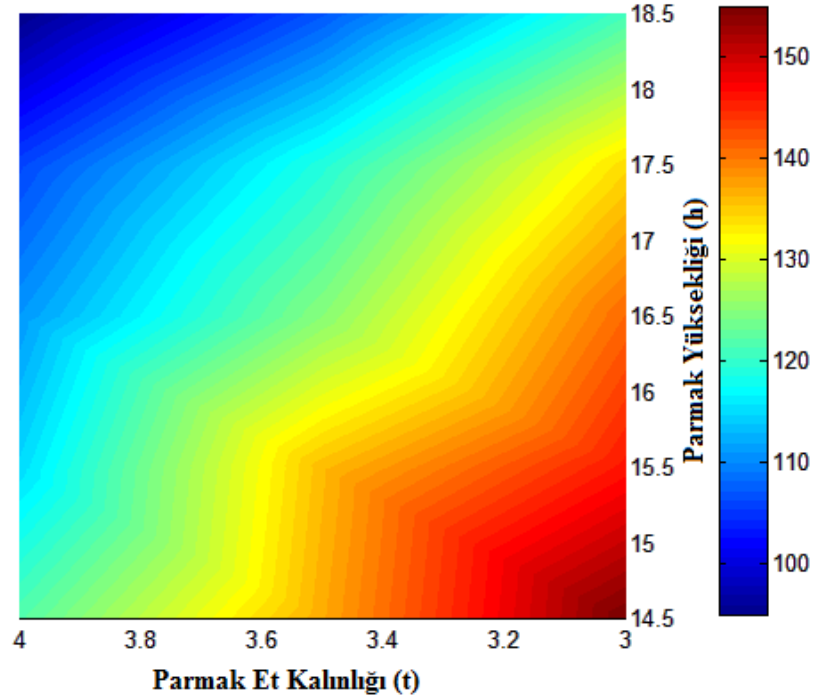
Kütle Denklemi

$$f(h,t) = 457.755 - 33.8117h - 0.0448812h^3 - 52.4618t + 5.56594ht + 1.14085h^2t - 5.8784ht^2 + 9.88301t^3$$

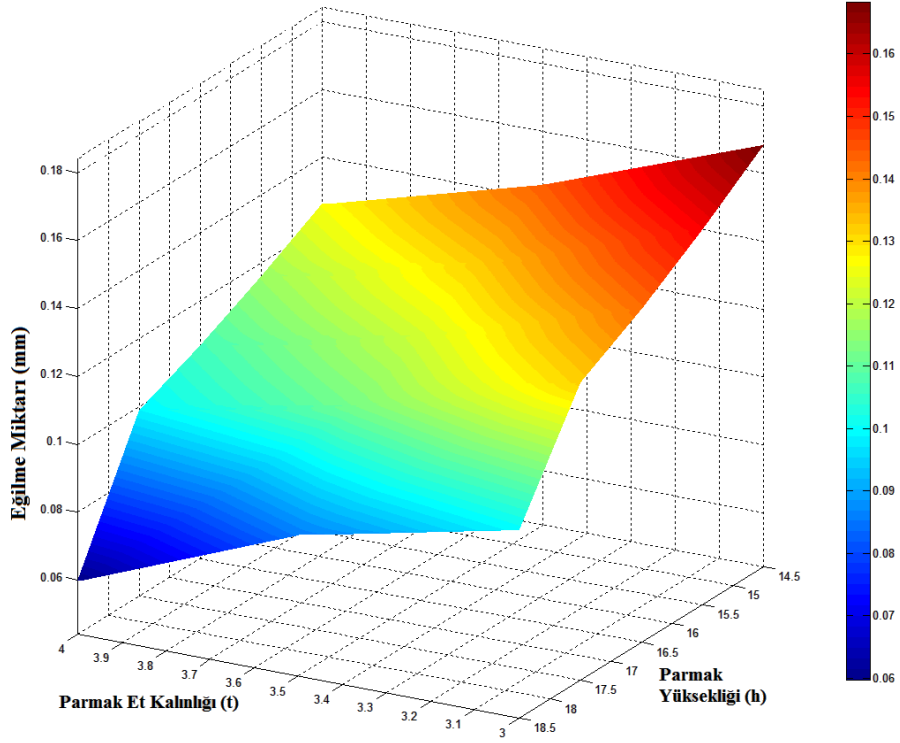
Yukarıdaki denklemlerden elde edilen cevap yüzeyleri sırası ile şekil 4.10 ile 4.15 arasında verilmektedir.



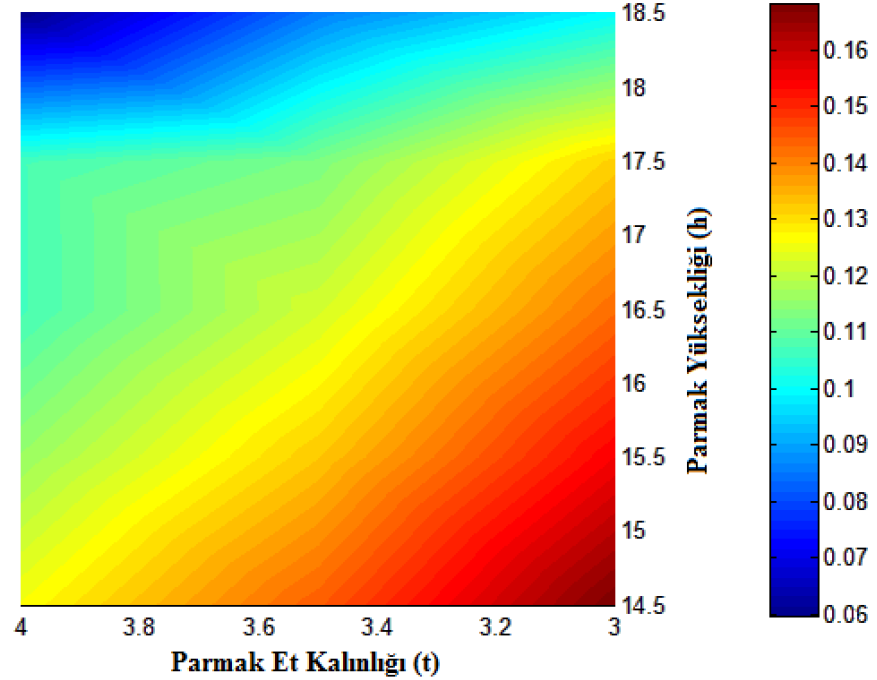
Şekil 4.10. Gerilme Cevap Yüzeyi 3D Grafiği



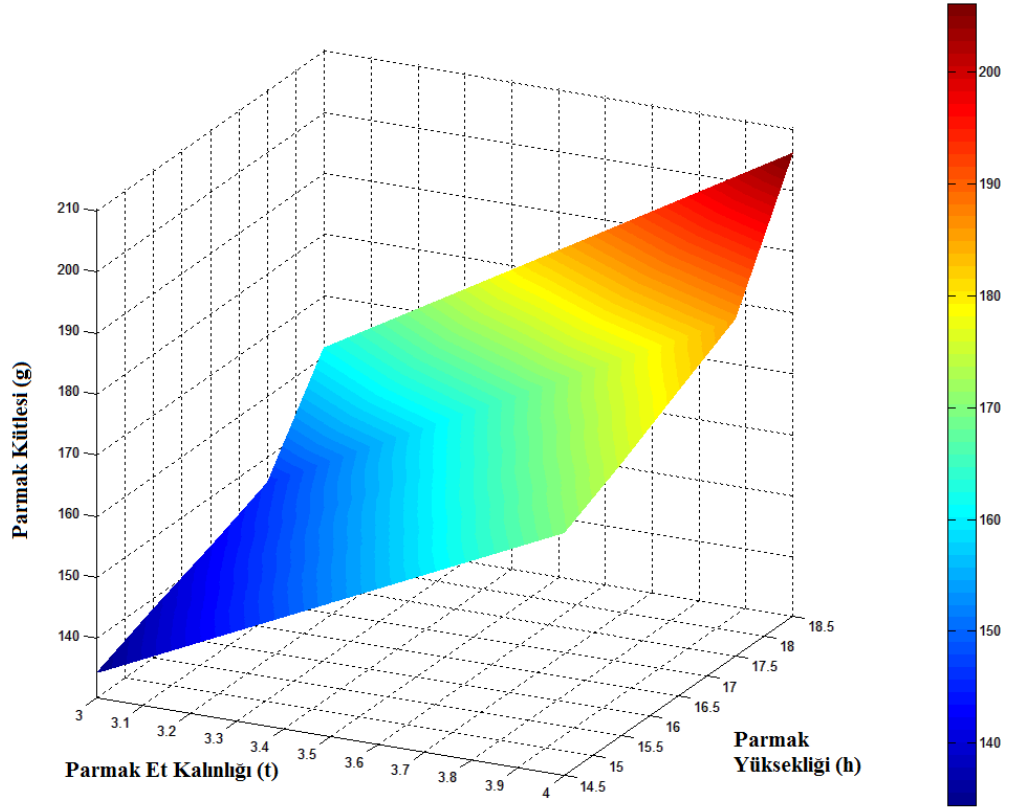
Şekil 4.11. Gerilme Cevap Yüzeyi 2D Grafiği



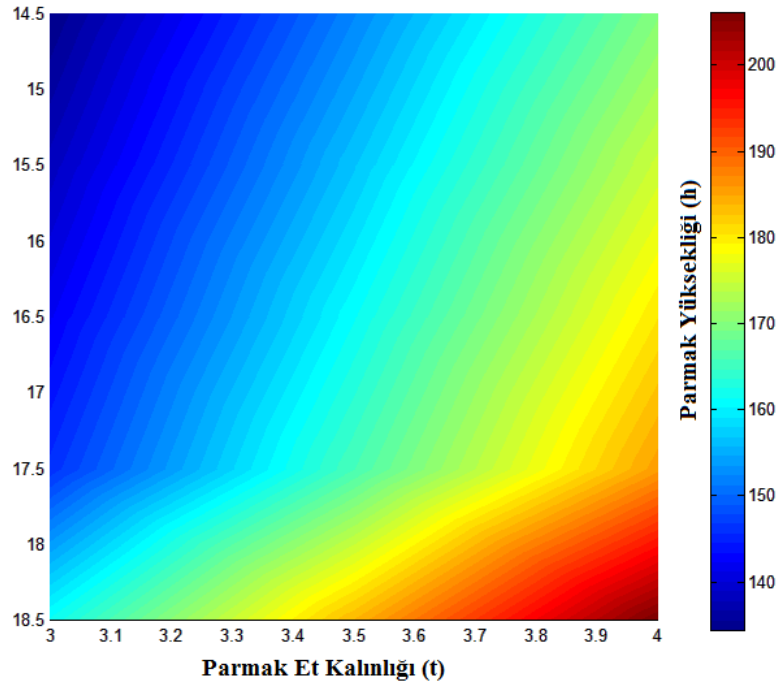
Şekil 4.12. Yer Değiştirme (Eğilme) Cevap Yüzeyi 3D Grafığı



Şekil 4.13. Yer Değiştirme (Eğilme) Cevap Yüzeyi 2D Grafığı



Şekil 4.14. Kütle İçin Cevap Yüzeyi 3D Grafiği



Şekil 4.15. Kütle İçin Cevap Yüzeyi 2D Grafiği

4.5.Şekil Optimizasyonu Sonuçları ve Nihai Tasarım

Çizelge 4.2. Sonlu Elemanlar Sonuçları ve Denklemlerden Çıkan Değerlerin Karşılaştırılması

No	Gerilme (MPa)	Gerilme (MPa)*	Eğilme (mm)	Eğilme (mm)*	Kütle (g)	Kütle (g)*	% Hata Gerilme	% Hata Eğilme	% Hata Kütle
1	155	154.4	0.16836	0.16622	134.44	134.6	-0.35	-1.26	0.18
2	146	147.8	0.15473	0.15805	138.25	137	1.23	2.15	-0.87
3	141	140.2	0.14258	0.1447	142.11	142	-0.52	1.49	-0.03
4	134	131.8	0.13175	0.12607	146.04	149.4	-1.59	-4.3	2.36
5	121	122.6	0.099689	0.10205	161.5	159	1.36	2.37	-1.51
6	137	140.8	0.1443	0.14104	152.26	148	2.79	-2.25	-2.39
7	136	134.1	0.13262	0.13615	156.7	151.7	-1.36	2.66	-3.15
8	125	126.3	0.12221	0.12545	161.21	158.7	1.04	2.65	-1.54
9	119	117.3	0.11292	0.10885	165.8	169.2	-1.38	-3.6	2.05
10	107	107.3	0.08571	0.08625	183.88	182.9	0.31	0.63	-0.48
11	122	120.9	0.12625	0.12509	170.09	171.8	-0.88	-0.91	1.01
12	115	116.7	0.11603	0.11979	175.16	172.8	1.52	3.24	-1.34
13	111	111.1	0.10693	0.10807	180.31	178.7	0.15	1.07	-0.86
14	106	104.2	0.09880	0.08983	185.56	189.3	-1.67	-9.06	2.06
15	95	95.9	0.05978	0.06499	206.17	204.4	0.99	8.71	-0.84

*Cevap yüzeyinden elde edilen veriler.

Çizelge 4.2 'de % hatalar aşağıdaki bağıntı ile hesaplanmıştır.

$$\frac{\text{Sonlu elemanlardan elde edilen sonuç} - \text{Denklemlerden elde edilen sonuç}}{\text{Sonlu elemanlardan elde edilen sonuç}} \times 100$$

Çizelge 4.2'den de görüldüğü gibi şekil optimizasyonu için kullanılacak denklemlerin yüzde hataları sadece bir değer için %9 diğer değerler için ise %2 civarındadır, hataların az olmasından dolayı bu denklemleri boyut optimizasyonda kullanabiliriz.

Optimizasyon için üç adet txt dosyası yazılacaktır. Bunlardan ilki kısıt fonksiyonlarını içeren dosya, ikicisi amaç fonksiyonunu içeren dosya, üçüncüsü de optimizasyonun hangi aralıklar arasında yapıldığını, hangi değer ile başlayacağını belirten dosyadır.

I. Dosya; Kısıt Fonksiyonlarının Tanımlanması

Kütle Fonksiyonu

function [c, ceq] = confun(x)

$$c = [457.755-33.8117*x(1)-0.0448812*x(1)^3-52.4618*x(2)+5.56594*x(1)*x(2) \\ +1.14085*x(1)^2*x(2)-5.8784*x(1)*x(2)^2+9.88301*x(2)^3-170];$$

Yer Değiştirme Fonksiyonu

$$1.42501-0.0941614*x(1)-0.00001594*x(1)^3-0.661814*x(2)+0.0728126*x(1)*x(2) \\ -0.00061735*x(1)^2*x(2)-0.0073464*x(1)*x(2)^2+0.0119016*x(2)^3-0.1];$$

ceq = [];

Kütle ve eğilme fonksiyonları kısıt fonksiyonu olarak tanımlanmıştır. Burada kısıtları fonksiyonlarda \leq (küçük eşit) olarak tanımlamamız gerekmektedir. Ancak fonksiyonlar tanımlanırken, kısıt eşitliğin diğer tarafına negatif yazılarak tanımlanmaktadır. Yukarıda koyu olarak belirtilen değerler "-170 ve -0.1" kısıtlarımızdır. Yani kütle "-170" gramdan fazla ve eğilme "-0,1" den fazla olamaz olarak tanımlanmıştır. Kısıtlar belirlenirken öncelik parmağın bu koşullar altında yorulma dayanımını iyileştirmek olduğu için, kütle değeri ilk aşamada var hatalı parmağa göre yüksek alınmıştır. Bu sayede parmak üzerinde oluşan gerilme değerleri daha düşük çıkacak ve parmak bu yükleme koşulları altında emniyetle çalışabilecektir. Eğilme değeri de hali hazırdaki parmağa göre daha sıkı bir kısıt ile tanımlanarak yeni parmakta oluşacak eğilmenin de azaltılması hedeflenmiştir.

II. Dosya Amaç Fonksiyonu Tanımlanması

Gerilme Fonksiyonu

function f = objfun(x)

$$f=-183.976+42.2408*x(1)+0.00714036*x(1)^3+176.728*x(2)-25.4032*x(1)*x(2)- \\ 0.259779*x(1)^2*x(2)+5.09742*x(1)*x(2)^2-8.23464*x(2)^3;$$

Amaç olarak gerilmenin minimize edilmesi istenmektedir. Optimizasyon problemi olarak tanımlanacak olursa;

Amaç fonksiyonu;

Min: $f(h,t)_{gerilme}$;

Kısıtlar;

$$1- f(h,t)_{k\u00fctle} \leq 170 \text{ g}$$

$$2- f(h,t)_{e\u011filme} \leq 0.1 \text{ mm}$$

Son olarak optimizasyon algoritmasının çalıştırılması için başlangi noktasının, y\u00fckseklik ve kalınlık de\u011ferlerinin maksimum ve minimum de\u011ferlerinin tanımlanması gerekir bunun içinde k\u00fcek bir metin dosyası hazırlanır.

"x0 = [16; 3.5];

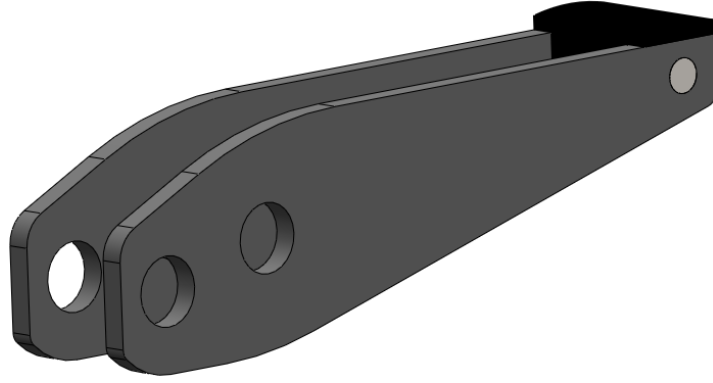
[x, fval] = fmincon(@objfun, x0, [], [], [], [], [14.5,3], [18.5,4], @confun)"

Adından bu \u00fc dosya aynı klas\u00f6rde olacak Şekilde MATLAB' a tanıtılır ve optimizasyon algoritması çalıştırılır.

Çizelge 4.3. Şekil Optimizasyonu Sonuçları

K\u00fctle (g)	165.36
Max. Von-Mises Gerilmesi (MPa)	118.56
Parmak Y\u00fcksekli\u011fi (mm)	18.5
Parmak Et Kalınlı\u011fi (mm)	3.119
Max. Yer De\u011fiştirme (mm)	0.09927

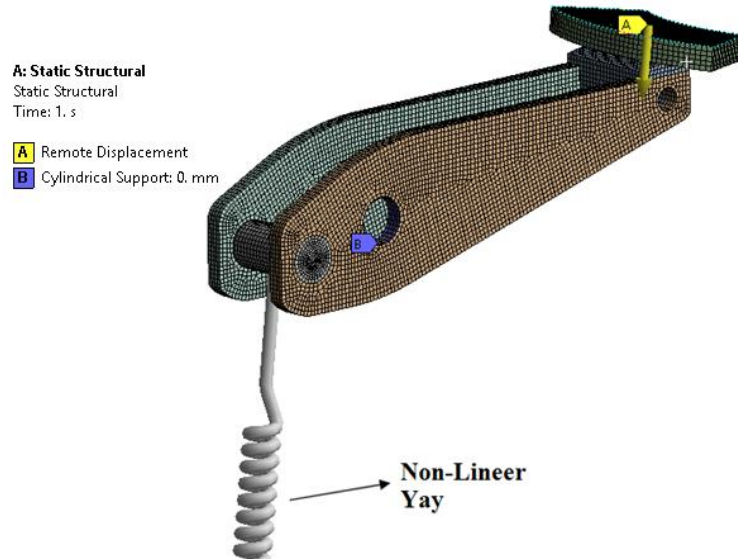
Optimizasyon algoritmasının verdi\u011fi sonuçlarda parmak y\u00fcksekli\u011fi 3,119 mm ve parmak y\u00fcksekli\u011fi 18,5 mm olarak belirlenmiştir. Parmak et kalınlı\u011fi standart kalınlıktaki sa malzemedен yapıldı\u011findan dolayı, et kalınlı\u011finın mutlaka standartta olan de\u011ferlerden birisi olması gerekmektedir. Bu sebeple olabilecek standart parmak et kalınlıkları 3 mm ve 3,5 mm 'dir. 3 mm et kalınlı\u011fına d\u00f6ř\u00fcd\u00fc\u011fu zaman maksimum e\u011filme kısıdı sa\u011flanamadı\u011fında dolayı, parmak a\u011fırlı\u011fını arttırmasına karşılık kısıtlar dâhilinde kalaca\u011findan 3,5 mm standart parmak et kalınlı\u011fi alınmalıdır. Buna g\u00f6re parmak et kalınlı\u011fi 3,5 mm ve y\u00fcksekli\u011fi 18,5 mm olan yeni bir parmak tasarım yapılmalıdır. Ancak yeni tasarım yapılırken ilk tasarımların analizlerinden anlaşıldı\u011fi \u00fczere gerilme de\u011ferlerinin çok d\u00f6ř\u00fc oldu\u011fu b\u00f6lgelerden de k\u00fcek malzemeler çıkartarak yeni tasarım revize edilmelidir. Buna g\u00f6re parmak tasarım yeniden CAD ortamında oluşturulmuştur (Şekil 4.16).



Şekil 4.16. Şekil optimizasyonu sonucunda tasarlanan yeni parmak geometrisi

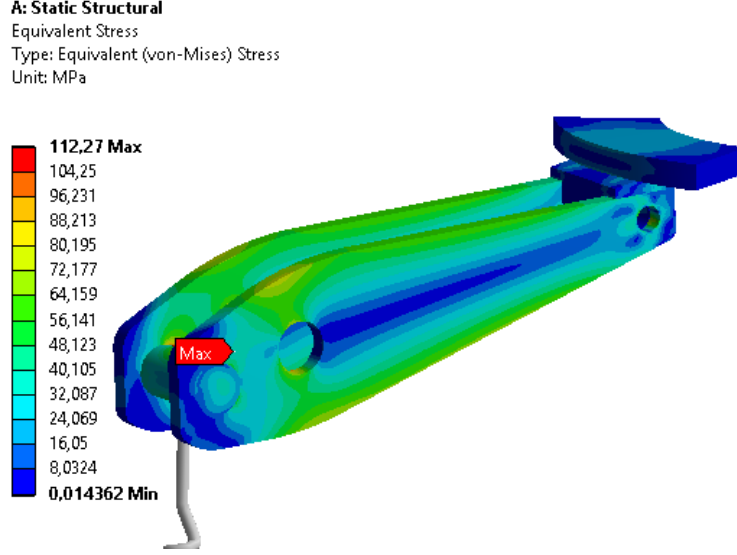
4.6. Nihai Tasarımın Doğrulanması

Şekil optimizasyonun çıkan yeni tasarımın ilk tasarımda olduğu gibi aynı sınır şartları altında analiz edilerek doğrulanması gerekmektedir. Bu amaçla ilk tasarıma uygulanan tüm adımlar bu parmağa uygulanacaktır. Tasarım programında tasarlanan data analiz programına aktarılacaktır. Ardından malzeme tanımlamaları yapılacak. Sınır şartlar tanımlanarak analiz koşturulacaktır (Şekil 4.17).



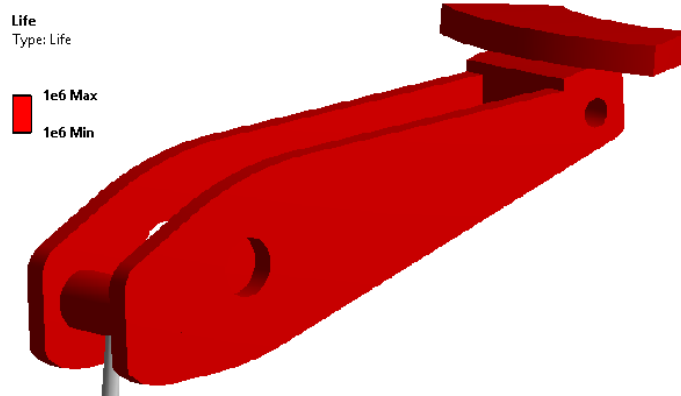
Şekil 4.17. Yeni tasarım sınır şartları

Mesh yapısı yine ilk analizde olduğu gibi, hex dominant yapı ve bir mm mesh boyutu belirlenmiştir. Non-linear yay benzer şekilde birinci analizdeki yay ile aynı yay tanımlanmıştır. Yayın non-linear karakteristiğini tanımlamak için yay COMBIN39 eleman tipi olarak belirlenmiştir. Parmak dönme merkezinden silindirik mesnet tanımı ve rulman apardı için yer değiştirme sınır şartları tanımlanarak analiz yapılmıştır.



Şekil 4.18. Yeni tasarım gerilme sonuçları

Yeni parmak üzerinde oluşan maksimum Von-Mises Gerilmesi 121,45 MPa olarak analizden elde edilmiştir. Şekil optimizasyonunda çıkan maksimum gerilme değeri 118,56 MPa idi. Aradaki küçük farkın olması parmak üzerinde yapılan küçük malzeme çıkartma işlemlerinden kaynaklanmaktadır. Yeni parmak bu şekilde analizi başarı ile geçmiştir.



Şekil 4.19. Yeni tasarım yorulma analizi sonucu

Statik analiz sonucundan elde edilen veriler ile yeni parmak yorulma analizine tabi tutulmuştur. Bu analizde de analiz tipi- stress life, MeanStressTheroy- Goodman, Stress Component Equivalent (VonMises), tip olarak titreşimli yükleme durumu seçilmiştir. Yorulma analize sonucuna göre optimizasyon sonucu elde edilen yeni traktör debriyaj PTO parmağı yorulma bakımından 10^6 çevrimi tamamlayarak emniyetli bölgede kalmıştır.

5.SONUÇ

Bu tezde, traktör debriyajı PTO parmağı için optimizasyon metotları kullanılarak yeniden tasarım ve analiz çalışmaları gerçekleştirilmiştir.Çalışmada ilk olarak, geleneksel yapıdaki PTO parmağı CAD ortamında modellenmiştir. Debriyajın çalışma şartlarına bağlı olarak PTO parmağı için debriyajı diski aşınmamış ve aşınmış durumlar için iki farklı sonlu elemanlar analizi gerçekleştirilmiştir. Bu analizlerde traktör debriyaj diyafram diskinin modellenmesi için non-lineer yay tanımı kullanılmıştır. Aşınmış durum ve aşınmamış durum için diyafram yaya karakteristikleri ayrı ayrı ANSYS ortamında tanımlanmış ve statik ve yorulma analizleri gerçekleştirilmiştir.

Aşınmamış durumda; maksimum eş değer gerilme değerleri 132 MPa olarak analiz sonuçlarından elde edilmiştir. Bu analiz sonuçlarına göre yapılan yorulma analizinde PTO parmağının hasar almadığı yani 1.000.000 çevrim tasarım ömrünü doldurduğu gözlemlenmiştir. Ancak debriyaj çalıştığı sürece, disk sürekli aşınacağından dolayı tasarımların en kötü duruma göre yapılması gerekmektedir. Bu sebeple, aynı PTO Parmağı, debriyaj diskinin aşınmış durumu içinde sonlu elemanlar analizine tabi tutulmuştur. Bu durumda diyafram yay karakteristiği değişeceğinden dolayı parmak üzerinde oluşan gerilmelerde değişmektedir. Aşınmış durum için yapılan analiz sonucunda parmak üzerinden okunan eş değer gerilme değerleri 162 MPa olarak elde edilmiştir. Bu gerilme değerine göre yapılan yorulma analizi sonucunda parmak üzerinde pim bölgelerinden kırılmanın başlayacağı tespit edilmiştir ve parmak ömür 468.900 çevrim olarak belirlenmiştir. Bu sebeple yeni bir tasarım yapılmasına karar verilmiştir.

Aşınmış durum için tasarım ömür 1.000.000 çevrim olan ve aynı zamanda en hafif yapıdaki parmak geometrisine ulaşabilmek için, topoloji optimizasyonu ve şekil optimizasyonu çalışmaları yapılmıştır.

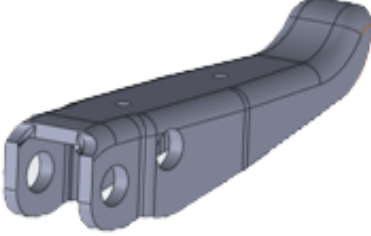
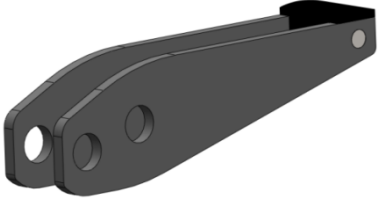
Topoloji optimizasyonunda bir tasarım hacmi belirlenerek bu tasarım hacmi içerisindeki optimum malzeme dağılımı bulunmuştur. Topoloji optimizasyonunda çıkan malzeme dağılımına göre yeni bir parmak tasarımına gidilmiş statik ve yorulma analizlerine tabi tutulmuştur. Yeni tasarım analizlerden başarı ile geçmiştir.

Parmak geometrisinin nihai boyutlarının belirlenmesi iki farklı parmak tasarım parametresi (parmak yüksekliği ve parmak et kalınlığı) tasarım değişkeni olarak tanımlanmıştır. 5 farklı parmak yüksekliği ve 3 farklı parmak et kalınlığı değerlerine göre full faktöriyel deney tasarım yapılmıştır. Deney tasarımdan elde edilen verilere göre maksimum eşdeğer gerilme, maksimum parmak eğilme miktarı ve parmak kütlesi için, 3 farklı cevap yüzeyleri oluşturulmuş hangi parametrenin tasarım üzerinde en etkili olduğu belirlenmiştir.

Deney tasarımına ve tasarım değişkenlerine bağlı olarak, maksimum eş değer gerilme, maksimum parmak eğilmesi ve parmak kütlesine bağlı olarak 3 farklı denklem edilmiştir. Bu denklemler kullanılarak MATLAB ortamında optimizasyon problemi çözülmüş ve nihai parmak boyutları belirlenmiştir.

Son kısımda ise nihai boyutları belirlenen parmağın doğrulanması yapılmıştır. Doğrulama işleminde, aşınmış durumda, ilk tasarım için uygulanan analiz prosedürü aynen uygulanmıştır. Sonuç olarak parmak üzerinde oluşan gerilme maksimum eşdeğer gerilme değerleri 112MPa'a, parmak ömrü, istenilen parmak ömrü olan 1000000 çevrime ulaşmıştır. Yüzde olarak, gerilmede, 30,6'lık iyileştirme, parmak üzerinde oluşan maksimum eğilmede %27,9 iyileştirme ve ömrü olarak %53,2'lik bir iyileştirme sağlanmıştır. Parmak kütlesinde ise yaklaşık %7'lik hafifletme sağlanmıştır (Çizelge 5.1).

Çizelge 5.1. İlk ve Optimize Edilmiş Tasarımların Karşılaştırılması

			
	İlk Tasarım PTO Parmağı	Optimize Edilmiş PTO Parmağı	Değişim (%)
Max Von-Mises Stress (MPa)	162	112,27	-30,6
Max Yerdeğiştirme (mm)	0,168	0,121	-27,9
Kütle (g)	142	132,32	-6,8
Yorulma Ömrü (Çevrim)	468900	1000000	+53,2

6. KAYNAKLAR

Abdullah, O.I., Schlattmann, J. 2012. Vibration Analysis of the Friction Clutch Disc Using Finite Element Method. *Advances in Mechanical Engineering and its Applications (AMEA)* Vol. 1, No. 4, 2012, ISSN 2167-6380.

Abdullah, O.I., Schlattmann, J. 2014. An Investigation Into the Thermal Behaviour of the Grooved Dry Friction Clutch. *Journal of Tribology.* JULY 2014, Vol. 136.

Abdullah, O.I., Schlattmann, J., Pireci, E. 2013. Optimization of Shape and Design Parameters of the Rigid Clutch Disc Using FEM. *FME Transactions* (2013) 41, 317-324.

Abdullah, O.I., Schlattmann, J., Al-shabibi, A.M. 2013. Stresses and Deformations Analysis of a Dry Friction Clutch System. *Tribology in Industry* Vol. 35, No. 2 (2013) 155-162.

Abdullah, O.I., Akhtar, M.J., Schlattmann, J. 2014. Determination of Temperatures Field for Multi-Disc Clutches. 2014 STLE Annual Meeting & Exhibition May 18-21, 2014 Disney's Contemporary Resort Lake Buena Vista, Florida, USA.

Abdullah, O.I., Schlattmann, J. 2012. Finite Element Analysis for Grooved Dry Friction Clutch. *Advances in Mechanical Engineering and its Applications (AMEA)* Vol. 2, No. 1, 2012, ISSN 2167-6380.

Acar, A.İ. Öztürk, R. Güner, M. 2011. Tarım Alet ve Makineleri, T.C Anadolu Üniversitesi Yayın No: 2354.

Aktir, Y., Brunel, J.F., Dufrenoy, P., Mahe, H. 2014. Proceedings of the ASME 2014 12th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis ESDA2014 June 25-27, 2014, Copenhagen, Denmark.

Al-shabibi, A.M. 2008. Solution of Heat Conduction Problem in Automotive Clutch and Brake Systems. Proceedings of 2008 ASME Summer Heat Transfer Conference HT2008 ASME 2008 Summer Heat Transfer Conference.

Aygün, A., Kaftanoğlu, B. 2008. Bilgisayar Destekli Otomotiv Transmisyon Tasarımı. OTEKON'08 4. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 01 – 04 Haziran 2008, BURSA.

Babalık, F.C., Çavdar, K. 2014. Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri. DORA Basım Yayın, Bursa, Türkiye, 844 s.

Bezzazi, M., Khamlichi, A., Jabbouri, A., Reis, P., Davim, J.P. 2007. Experimental Characterization of Frictional Behaviour of Clutch Facings Using Pin-on-Disk Machine. *Materials and Design* 28 (2007) 2148–2153.

Chiandussi, G., Gaviglio, I., Ibba, A. 2004. Topologyoptimisation of an automotive component with out final volume constraint specification. *Advances in Engineering Software* 35 (2004) 609–617.

Czel, B., Varadi, K., Albers, A., Mitariu, M. 2009. Fe Thermal Analysis of a Ceramic Clutch. *Tribology International* 42 (2009) 714–723.

Çakır, E. 2005. Tarımsal Aletler Ve Makineler Sektör Profil Araştırması, İstanbul Ticaret Odası Yayınları.

Danev, D., Kjosevski, M., Simenov, S. 2014. Increasing Stiffness of Diaphragm - Spring Fingers as a Part of System Approach Improvement of Friction Clutch Function. *International Journal of Automobile Engineering Research and Development (IJAuERD)* ISSN(P): 2277-4785; ISSN(E): 2278–9413 Vol. 4, Issue 1, Feb 2014, 11-22.

İleri, M.S. 2012. Tarım Makineleri Sektörü, Sektör İstatistik Raporu, TARMAKBİR Sektörel Raporları 2012.

İleri, M.S. 2013. Türkiye Tarım Makineleri Sektör Raporu, Türk Tarım Alet ve Makineleri İmalatçıları Birliği (TARMAKBİR).

Janulevičius, A., Juostas, A., Pupinis, G. 2013. Tractor's Engine Performance and Emission Characteristics in the Process of Ploughing. *Energy Conversion and Management* 75 (2013) 498–508.

Karpat, F., Dogan, O., Yuce, C., Kaya, N., Cengiz, G. 2014. “The Investigation of Stress Distribution On The Tractor Clutch Finger Mechanism by Using Finite Element Method”, *Proceedings of the ASME 2014 International Mechanical Engineering Congress & Exposition, November 14-20, Montreal, Canada.*

Kaya, N. 2006. Optimal Design of an Automotive Diaphragm Spring with High Fatigue Resistance. *Int. J. Vehicle Design, Vol. 40, Nos. 1/2/3, 2006.*

Kaya, N., Karen, İ., Öztürk, F. 2010. Re-design of a Failed Clutch Fork Using Topology and Shape Optimisation by the Response Surface Method. *Materials and Design* 31 (2010) 3008–3014.

Kaya, N. 2014. Bilgisayar Destekli Mühendislik Dersi Ders Notu, BURSA.

Kim, J.H., Kim, K.U., Wu, Y.G., 2000. Analysis of Transmission Load of Agricultural Tractors. *Journal of Terramechanics* 37 (2000) 113-125.

Kichler, C.M., Fulton, J.P., Raper, R.L., Mcdonald, T.P., Zech, W.C. 2011. Effects of Transmission Gear Selection on Tractor Performance and Fuel Costs During Deep Tillage Operations. *Soil & Tillage Research* 113 (2011) 105–111

Koyuncu, A. 2006. Acquisition of Field Data For Agricultural Tractor. M.Sc Thesis, Mechanical Engineering, Middle East Technical University, ANKARA.

Li, J., Deng, F., Liu, S., Hu, H. 2012. Analysis of the Influence of Clutch Pedal to Vehicle Comfort. Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress, Lecture Notes in Electrical Engineering 193, DOI: 10.1007/978-3-642-33744-4_2,

Li-jun, Z., Tao, L., Bao-Yu, S. 2008. Optimum Design of Automobile Diaphragm Spring Clutch. IEEE Vehicle Power and Propulsion Conference (VPPC), September 3-5, 2008, Harbin, China.

Munir, F., Azmi, M.I.M., Salim, M.A., Zin, M.R.M., Hassan, M.Z. 2011. Preliminary Design of Carbon Composite Facing for Dry Clutch Disc of Mini Agricultural Tractor. International Review of Mechanical Engineering (I.R.E.M.E.), Vol. 5, N. 4.

Nam, W., Lee, C., Chai, Young S., Kwon, J. 2000. Finite Element Analysis and Optimal Design of Automobile Clutch Diaphragm Spring. Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress. June 12-15, 2000, Seoul, Korea.

Nam, W.H., Lee, C.Y., Chai, Y.S., Kwon, J.D., Bae, Y.T., WOO, S.W. 2000. A Study on Fatigue and Durability Characteristics of Clutch Diaphragm Spring According to Tempering Condition. Seoul 2000 FISITA World Automotive Congress June 12-15, 2000, Seoul, Korea.

Nichol, C.I. 2006. Agricultural Tractor Overturn Mitigation Via an Operator Alerting System and Active Intervention. Ph.D Thesis, Mechanical Engineering, The Pennsylvania State University The Graduate School.

Özbakiş, M. 2008. Debriyaj Sistemlerinde Kullanılan Diyafram Yayların Karakteristiğinin İncelenmesi ve Optimizasyonu. M.Sc Thesis, Mechanical Engineering, Dokuz Eylül University, Turkey.

Öztürk, F., Şendeniz, G. 2014. Yolcu Koltuklarında Topoloji Tasarım Yaklaşımları ile Optimizasyon. OTEKON2014 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi 26 – 27 Mayıs 2014, BURSA.

Purohit, R., Khitoliya, P., Koli, D.K. 2014. Design and Finite Element Analysis of an Automotive Clutch Assembly. Procedia Materials Science 6 (2014) 490 – 502

Psyllaki, P., Pantazopoulos ,G., Karaiskos, P. 2012. Failure Mechanisms of an Automobile Clutch Assembly Cast Iron Pressure Plate. J Fail. Anal.and Preven. (2012) 12:16–23 DOI 10.1007/s11668-011-9523-3.

Salcedo, D.L.P. 2013. Failure Analysis of Clutch Disc in a Two-Ton Truck. Informador Tecnico (Colombia) Volumen 77, No. 1, Enero - Junio 2013, p 22 - 26.

Sayaca, S. 2006. Debriyajda Kullanılan Histerezis Rondelası için Yeni Bir Malzeme Seçimi ve Geometrisinin Belirlenmesi. Yüksek Lisans Tezi, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, BURSA.

Tanelli, A. Panzani, G, Savaresi. S, Pirola, C. 2011.Transmission control for power-shift agricultural tractors: Design and end-of-line automatic tuning. Mechatronics 21 (2011) 285–297

Tarım Akademisi, 2005, Traktör ve Yardımcı Ekipmanların Kullanımı ve Bakımı, <http://www.tarimakademisi.com.tr>.

Topcu, M., Taşgetiren, S. 1998. Mühendisler için Sonlu Elemanlar Metodu, PAÜ Mühendislik Fakültesi Matbaası, Ders kitapları Yayın No: 007, ISBN 975-6992-03-4, DENİZLİ

Yıldız, A. R., Kaya, N., Alankus, O., Ozturk, F. 2002.Taşıt Salıncak Kolunun Optimum Boyutlarının Bulunması. OTEKON'02 Otomotiv Teknolojileri Kongresi, Haziran, Bursa, 2002.

Yüce, C. 2013.Yeni Nesil Ticari Araçlar İçin Hafifletilmiş Yolcu Koltuğu Tasarımı ve Prototip İmalatı. Yüksek Lisans Tezi, UÜ Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim Dalı, BURSA.

Türk Patent Enstitüsü, Patent ve Faydalı Model Araştırma, <http://www.tpe.gov.tr/portal/default.jsp> (Erişim tarihi: 2013).

<http://www.epo.org/searching/free/espacenet.html> (Erişim tarihi: 2013).

ÖZGEÇMİŞ

Adı Soyadı: Oğuz Doğan

Doğum Yeri ve Tarihi: Bursa, 1990

İletişim (e-posta) : doganoguz@uludag.edu.tr

Eğitim Durumu:

- Lise : Bursa Erkek Lisesi, 2008
- Lisans : Uludağ Üniversitesi, 2012
- Yüksek Lisans : Uludağ Üniversitesi, 2015

Çalıştığı Kurum/Kurumlar ve Yıl :

- Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Mühendislik-Mimarlık Fakültesi
2012-2013
- Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Anabilim
Dalı 2013- Devam

Yayınları;

Uluslararası Hakemli Dergilerde

- Yüce C., Karpat F., Yavuz N., **Doğan O.**, A Review On Advanced Joining Techniques Of Multi Material Part Manufacturing For Automotive Industry International Journal of Mechanical And Production Engineering 63-68 3 2015.

Uluslararası Konferans ve Sempozyumlar

- Karpat, F., **Dogan, O.**, Ekwaro-Osire, S., Yuce, C. 2014. “A Novel Method For Calculation Gear Tooth Stiffness For Dynamic Analysis of Spur Gears With Asymmetric Teeth” IMECE2014-39402 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Montreal / Canada.
- Karpat, F., Engin, B., **Dogan, O.**, Yuce, C., Yilmaz, T.G. 2014. “Effect of Rim Thickness on Tooth Root Stress and Mesh Stiffness of Internal Spur Gears” IMECE2014-39181 ASME International Mechanical Engineering Congress& Exposition, Montreal / Canada.

- Karpat, F., **Dogan, O.**, Yuze, C., Kaya, N., Cengiz, N. 2014. "An Investigation of Stress and Displacement Distribution in The Tractor Clutch Finger by Using Finite Element Method" IMECE2014-39230 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Montreal / Canada.
- Dogan, S., Guven, S., Yilmaz, T.G., Karpat, F., **Dogan, O.** 2014" Experimental Verification and Finite Element Analysis of Automotive Door Hinge" IMECE2014-39295 ASME International Mechanical Engineering Congress & Exposition, Montreal / Canada.
- Yüce, C., Karpat, F., Yavuz, N., **Doğan, O.**, 2015 A Review on Advanced Joining Techniques of Multi Material Part Manufacturing for Automotive Industry. Rome, Italy 51-56.

Ulusal Dergiler

- Kaya, A., Aydın, O., Kamer, M.S., **Dogan O.**, Experimental Investigation Of Drying Kinetics Of Gourd (Lagenaria Siceraria), KSU Journal of Engineering Sciences, 16(2) (2013) 37-41.
- Imal, M., Karapınar, C., **Dogan, O.**, The Effect of Natural Gas Usage on Air Quality, A Case Study of K.Maraş, KSU Journal of Engineering Sciences, 16(2) (2013) 22-28.

Ulusal Konferans ve Sempozyumlar

- Karpat, F.,**Dogan, O.**, Yuze, C.,Kaya, N., Yavuz, N., Cengiz, G. 2014. "Traktör Debriyajı Parmak Mekanizmasının Analizi" 7. Otomotiv Teknolojileri Kongresi, BURSA.