

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİŞLİ POMPALARDA DİŞLİ ÇARK VE POMPA GÖVDESİNİN
SONLU ELEMANLAR METODU İLE GERİLME ANALİZİ**

YÜKSEK LİSANS

Tek. Öğrt. Hüseyin Kürşat ÇELİK

Anabilim Dalı: Makine Eğitimi

Danışman: Yrd. Doç. Dr. Mehmet UÇAR

KOCAELİ 2006

KOCAELİ ÜNİVERSİTESİ * FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**DİŞLİ POMPALARDA DİŞLİ ÇARK VE POMPA GÖVDESİNİN
SONLU ELEMANLAR METODU İLE GERİLME ANALİZİ**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Tek. Öğrt. Hüseyin Kürşat ÇELİK**

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih: 26.05.2006

Tezin Savunulduğu Tarih: 26.06.2006

Tez Danışmanı

Yrd.Doç.Dr. Mehmet UÇAR

()

Üye

Yrd.Doç.Dr. Yasin KİŞİOĞLU

()

Üye

Yrd.Doç.Dr. Cenk SAYIN

()

KOCAELİ, 2006

ÖNSÖZ ve TEŞEKKÜR

Son yıllarda gelişen teknoloji ile birlikte tasarlanan makine sistemlerinin sadece çalışması yeterli kabul edilmemekte, artık hem maliyet hem de iş görülebilirlik açısından en iyi olması istenmektedir. Makine sistemlerinin tasarımında optimizasyon tekniklerinin kullanılması ile en iyi ürünü geliştirme yönünde büyük adımlar atılmıştır. Özellikle fikirden, ürünün pazara sürülmesine kadar geçen süreç oldukça zahmetli ve uzundur. Bu süreçte uygulanan optimizasyon teknikleri büyük maliyet ve zaman kayıplarının önüne geçmek için yararlı bir yöntem olmuştur. Sanal ortamda, katı model yazılımları ve tasarlanan makine elemanlarının analizinde kullanılan sonlu elemanlar metodu paket programları ile üretim öncesi ürünün tam anlamıyla bir değerlendirilmesi yapılabilmektedir. Bilgisayarların gelişmesiyle birlikte optimizasyon teknikleri bu paket programlar ile entegre çalışabilmektedir. Bu şekilde ürün geliştirmede büyük bir yol katedilmiştir.

Endüstride gücün akışkan aracılığıyla iletildiği hidrolik sistemler makine aksamalarının vazgeçilmez elemanlarıdır. Özellikle basınç üretici olarak kullanılan pozitif iletimli pompalar, hidrolik sistemlerin kalbi olarak değerlendirilirler. Bu çalışmada örnek bir dişli tip hidrolik pompaya ait gövde ve dişlileri parametrik olarak modellenmiştir. Gövde ve pompa dişlilerinin mukavemet analizleri yapılmıştır. Gövde analizi sonrası pompa gövdesinin cidar kalınlığında optimizasyona gidilerek iyileştirme yapılmıştır. Pompa gövdesi ve dişlilerin analizi için parametrik katı modeller Solidworks katı model yazılımı içerisinde oluşturulmuştur. Analizler ve optimizasyon çalışması ise Ansys Workbench sonlu elemanlar paket programı ile yapılmıştır. Yapılan bu çalışmanın yapılacak olan benzeri çalışmalara faydalı olmasını dilerim.

Bana bu konuda çalışma imkânı veren ve her an yardımlarıyla beni destekleyen değerli hocam ve danışmanım Sayın Yrd. Doç. Dr. Mehmet UÇAR'a, sunduğu çalışma alanından dolayı MARINER GEMİ EKİPMANLARI A.Ş'ye, tezin oluşturulmasında tavsiyeler aldığım Arş. Gör. A.Kadir CENGİZ ve Arş. Gör. Ali ÇAVDAR'a, her konuda bilgisinden ve tecrübesinden yararlandığım çalışma arkadaşım Yük. Tek. Öğrt. Recep ÇINAR'a ve tüm çalışmam süresince maddi-manevi desteklerini esirgemeyen aileme teşekkürü bir borç bilirim.

Hüseyin Kürşat ÇELİK

Kocaeli,2006

İÇİNDEKİLER

ÖNSÖZ VE TEŞEKKÜR	i
İÇİNDEKİLER	ii
ŞEKİLLER DİZİNİ	iv
TABLolar DİZİNİ	vii
SİMGELER DİZİNİ ve KISALTMALAR	xiii
ÖZET	ix
İNGİLİZCE ÖZET	x
1. GİRİŞ	1
2. DİŞLİ POMPALAR	4
3. DİŞLİ ÇARKLAR	14
3.1. Çevrim Oranı ve Dişli Ana Kanunu	14
3.2. Dişli Çark Ana Kanun Diş Profil Eğrileri	17
3.2.1. Sikloid eğrisi ile diş profili çizimi	17
3.2.2. Evolvent eğrisi ile diş profili çizimi	18
3.2.3. Evolvent ve sikloid profilli dişli seçimi	18
3.3. Dişli Çarklarda Kavrama Eğrisi	19
3.4. Evolvent Düz Dişli Çark Geometrisi ve Temel Boyutları	20
3.4.1. Evolvent fonksiyonu	20
3.4.2. Düz dişli çark geometrisi	21
3.5. Dişli Çark Malzemeleri ve İmalatı	24
3.6. Dişli Çarklarda Profil Kaydırma ve Sınır Diş Sayısı	26
3.7. Dişli Çarklarda Mukavemet Hesapları	27
4. SONLU ELEMANLAR METODU	32
4.1. Sonlu Elemanlar Metodu	32
4.2. Sonlu Elemanlar Metodu Uygulama Adımları	35
4.2.1. Pre-processing (İşlem öncesi)	35
4.2.2. Solution (Çözüm)	36
4.2.3. Post processing (Son işlem)	36
5. OPTİMİZASYONA GENEL BAKIŞ	37
5.1. Optimum Dizayn Problemlerinin Formüle Edilmesi	38
5.1.1. Dizayn değişkenleri	39
5.1.2. Hedef fonksiyonu	40
5.1.3. Dizayn sınırlamaları	41
5.1.3.1. Doğrusal (linear) ve doğrusal olmayan (non linear) sınırlamalar	41
5.1.3.2. Eşitlik ve eşitsizlik sınırlamaları	42
6. DİŞLİ POMPA GÖVDESİ GERİLME-DEFORMASYON ANALİZİ	43
6.1. Pompa Gövdesinin Bilgisayar Destekli Parametrik Katı Modelinin Oluşturulması	43
6.2. Pompa Gövdesi Katı Modelinin Ansys Workbench İçerisine Alınması ve Analize Giriş	47
6.3. Gövde Analizi İçin Temel Analiz Adımları	50
6.3. Gövde Analizi	51

7. POMPA GÖVDESİNİN OPTİMİZASYONU	72
7.1. Designxplorer	72
7.1.1. Design of Experiment (DOE) metodu	73
7.1.2. Variational Technology (VT) metodu.....	74
7.2. Designxplorer ile Optimizasyon Uygulama Adımları (Work Flow)	75
7.3. Pompa Gövdesinin Designxplorer ile Optimizasyonu.....	76
7.3.1. Designxplorer modülüne geçiş.....	76
7.3.2. Designxplorer kullanıcı ara yüzü	79
7.3.3. Dizayn değişkenleri için sınırlamaların tanımlanması.....	80
7.3.4. Dizayn noktalarının oluşturulması	82
7.3.5. Dizayn noktalarının çözümü	83
7.3.6. Sonuçların görüntülenmesi	84
7.3.7. "Goal Driven Optimization" (GDO) (Amaçlanan Optimizasyon).....	92
8. POMPA DİŞLİLERİNİN GERİLME ANALİZİ.....	100
8.1. Pompa Dişlilerinin 3 Boyutlu Modellenmesi ve Ansys WB İçerisine Aktarılması.....	100
8.2. Pompa Dişlilerinin Analizi.....	104
8.2.1. Pompa dişlileri için sınır koşulları	104
8.2.2. Malzeme özellikleri ve kontak tanımlaması	106
8.2.3. Sonlu eleman modelinin hazırlanması (Meshing)	108
8.2.4. Yüklerin ve sınır koşullarının tanımlanması	111
8.2.5. Görüntülenecek sonuçların seçimi ve çözüm işlemi	113
8.2.6. Sonuçların görüntülenmesi	113
9. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	116
KAYNAKLAR	121
ÖZGEÇMİŞ	122

ŞEKİLLER DİZİNİ

Şekil 2.1. Klasik dıştan düz dişli tip pompa ve çalışma prensibi.....	5
Şekil 2.2. Örnek düz dişli tip pompa tasarımları	6
Şekil 2.3. Örnek bir dişli pompa elemanları	6
Şekil 2.4. Üç dişli tip pompa ve çalışma prensibi.....	6
Şekil 2.5. Dişli pompa gövdesi ve dişlileri üzerindeki basınç bölgeleri	10
Şekil 2.6. Dişli pompa dişlilerine etkiyen ayırma kuvveti.....	11
Şekil 2.7. Döndürülen dişlide bir diş temasta iken tek diş üzerine etkiyen kuvvetler ($P_{giriş}=0$).....	12
Şekil 2.8. Döndüren dişlide bir diş temasta iken tek diş üzerine etkiyen kuvvetler ($P_{giriş}=0$).....	12
Şekil 2.9. Pompa yataklarına gelen kuvvet	13
Şekil 3.1. Yuvarlanma daireleri	15
Şekil 3.2. Profil eğrileri.....	17
Şekil 3.3. Sikloid profilin çizilmesi	18
Şekil 3.4. Sikloid eğrisi	18
Şekil 3.5. Evolvent profilinin çizilmesi.....	18
Şekil 3.6. Evolvent profil kavrama eğrisi.....	19
Şekil 3.7. Sikloid profil kavrama eğrisi	19
Şekil 3.8. Evolvent fonksiyonu	20
Şekil 3.9. Düz dişli çark geometrisine ait temel boyutlar	22
Şekil 3.10. İki dişli çarkın montajı ve ana boyutları	23
Şekil 3.11. Kesici takım ve profil kaydırma işlemi.....	26
Şekil 3.12. Pozitif ve negatif profil kaydırma işlemi uygulanmış dişlerin şekli	27
Şekil 3.13. Aşınma	28
Şekil 3.14. Pitting.....	28
Şekil 3.15. Diş dibi kırılması	28
Şekil 3.16. Diş profilinde kuvvet dağılımı	29
Şekil 3.17. Dişte oluşan gerilmeler	29
Şekil 3.18. Diş kuvvetleri.....	29
Şekil 3.19. Yan yüzey hertz gerilmeleri.....	30
Şekil 4.1. Düğüm noktaları	33
Şekil 4.2. Bir, iki ve üç boyutlu elemanlara örnekler.....	33
Şekil 4.3. Sonlu eleman modellemesinde eleman sayısının etkisi.....	34
Şekil 5.1. Optimum dizayn akış diyagramı.....	38
Şekil 5.2. Çeşitli kesitler ve bunlara ait dizayn parametreleri.....	40
Şekil 5.3. (a) Minimum bulma, (b) Maksimum bulma	41
Şekil 5.4. (a) Eşitlik sınırlaması, (b) Eşitsizlik sınırlaması	42
Şekil 6.1. Referans alınan örnek pompa gövde geometrisi.....	43
Şekil 6.2. Farklı parametrelere sahip pompa gövdesi katı modelleri.....	44
Şekil 6.3. Gövde katı modeli için tanımlanan parametreler.....	46
Şekil 6.4. Analiz için hazırlanan örnek pompa gövdesi.....	47
Şekil 6.5. Solidworks-Ansys WB plug-in araç çubuğu.....	49

Şekil 6.6. Katı modelin Solidworks-Ansys WB aktarımı	49
Şekil 6.7. Ansys WB katı model parametre tablosu	50
Şekil 6.8. Ansys WB ara yüzü	51
Şekil 6.9. Ansys WB simülasyon ağacı	52
Şekil 6.10. Ansys WB içerisinde seçilen malzeme özelliklerinin tanımlanması	53
Şekil 6.11. Simülasyon ağacı “Enviroment” dalı.....	54
Şekil 6.12. Yük tatbik alanları	57
Şekil 6.13. Ansys WB pompa gövdesi yük uygulaması	57
Şekil 6.14. Sınır şartları.....	58
Şekil 6.15. “Mesh” dalı ve alt dalları	59
Şekil 6.16. Pompa gövdesi sonlu eleman modeli.....	60
Şekil 6.17. Pompa gövdesi “Mapped Face Meshing” ve “advanced” uygulaması	61
Şekil 6.18. “Sizing” fonksiyonunun uygulandığı kapak yüzeyleri	61
Şekil 6.19. “Sizing” fonksiyonunun uygulandığı cıvata delikleri.....	62
Şekil 6.20. “Sizing” fonksiyonunun uygulandığı ana hatlar	62
Şekil 6.21. “Refinement” uygulaması.....	63
Şekil 6.22. Pompa gövdesi sonlu eleman modeli.....	63
Şekil 6.23. Çıkış deliği bölgesi sonlu eleman yapısı.....	64
Şekil 6.24. Giriş deliği bölgesi sonlu eleman yapısı	64
Şekil 6.25. Giriş ve çıkışa yakın cıvata delikleri etrafındaki sonlu eleman yapısı....	64
Şekil 6.26. Sonlu eleman yapısı geçiş bölgesi	65
Şekil 6.27. Sonlu eleman modeli verileri	66
Şekil 6.28. “Solution” dalı ve alt dalları	67
Şekil 6.29. Gövde analizinde görüntülenecek sonuçlar ve çözüm komutu.....	67
Şekil 6.30. Analiz sonrası gövde üzerinde meydana gelen gerilme dağılımları	68
Şekil 6.31. Gerilme yığılmalarının oluştuğu delik içi bölgeler.....	69
Şekil 6.32. Optimizasyon çalışmasında referans alınacak gerilme yüzeyleri	69
Şekil 6.33. Optimizasyon çalışmasında referans alınacak yüzeylerdeki gerilme değerleri	70
Şekil 6.34. Tüm gövde için analiz sonrası yer değiştirmeler	71
Şekil 6.35. Optimizasyon çalışması için referans alınan yer değiştirme bölgeleri	71
Şekil 7.1. Dizayn noktaları ve dizayn eğrisi	74
Şekil 7.2. Designxplorer uygulama akış diyagramı	76
Şekil 7.3. Maksimum eşdeğer gerilmenin parametre olarak tanımlanması	77
Şekil 7.4. Maksimum yer değiştirmenin parametre olarak tanımlanması.....	77
Şekil 7.5. Ağırlığın parametre olarak tanımlanması	78
Şekil 7.6. Proje penceresi, optimizasyon metodunun seçimi ve Designxplorer penceresine geçiş.....	79
Şekil 7.7. Designxplorer kullanıcı ara yüzü	80
Şekil 7.8. Giriş ve cevap parametrelerinin görüntülenmesi	81
Şekil 7.9. Dizayn değişkenleri alt ve üst değer tanımlamaları	82
Şekil 7.10. Otomatik oluşturulan dizayn noktaları.....	83
Şekil 7.11. “Run” ikonu, “Çöz” komutu	84
Şekil 7.12. Statü çubuğu – çözüm işlemi	84
Şekil 7.13. Oluşturulan dizayn noktalarına göre cevap parametrelerinin sonuçları ..	85
Şekil 7.14. “Responses” linki – sonuçların görüntülenmesi	85
Şekil 7.15. Grafik detay penceresi ve dizayn yüzeyinin uygunluğu	86
Şekil 7.16. Pompa ağırlığının cidar kalınlığı ve cıvata delik çapı ile değişimi (3boyutlu grafikleme).....	87

Şekil 7.17. Eşdeğer gerilmenin cidar kalınlığı ve civata delik çapı ile değişimi (3boyutlu grafikleme).....	87
Şekil 7.18. Yer değiştirmenin kalınlığı ve civata delik çapı ile değişimi (3 boyutlu grafikleme)	88
Şekil 7.19. Ağırlığın cidar kalınlığı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)	88
Şekil 7.20. Maks. eşdeğer gerilmenin cidar kalınlığı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)	89
Şekil 7.21. Maks. yer değiştirmenin cidar kalınlığı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)	89
Şekil 7.22. Ağırlığın civata delik çapı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme).....	90
Şekil 7.23. Maks. eşdeğer gerilmenin civata delik çapı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)	90
Şekil 7.24. Maks. yer değiştirmenin civata delik çapı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)	91
Şekil 7.25. Maksimum ve minimum bulma	92
Şekil 7.26. GDO Ekranı ve örnek dizayn noktalarının yaratılması.....	93
Şekil 7.27. Aday dizaynlar için düşünülen değerlerin girilmesi	94
Şekil 7.28. Alt aday dizaynlar-sonuçların görüntülenmesi ve seçilmesi	94
Şekil 7.29. Aday dizayn-1 ve sonuçları	96
Şekil 7.30. Aday dizayn-2 ve sonuçları	96
Şekil 7.31. Aday dizayn-3 ve sonuçları	97
Şekil 7.32. Aday dizayn 1-2-3 ve sonuçların toplu gösterimi ve karşılaştırılması. ...	97
Şekil 7.33. “Hard design point” linki	98
Şekil 7.34. Dizayn değerleri sonuçlarının kontrolü	98
Şekil 8.1. “GEARTRAX”, 3 boyutlu dişli çark modelleme yazılımı arayüzü.....	101
Şekil 8.2. “GEARTRAX” ile oluşturulan 3 boyutlu dişli katı modeli.....	102
Şekil 8.3. Katı modelin montaja ve analize hazırlanması	103
Şekil 8.4. Dişlilerin montajı	103
Şekil 8.5. “Plug-in” Özelliği ve katı modelin Ansys WB içerisine aktarılması.....	104
Şekil 8.6. Dişli pompa dişlileri üzerine etkiyen basınçlar	105
Şekil 8.7. Malzeme özelliklerinin tanımlanması.....	107
Şekil 8.8. Tek dişin temasta olduğu an	108
Şekil 8.9. Sürtünme katsayısı ve kontak tanımı	108
Şekil 8.10 “Mesh” dalı ve eleman boyutu seçimi	109
Şekil 8.11. “Sizing” fonksiyonu uygulaması	109
Şekil 8.12. Dişlilerin sonlu eleman modeli (1)	110
Şekil 8.13. Dişlilerin sonlu eleman modeli (2)	110
Şekil 8.14. Dişlilerin sonlu eleman modeli verileri.....	111
Şekil 8.15. Serbestlik dereceleri, moment ve basıncın uygulanması	112
Şekil 8.16. Tüm serbestlik sınırlamaları ve yükleri	112
Şekil 8.17. Görüntülenecek sonuçların seçimi	113
Şekil 8.18. Dişliler üzerinde meydana gelen gerilmeler	114
Şekil 8.19. Temas yüzeyi üzerinde meydana gelen gerilmeler	114
Şekil 8.20. Analizde kullanılan malzemeye ait gerilme-çevrim diyagramı	115
Şekil 9.1. Her iki analizde kullanılan malzemeye ait gerilme-çevrim diyagramı... ..	119

TABLULAR DİZİNİ

Tablo 2.1. Hidrolik sistemlerde önerilen akış hızı	9
Tablo 3.1. Dişli çark boyutlandırma denklemleri	24
Tablo 3.2. Dişli çark malzemelerinin mekanik özellikleri	25
Tablo 6.1. Gövde analizi için seçilen malzeme özellikleri	54
Tablo 7.1. Dizayn değişkenleri için kullanılan dizayn sınırlamaları	81
Tablo 7.2. Otomatik oluşturulan dizayn noktaları değerleri	83
Tablo 7.3. Değerlendirilmede kullanılan yıldız yaklaşımının tanımlamaları	86
Tablo 7.4. Aday dizayn değerleri oluşturulurken tanımlanan açıklamalar	95
Tablo 7.5. Dizayn değişkenlerinin ve cevap parametrelerinin optimizasyon öncesi ve sonrası değerleri	99
Tablo 8.1. Dişli çark boyutlandırma parametreleri değerleri	102
Tablo 8.2. Dişli analizi için seçilen malzeme özellikleri	106
Tablo 8.3. Diş dibinde oluşan maks. Gerilme ve temas yüzeyindeki maks. basınç. 115	
Tablo 9.1. Aday dizayn 3 değerleri oluşturulurken tanımlanan açıklamalar	117
Tablo 9.2. Dizayn değişkenleri ve cevap parametrelerinin optimizasyon öncesi/sonrası değerleri	117
Tablo 9.3. Maksimumgerilme ve yüzey basıncı değerleri	118

SİMGELER DİZİNİ

a	: Eksenler arası mesafe
d	: Pompa giriş ve çıkış deliği için çap
dt	: Taksimat dairesi çapı
ev	: Evolvent
E	: Elastik modül
F	: Kuvvet
i	: Çevrim oranı
m	: Modül
n	: Devir sayısı
P	: Pompa gücü
Q _e	: Efektif debi
Q _T	: Teorik debi
r	: Yarıçap
V ₀	: Bir dişin boşluguna dolan akışkan hacmi
V	: Pompanın bir devirde bastığı teorik akışkan miktarı
ΔP	: Pompa çalışma basıncı
α	: Kavrama açısı
β	: Dönme açısı
σ	: Gerilme
η	: verim
δ	: Çökme miktarı
ω	: Açısal hız

Kısaltmalar

ANSYS WB	: Ansys Workbench
FEM	: Finite Element Method
GDO	: Goal Driven Optimization
DOE	: Design of Experiments
VT	: Variational Technology

DİŞLİ POMPALARDA DİŞLİ ÇARK VE POMPA GÖVDESİNİN SONLU ELEMENLAR METODU İLE GERİLME ANALİZİ

Hüseyin Kürşat ÇELİK

Anahtar Kelimeler: Dişli Pompa, Parametrik Tasarım, Sonlu Elemanlar Metodu, Gerilme Analizi, Optimizasyon, Ansys Workbench.

Özet: Bu çalışmada, düz dişli tip hidrolik pompalarda, gövde tasarımına ait optimizasyon çalışması yapılmıştır. Özellikle yüksek basınçlarda kullanılan dişli pompalarda, gövde içerisindeki büyük yüzey alanları, pompa girişi ve çıkıőındaki basınç farkından dolayı yüksek eksenel ve radyal kuvvetlere maruz kalmaktadır. Böyle bir duruma maruz kalan örnek bir dişli pompa gövdesi parametrik olarak 3 boyutlu modellenmiş, gövde ve dişli çark için gerilme-deformasyon analizleri yapılmıştır. Deformasyona uğrayan gövdenin gerilme yığılmalarını emniyetli değerde tutmanın yanında, tasarım sınırlarının aőılmamasına dikkat edilmiştir. Optimizasyon çalışması ile elde edilen analiz sonuçlarına dayanarak pompa gövdesi cidar kalınlığında iyileőtirmeye gidilmiştir.

STRESS ANALYSIS OF GEAR AND PUMP'S HOUSING IN GEAR PUMPS USING FINITE ELEMENT METHOD

Huseyin Kursat CELIK

Key words: Gear Pump, Parametric Design, Finite Element Method, Stress Analysis, Optimization, Ansys Workbench.

Abstract: In this study, an optimization analysis of the housing of hydraulic gear pump has been conducted. Although hydraulic gear pumps have large surface area they have exposed to high pressure. Hence the housing of hydraulic pumps have high axial and radial forces. In this work, a sample pump housing and its gears have been modelled as parametric 3 dimensions. And stress-strain analysis of pump housing and gears have been realised. It is seen from the stress-strain analysis the value of stress concentration on the housing was not exceed the yield point of the materials. According to optimization study analysis results, wall thickness of pump housing has been attenuate.

1. GİRİŞ

Akışkan güç sistemleri, insanlık tarihinden beri özellikle endüstriyel uygulamalarda yaygın olarak kullanılan sistemlerdir. Akışkan güç sistemlerinde iş, gücün akışkan aracılığı ile iletilmesiyle gerçekleştirilir. [1]

Akışkanlar çok küçük bir kuvvetin etkisi altında şekil değiştiren ve içinde buldukları kabın şeklini alan cisimlerdir. Sıvı ve gazlar kendi özelliklerini taşıyan çok küçük elemanlardan oluşmuşlardır ve bu elemanlara elementer partikül (parçacık) adı verilir. Bu parçacıklar birbirlerinden bağımsız hareket eder ve bu sebepten dolayı kolay şekil değiştirirler. Katı cisimleri oluşturan maddesel noktalar ise birbirinden bağımsız hareket edemezler. Sıvılar pratikte sıkıştırılmaz kabul edilirler. Gazlar ise sıkıştırılabilir ve içinde bulunduğu kabın hacmini tamamen doldurur. Sıvıların durumu yalnız hacimle belirlenebildiği halde gazların durumu basınç, hacim ve sıcaklık gibi parametrelerle belirlenir. Bu sebeplerden dolayı gazlara “Sıkıştırılabilen Akışkan”, sıvılara ise “Sıkıştırılmayan Akışkan” denir. [1]

Uygulamalarda, güç iletim akışkanı olarak sıvı kullanılan sistemler “Hidrolik Sistemler” adını alır. [2] Hidrolik sistemler makine aksamalarının vazgeçilmez parçalarındandır. Buradaki en büyük özellik sıkıştırılmayan sıvı akışkanın kullanımı ile mekanik enerjinin hidrolik enerjiye çevrilmesidir. Hidrolik kelimesi Yunanca da su anlamına gelen “Hydro” ile boru anlamına gelen “Aulis” kelimelerinden türetilmiştir. [2] İnsanlar geçmişten günümüze kadar enerji kaynaklarından yararlanmayı bilmişler, suyun kaldırma, itme ve taşıma gücünden yararlanarak hidrolik sistemleri ortaya çıkarmışlardır. [1]

Hidrolik sistemlerin vazgeçilmez elemanlarından biride hidrolik pompalardır. Endüstride akışkan olarak genelde madeni yağlar kullanılır. [3] Pompalar bir elektrik veya içten yanmalı motor yardımıyla hidrolik devreye yağ basan ve dolayısıyla devrenin güç iletimini karşılayan, mekanik enerjiyi hidrolik enerjisine çeviren

elemanlardır. Hidrolik pompalar hidrolik sistemlerin gereksinimlerine göre çeşitli yapı ve özelliklerde kullanılmaktadırlar. Özellikle hidrolik güç iletiminde pozitif iletimli pompalar kullanılmaktadır. [1] Bu tip pompalar teoride geometrik yapıları itibarı ile emdikleri akışkanın tamamını çıkışa kadar süpürerek basabilmektedirler. Pozitif iletimli pompalarda küçük hacimdeki akışkan, itici (dişler, kanatlar, piston) ile gövde arasına sıkışıp girişten çıkışa iletilir. Hidrostatik basınç prensibine göre bu tip pompalarda çıkışta bir sınırlama yoksa basınç farkı sıfırdır. Eğer çıkış hattında herhangi bir sınırlama, kesit daralması olursa sistem yapısı gereği iç çevrimin olmamasından ve de akışkan sıkıştırılmaz olduğundan çıkış hattında basınç oluşacaktır. [4] Genelde bu tip pompalarda genişleyen hacim giriş bölgesini daralan hacim çıkış bölgesini gösterir. Pozitif iletimli pompalar, aynı görevi yapmakla birlikte konstrüktif bakımdan dişli, pistonlu ve kanatlı olmak üzere üç tiptir. [2]

Hidrolik sistemlerin ve hidrolik pompaların kullanımı tarihte çok öncelere dayanır. Fakat dişli tip pompaların bugünkü kullanım esaslarının oturması ve parametrelerinin belirlenmesi II. Dünya Savaşı yıllarında, ihtiyaçların giderilmesi yolunda doruk noktaya çıkmıştır. Hatta günümüzde kullanılan ve tasarlanmış dişli tip pompaların hemen hemen hepsi o yıllarda yapılan çalışmaların sonucu olarak aynı temel özellikleri yansıtmaktadır. Bu tip pompaların bu kadar yer tutmasına karşın geliştirilmesinde son yıllarda çalışmalar yapılmışsa da çok fazla araştırma bulunmamaktadır. Meldah (1939), Wilson (1946), Beacham (1946), Koç (1981) dişli pompalar hakkında geniş bilgiler vermişler, akışkan kaçağının verime etkisi üzerine geometrik ifadelerden yararlanarak çok yararlı çalışmalar sunmuşlardır. [5] Canbulut (1986) yaptığı deneysel ve teorik çalışmada boyutsuz büyüklükler kullanarak akışkan kaçağının ve optimum dişli çark-gövde boşluğunun bulunmasında ve uygun yağ film kalınlığının belirlenmesinde tasarımcılara yardımcı olacak önemli bilgiler sunmuştur. [5] Dikici (1996) yaptığı deneysel çalışma ile pozitif ve negatif tahsisli dişli pompa dişlilerinin pompa verimine olan etkisini göstermiştir. [6] Çelik ve izciler (1998) bilgisayar desteği ile tasarlanan, gereksinimlere ve verime daha yararlı olan pompa dişlilerinin uygulanabilirliğini araştırmışlardır. [7]

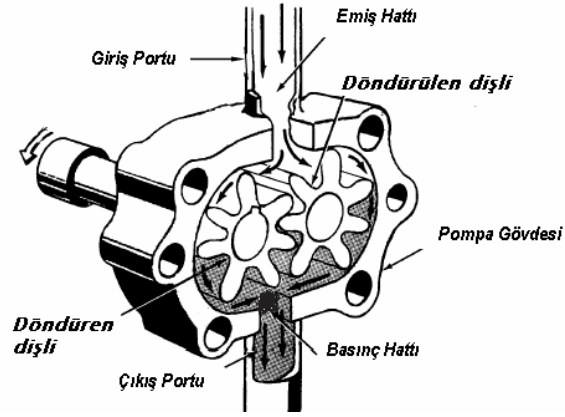
Çoğunlukla akışkan kaçağı ve verim üzerinde bulunan çalışmalara rağmen dişli pompa gövdesinin parametrik tasarımı ve optimum cidar kalınlığının belirlenmesi

konusunda detaylı bir çalışmaya rastlanmamıştır. Bu konu göz önüne alınarak bu çalışmada, sonlu elemanlar metodu kullanılarak dişli pompa gövdesinin ve pompaya ait dişlilerin mukavemet analizleri yapılmıştır. Gövde analizi sonucu çıkan sonuçlara dayanarak, optimum gövde kalınlığının elde edilmesi üzerinde bir optimizasyon çalışması gerçekleştirilmiştir. Optimizasyon çalışması ile pompa gövdesi cidar kalınlığında iyileştirme yapılmıştır. Yapılan çalışmada parametrik tasarım için Solidworks katı model yazılımı, analiz ve optimizasyon çalışması için Ansys Workbench sonlu elemanlar paket programı kullanılmıştır.

2. DİŞLİ POMPALAR

Hidrolik güç iletimi ve kontrol sistemlerinde, düzenli iletim sağlamaları, basit yapıları, yüksek kapasiteli olmaları, maliyet yönünden uygunlukları, diğer pompalara göre montaj kolaylıkları gibi avantajlı yönlerinden dolayı yüksek basınçlı dişli pompalar en çok kullanılan ve tercih edilen basınç üreten ünitelerdir. Dişli tip pompalar takım tezgâhlarında, taşıtlarda, ağır makine aksamlarında ve kimyasal sanayinde kullanılırlar. Dişli pompalar dıştan dişli, içten dişli ve eksenel akışlı dişli pompalar olmak üzere üç grupta toplanır. Dıştan dişli pompalarda düz, helisel ve V dişliler kullanılmaktadır. [8]

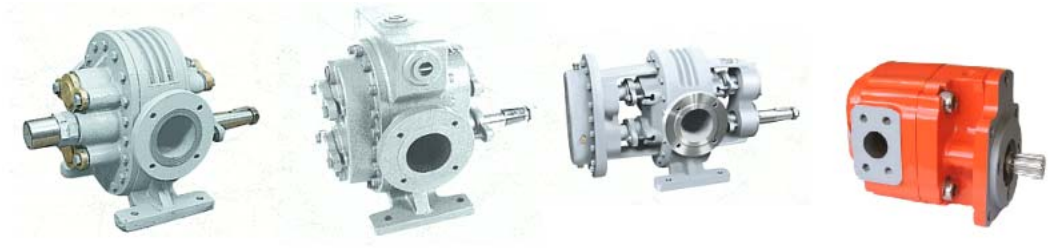
Bir dişli pompa basit olarak, üzerinde giriş ve çıkış delikleri bulunan gövde, biri tahrik motoruna bağlı döndüren ve döndürülen dişlilerden oluşur. Tahrik motoru döndüren dişliyi harekete geçirdiğinde döndürülen dişliyi kavrar ve döndürür. Dişli çarkın üzerindeki dişlerin birbirini kavraması ve ayrılmaları artan ve azalan hacimler meydana getirir. Emişte dişlerin birbirlerinden ayrılmaları ile oluşan vakum akışkanın pompa gövdesine girmesini sağlar. Dış boşlukları ve pompa gövdesi arasında sınırlanan akışkan taşınarak pompanın basma ağzına iletilir. Dişli pompalarda pompanın emme ağzında atmosfer basıncının altında bir basınç, basma ağzında ise sistem basıncı vardır. Dişli pompalardaki basınç farkı ise pompa gövdesinin, yatakların ve dişlilerin büyük eksenel ve radyal kuvvetlere maruz kalmasına neden olmaktadır. Bu kuvvetlerin büyüklüğü dişli geometrisi, dişli boyutları, debi ve çalışma basıncıyla orantılı olarak değişmektedir. Dişler her iki dişlinin dış çevresine düz açıldığı için dıştan düz dişli pompa olarak adlandırılırlar (Şekil 2.1). [9]



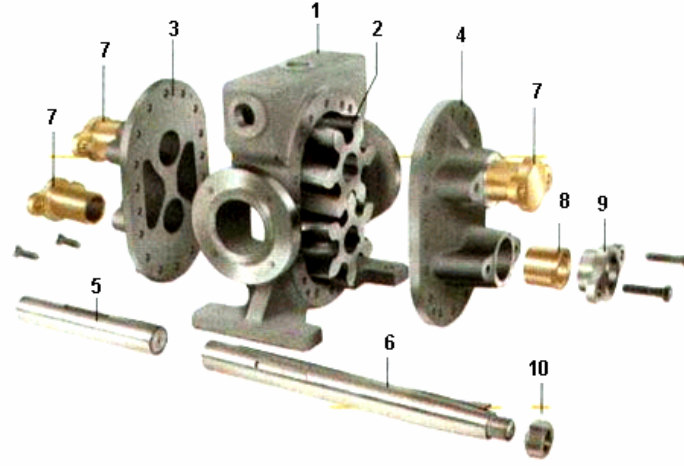
Şekil 2.1. Klasik dıştan düz dişli tip pompa ve çalışma prensibi

Dişli pompalarda kullanılan dişlilerinin, sistemin basınç dengesizliğinden ötürü oluşacak deformasyonlara dayanıklı olması gerekir. Bu nedenle dişlilerin iyi kalite çelikten imal edilmesi, çok hassas işlenmesi ve yüzey sertleştirilmesi için gerekli ısıl işlem esnasındaki çarpılmaların en az düzeyde olması gerekir. Dıştan düz dişli tip pompalarda gürültü seviyesi diğer tip diş pompalara göre daha yüksektir. [10] Dişli pompalarda gürültüyü azaltmak ve Volümetrik verimi artırmak için tasarımcılar tarafından dişlinin diş profilinde, diş yüksekliğinde, temel açıklığında ve alt kesme miktarında değişiklikler yapmaktadırlar. [6]

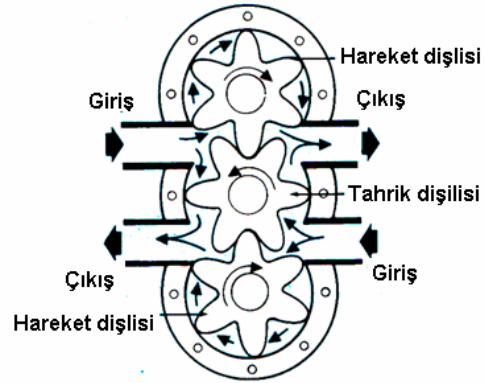
Pompalanan akışkanın hacmi diş derinliğine ve dişli genişliğine bağlıdır. Her ne kadar dıştan düz dişli pompalar iki dişliden imal edilseler de, bir gövde içerisinde çalışan ve ortadaki dişlisi tahrik edilen üç dişli pompalarda yapılmaktadır (Şekil 2.4). Bununla beraber helisel dişlilerin kullanıldığı dişli pompa tasarımlarında daha az gürültü ve dişlilerin birbirlerini uyumlu kavraması söz konusudur. Fakat maliyet ve imal yönünden düz dişlilere göre daha masraflıdırlar. [11] Şekil 2.2’de örnek dişli pompa tasarımları, şekil 2.3’de ise örnek bir dişli pompaya ait elemanlar gösterilmiştir.



Şekil 2.2. Örnek düz dişli tip pompa tasarımları



Şekil 2.3. Örnek bir dişli pompa elemanları (1-gövde 2-dişli takımı 3-arka kapak 4-ön kapak 5-kısa mil 6-uzun mil 7-şapkalı burç 8-ön burç 9-salmastra baskısı 10-mil somunu)



Şekil 2.4. Üç dişli tip pompa ve çalışma prensibi

Dişli pompaların gövdeleri genelde dökme demirden, çelik dökümden, alüminyum alaşımlardan ve kimyasal maddelerin kullanıldığı tasarımlarda paslanmaz çelikten imal edilirler. [8] Gövde ve iç dişliler giriş ve çıkış bağlantılarını içine alacak şekilde işlenmiş ve delinip dış açılmış olduğu için yan kapaklar cıvata ile bağlanabilir. Yan kapaklarda cıvata için delinmiş, ortadaki gövde ile yan kapaklar arasında tam

merkezlenmiş olup bir gemce elde etmek için pimlenebilir. Yan kapaklar aynı zamanda mil destek yataklarının takılabileceği şekilde işlenmiştir. Bu yataklar yüksük veya sürtünmesiz tipte olabilirler. Tahrik mili etrafındaki yan kapak akış kaçağını dengelemek için sızdırmazlık araçlarıyla alıştırılabilir. Pompa dişlilerinin yataklanmasında gövde içerisinde bulunan özel yatak tasarımlarının kullanılabilirdiği gibi pompa kapaklarından yataklanma yapılabilir.[6] Kullanılan sıvının özelliğine göre yağlı, grafitli veya teflon keçe, grafoil ve yumuşak salmastra, dudaklı keçe, özel keçe, mekanik salmastra ve macun salmastralara sızdırmazlık elemanı olarak kullanılırlar. [12]

Dişli pompaların kapasitesi de önemli bir konudur. Diş boşluklarının pompa içerisindeki giriş yatağı arasından geçerken akışkan ile ne derece dolacağı kapasiteyi belirleyen önemli bir etkidir. Diş boşluklarının tam dolması şu şartlara bağlıdır.[11]

- Dişlilerin dönme hızına
- Giriş ve çıkış yataklarının şekline
- Akışkanın giriş ağzındaki basınca
- Akışkanın giriş ağzındaki hızına
- Pompalanan akışkanın viskozitesine
- Sıvı içerisinde taşınan hava mevcudiyetine

Bununla beraber diş boşluklarının herhangi bir sebepten dolayı sıvı ile eksik dolması halinde, volümetrik verim dolayısıyla pompa kapasitesi düşer, pompa elemanlarına zarar verir ve pompa ömrü azalır. Diş boşluklarının giriş ağzında sıvı ile tam dolmaması halinde girişten çıkışa doğru yaklaşıldıkça bu boşluklar dolacaktır. Bunun nedeni diş boşluklarına akan ters sıvı akışı yani çıkıştan girişe doğru olan kaçaklardır. Pompa çıkışında çarpmalara ve titreşime neden olur. Dişlilerin ve diş yataklarının zamansız aşınması ortaya çıkar, pompa verimi düşer. [11]

Pompanın çalışması sırasında, dişli çiftinin pompa gövdesiyle uyumlu bir şekilde çalışabilmesi ve kuru sürtünmenin olmaması için, dişlilerin pompanın tüm gövdesiyle belirli bir boşlukta ve belirli bir kalınlıktaki yağ filmi ile çalışması gerekir. Aynı zamanda basınç dağılımında değişimler olacağı için özellikle büyük

çaplı dişlilerin kullanıldığı yüksek debili ve yüksek basınçlı dişli pompalarda dişli çark – pompa gövdesi arası boşluğun, bu boşluklardan giriş ve çıkış basınç farkından dolayı kaçan akışkan miktarının, dişli çarkın dişlerine ve pompa gövdesine etki eden basıncın optimum olarak belirlenmesi ve bunların yorumlanması tasarımcılar açısından hayati önem taşımaktadır. Bu sebeplerden ötürü düşük basınçlarda bu boşluğun 5 - 20 µm., yüksek basınçlarda ise 2,5 - 10 µm. olması önerilir. [5] Benzer şekilde pompa kapakları ile dişli çark yan yüzeyleri arasındaki yağ film boşluğunu kontrol etmek için yanal yüz aralık değeri ve dişli mili ile yataklar arası yağ film boşluğu da çalışma şartlarına uygun değerde olmalıdır. Aynı zamanda uygun yağ film kalınlıkları moment kaybını da en aza indirecektir. [5]

Bazı tasarımlarda dişli pompa yatakları da sistem içi aynı yağlama sisteminden yararlanır. Böyle durumlarda yağ seçiminde hem dişli takımları hem de dişli yatakları göz önünde tutulmalıdır. [6] Dişli pompalar farklı basınçlarda ve kapasitelerde çalışacak şekilde imal edilirler. Bunun için sürekli çalışmalarda çalışma sıcaklıkları 0 °C ile 80 °C, aralıklı çalışmalarda -20 °C ile 100 °C arasında olmaktadır. Kullanılacak yağ iyi kalite ve üretici firmanın tavsiyeleri dikkate alınarak seçilmelidir. [3]

Dişli pompanın debisi diş büyüklüklerine bağlı olarak hesaplanır. Burada, V_0 : Bir dişin içine dolan akışkan hacmi (cm^3), V : Pompanın bir devirde bastığı teorik akışkan miktarı (lt/dk), Q_T : (Teorik debi) Pompanın belirli bir devirde teorik olarak bastığı akışkan miktarı (lt/dk), Q_e : (Efektif debi) Pompanın belirli bir devirde bastığı gerçek akışkan miktarı (lt/dk), η_v : volümetrik verim, η_T : Toplam verim, n : Devir sayısı (dev/dk), m : Modül (cm), b : Diş genişliği (cm), Z : Diş sayısı, d_t : Taksimat dairesi çapı (cm), α_0 : Kavrama açısı ($^\circ$) Δp : Çalışma basıncı (bar), P : Pompa gücü (kw) olmak üzere, debi ve çalışma basıncı şu denklemlerle bulunabilir. [3]

$$V_0 = \frac{\pi \cdot d_t \cdot m \cdot b}{z} \quad [\text{cm}^3] \quad (2.1)$$

$$V = 2 \cdot z \cdot V_0 \quad [\text{cm}^3] \quad (2.2)$$

$$Q_T = V \cdot n = \frac{\pi \cdot d_t \cdot 2 \cdot m \cdot b \cdot n}{1000} \quad [\text{lt/dk}] \quad (2.3)$$

$$Q_e = Q_T \cdot \eta_v \quad [\text{lt/dk}] \quad (2.4)$$

$$\Delta p = \frac{P \cdot \eta_T \cdot 600}{Q_e} \quad [\text{bar}] \quad (2.5)$$

Yukarıdaki denklemlere ek olarak pompa gövdesine akışkanın girişi ve çıkışı için optimum bir giriş-çıkış çapının belirlenmesi önemlidir. Bu çapların belirlenmesi aşağıdaki tablo 2.1 yardımı ile Q_e (lt/dk): efektif debi, V (m/s): hız, d (mm): delik çapı olmak üzere 2.6 nolu denklem ile bulunabilir. [13]

$$d = 4,607 \cdot \sqrt{\frac{Q_e}{V}} \quad [\text{mm}] \quad (2.6)$$

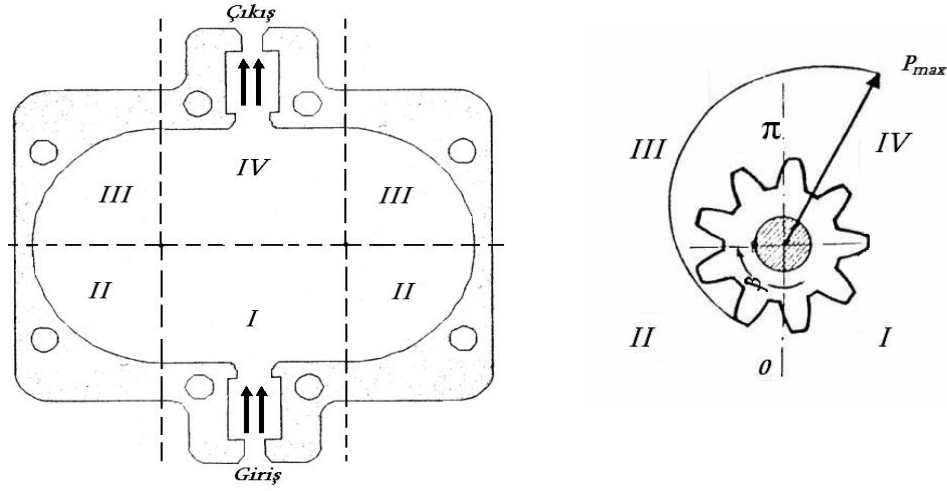
Tablo 2.1. Hidrolik sistemlerde önerilen akış hızı

GİRİŞ HATTI		ÇIKIŞ HATTI		DÖNÜŞ HATTI
Kinematik Viskozite (ν_k) (mm^2/s)	Akışkan Hızı V (m/s)	Basınç Δp (bar)	Akışkan Hızı V (m/s)	Akışkan Hızı V (m/s)
150	0,6	25	2,5 to 3	1,7 to 4,5
100	0,75	50	3,5 to 4	
50	1,2	100	4,5 to 5	
30	1,3	200 > 200 when $V = 30$ to 150 mm / s	5 to 6 6	

Daha önce bahsi geçtiği gibi pompanın çalışması sırasında akışkanın temasta olduğu pompa gövdesinin iç yüzeylerine etki eden basınç kuvveti ve dişli yataklarının gövde içerisinde bulunduğu tasarımlarda, giriş ve çıkıştaki basınç farkından dolayı dişlilerin yataklara uyguladığı yatak kuvvetleri pompa gövdesinin deformasyonuna sebep olur. [5] Pompa gövdesine gelen kuvvetler pompanın her yüzeyinde aynı değildir. Giriş ve çıkıştaki basınç farkından dolayı, gövde yüzeylerine etkiyen basıncın girişten çıkışa

doğru lineer olarak artığı söylenebilir. Bu tip pompaların pozitif iletimli olması dişlilerin ve pompa gövdesinin aynı anda farklı hidrolik basınçların ve buna bağlı kuvvetlerin etkisinde kalmasına sebep olmaktadır. Dişli pompanın girişinden çıkışına doğru olan basınç dağılımını Şekil 2.5’de gösterilmekte olup denklem 2.7 ile ifade edilebilir. [5] Burada P_{max} : Çıkış basıncı, β : Dönme aıdır (Basıncın yükselmeye başladığı nokta referans alınarak).

$$P = P_{max} \cdot \frac{\beta}{\pi} \quad (2.7)$$



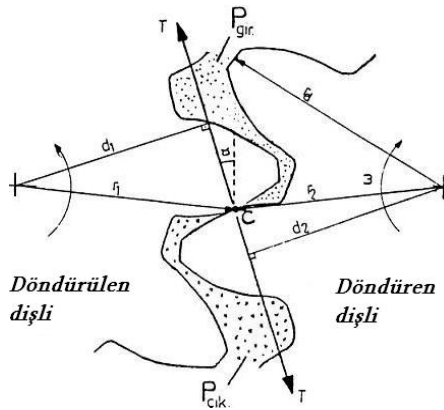
Şekil 2.5. Dişli pompa gövdesi ve dişlileri üzerindeki basınç bölgeleri

Şekil 2.5’ de gösterildiği gibi, pompanın çalışması esnasında hiçbir bölgede çıkıştan girişe doğru akışkan kaçağının olmadığı kabulü ile basınç, I. bölgeden IV. Bölgeye doğru lineer artmaktadır. I. Bölge giriş basıncı bölgesidir ve sıfır basınç kabul edilebilir. Fakat pratikte, özellikle yüksek basınçlı pompalarda giriş ve çıkış basınç farkının yüksek olmasından dolayı bu bölgedeki atmosfer basıncının altındaki basınç pompa içerisinde kavitasyon olayını meydana getirmektedir. Kaviteasyonu önlemek için ise pompa girişi düşük basınçlı başka bir pompa ile beslenir. [5] II. bölge düşük basınç ve dişlilerin gövde içerisinde yataklandığı tasarımlarda yatak kuvvetlerinin etkisinde kalır. III. bölgede ise daha çok dişler arasına sıkışan, taşınan akışkanın IV. bölgeye yaklaştığa artan bir etkisi görülür. IV. bölge ise tamamen çıkış basıncının etkisinde kalan bölge olup gövdesinin en çok yük altında kaldığı bölgedir.

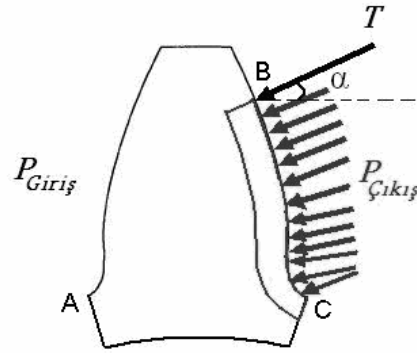
Dişli pompaların çalışması sırasında girişinden çıkışa doğru artan basınç farkından dolayı pompa dişlileri ayrılmaya zorlanır burada bir ayırma kuvveti meydana gelir. Bununla beraber dişliler üzerinde bir basınç dağılımı söz konusudur. Dişlilerdeki deformasyon incelemesi yapılırken ayırma kuvvetinin ve basınç dağılımının dişliler üzerinde oluşturduğu deformasyonların hem döndüren dişli hem de döndürülen dişli için ayrı ayrı çözümlenmesi gerekir. [5]

Pompa içerisinde çalışma sırasında döndüren ve döndürülen dişlinin bir tek dişinin temasta olduğu andaki basınçlar ve dişliler üzerine etkileyen ayırma kuvveti şekil 2.6'da görülmektedir. Şekil 2.7'de görüldüğü gibi Akışkan kaçağının olmadığı kabulü ile döndürülen dişlinin bir tek diş için yükün tek diş tarafından karşılandığı, temasa başladığı ilk anda döndürülen dişli sabit kabul edilirse diş üzerinde A-B arası diş profiline pompa giriş basıncı (P_g), temas noktası olan B noktasına ayırma kuvveti (T), B-C arası diş profiline çıkış basıncı (P_c) etki etmektedir. Yine aynı kabul ile şekil 2.8'de döndürülen dişli ile temastaki aynı yerde döndüren dişli üzerine etkileyen kuvvetler gösterilmiştir. Şekil 2.8'de A-B arası dişli profilinde çıkış basıncı (P_c), B noktasında ayırma kuvveti (T), B-C arası dişli profilinde giriş basıncı (P_g) etki etmektedir. Ayırma kuvveti T şu şekilde ifade edilir. [5]

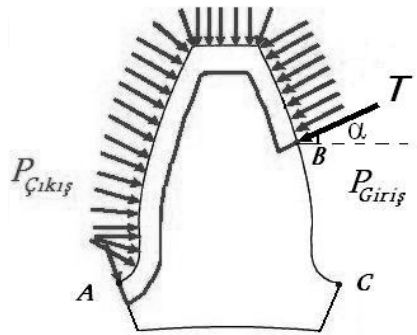
$$T = \frac{b.(r_d^2 - r_1^2).Ps}{2.r_1.Cos\alpha} \quad (2.8)$$



Şekil 2.6. Dişli pompa dişlilerine etkileyen ayırma kuvveti



Şekil 2.7. Döndürülen dişlide bir diş temasta iken tek diş üzerine etkiyen kuvvetler ($P_g = 0$)



Şekil 2.8. Döndüren dişlide bir diş temasta iken tek diş üzerine etkiyen kuvvetler ($P_g = 0$)

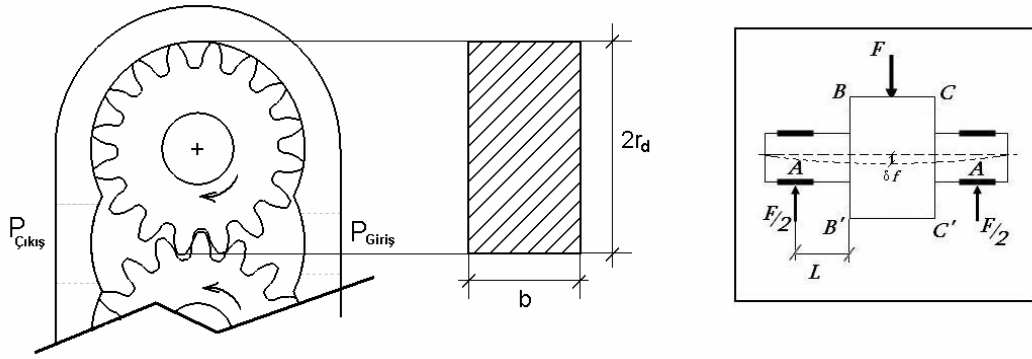
Denklem 2.8’de, Şekil 2.6’da görüleceği gibi T : Ayırma kuvveti, $P_s = P_{Çık} - P_{Gir}$ Sistem basıncı, b : Dişli genişliği, r_d : Döndürülen dişli dış üstü yarıçapı, r_1 : Döndürülen dişlinin tek dişinin temasta olduğu noktanın döndürülen dişlinin merkezine uzaklığıdır. Buradan görüleceği gibi T ’nin değişimi diğer değerlerin sabit olmasından dolayı r_1 ’ in değişimi ile orantılı olarak artmakta veya azalmaktadır. [5]

Aynı zamanda sistem içerisindeki basınç farkı dişlileri çıkıştan girişe doğru zorlar. Burada pompa dişlileri eğilmeye zorlanır. Dişli çark mil yataklarında (Bazı tasarımlarda pompa gövdesinde) meydana gelen kuvvet pompanın devir sayısı ve sistem basıncı ile orantılı olarak değişir. Şekil 2.9’da görüldüğü gibi üniform olarak dişli genişliği üzerine yayılan F kuvvetinin etkisi ile eğilmeye maruz kalan bölge $A-A$ yatakları arasındadır. Buradaki kritik bölge ise $AB^1 = L$ boyundaki BB^1 kesitidir (Şekil 2.9). B^1 Noktasındaki çökmeyi ise elastik eğri denkleminde hareket ederek şu ifadeyle bulabiliriz. [5]

$$F = P_{\text{Ç}} \cdot 2r_d \cdot b \quad (2.9)$$

$$\delta f = \frac{F \cdot L^3}{6 \cdot E \cdot I} \quad (2.10)$$

Burada F: Dişli yüzeyine gelen basınç kuvveti, P_Ç: Çıkış basıncı, r_d: Diş üstü dairesi yarıçapı, b: Diş genişliğidir.



Şekil 2.9. Pompa yataklarına gelen kuvvet

3. DİŞLİ ÇARKLAR

Dişli çarklar, geçmişi çok eskiye dayanan makine elemanlarıdır. Endüstride kullanılan makine elemanları arasında güç ve hareket iletiminde tartışmasız en önemli rolü oynarlar. Dişli çarklar, aralarında bir kayma oluşmadan iki mil arasında kuvvet ve hareket ileten makine elemanları olarak tanımlanırlar. [14] En az iki dişli çarktan meydana gelen bu iletim sistemine dişli çark mekanizması adı verilir. Bu mekanizma biri döndüren diğeri döndürülen olmak üzere en az iki elemandan oluşur. Bu elemanlar kullanılan yerlere göre eş boyutlu veya elemanlar arasındaki geometrik uyumu bozmamak koşulu ile farklı boyutlu olarak imal edilirler ve kullanılırlar. Mekanizmada farklı boyutlu kullanılan bu iki dişliden küçük olanına pinyon, büyük olanına çark adı verilir. [15] Dişli çarklar, bize güç ve hareket iletimi, moment değişimi, hareket yönü değişimi ve hız değişimi sağlarlar. Dişli çarklar hassas cihaz tekniği ve kontrol tekniğinde kullanıldığında hız iletimi, endüstriyel makine tahrikinde kullanıldığında güç iletimi gerçekleştirirler. Kullanım amacına yönelik değişik tiplerde dişli çarklar türetilmiş ve sınıflandırılmıştır. [16]

Dişli çark mekanizmaları millerin birbirlerine göre konumlarına ve açılan diş şekillerine göre sınıflandırılır ve adlandırılırlar. Bu tanıma göre dişli çarklar; silindirik dişli çarklar, konik dişli çarklar ve zincir dişlileri diye genel olarak sınıflandırılırlar. Bu genel sınıflandırma kendi arasında da diş açılma şekline göre; düz dişli, iç dişli, helis dişli, kremayer dişli ve ok (çavuş) dişli olarak alt sınıflandırmalara ayrılır. [16]

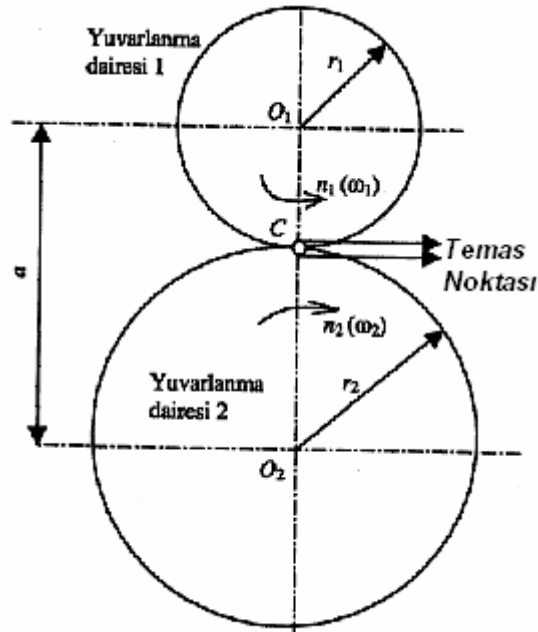
3.1. Çevrim Oranı ve Dişli Ana Kanunu

Dişli çark mekanizmalarında, diğer güç aktarma elemanlarında olduğu gibi, bir milden diğere aktarılan dönme hareketinin hızlarının oranına mekanizmanın çevrim oranı adı verilir ve bu çevrim oranı her zaman sabittir. [14]

Burada i : çevrim oranı, ω_1 : giriş milinin açısal hızı, ω_2 : çıkış milinin açısal hızı, n_1 : giriş milinin devir sayısı, n_2 : çıkış milinin devir sayısı olmak üzere denklem 3.1'deki gibi yazılır.

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \text{sabit} \quad (3.1)$$

Eğer iki paralel mile bağlı, üzerine gözle görülmeyecek kadar küçük dişlerin açıldığı varsayılan iki diskin birbirleri üzerinde kaymadan yuvarlanma durumu incelendiğinde (Şekil 3.1), bu disklere yuvarlanma silindirleri, kâğıt düzleminde gösterilen iz düşümlerine de yuvarlanma daireleri denir. [16] Burada çevrim oranı i , birden den büyükse ($i > 1$, $n_1 > n_2$) mekanizma hız düşürücü (redüktör), çevrim oranı i , birden küçükse ($i < 1$, $n_1 < n_2$) mekanizma hız yükseltici olur. Çevrim oranı i 'nin bire (1) eşit olduğu durumda ise ($i = 1$, $n_1 > n_2$) mekanizma sadece girilen hızı iletir. [16]



Şekil 3.1. Yuvarlanma daireleri

Dişli çarklarda hareketin ve gücün devamlı, aynı oranda iletimi için çevrim oranının (i) sabitliği keyfi değildir. Eş çalışan dişlerin tüm çalışma süresinde birbirleriyle temas halinde olmaları gerekir, kaymadan yuvarlanma için temas noktasındaki

çevresel hızlar birbirine eşit olmalıdır. Bu kinematik koşulu oluşturur. Aksi halde dişler birbirinden ayrılır. [16] Buradan yola çıkarak yuvarlanma dairelerinin çevresel hızlarını birbirine eşitlersek; v_1 : yuvarlanma dairesi 1'in çevresel hızı, v_2 : yuvarlanma dairesi 2'nin çevresel hızı, r_1 : yuvarlanma dairesi 1'in yarıçapı, r_2 : yuvarlanma dairesi 2'nin yarıçapı olmak üzere denklem 3.6'daki ifade elde edilir. [14]

$$V_1 = \omega_1 \cdot r_1 \quad (3.2)$$

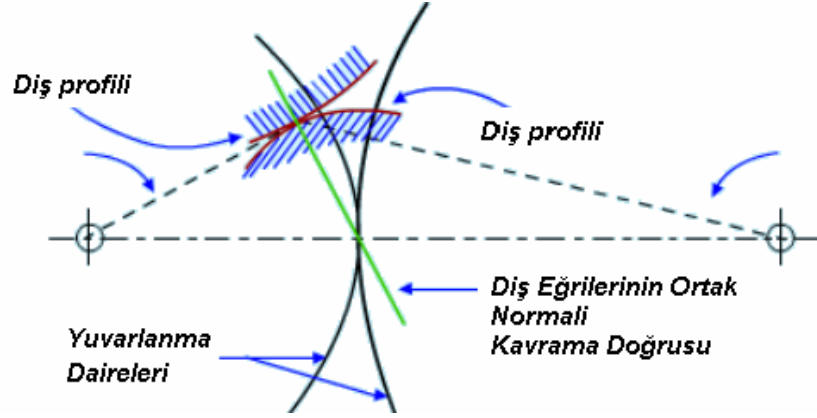
$$V_2 = \omega_2 \cdot r_2 \quad (3.3)$$

$$V_1 = V_2 \quad (3.4)$$

$$\omega_1 \cdot r_1 = \omega_2 \cdot r_2 \quad (3.5)$$

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_2}{r_1} = i = \text{sabit} \quad (3.6)$$

Ayrıca çevresel hızların temas noktasında eşit olması keyfi seçilen diş profilleri ile sağlanamaz. Seçilen diş profillerinin tüm eş çalışma süresince birbirleri ile sürekli temas halinde olmaları gerekmektedir. [16] Şekil 3.2'de görüldüğü gibi çevresel hızların eşit olabilmesi için diş eğrilerinin temas noktasının ortak normallerinin, yuvarlanma dairelerinin teğet olduğu C noktasından (yuvarlanma noktası) geçmesi mecburiyeti görülmüş ve buna dişli ana kanunu denilmiştir. Bu tanımlamayı tek bir cümlede toplayarak şu şekilde ifade edebiliriz; İki dişli yan yüzeylerinin temas noktalarındaki ortak normalleri her zaman yuvarlanma noktasından geçer. [16]



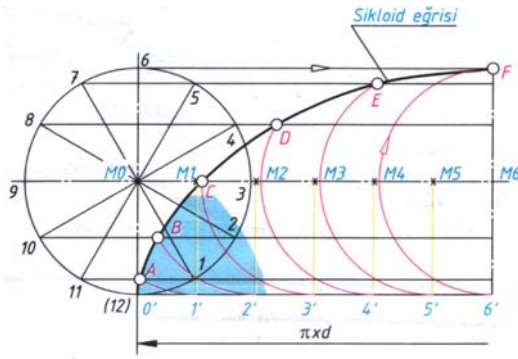
Şekil 3.2. Profil eğrileri

3.2. Dişli Çark Ana Kanun Diş Profil Eğrileri

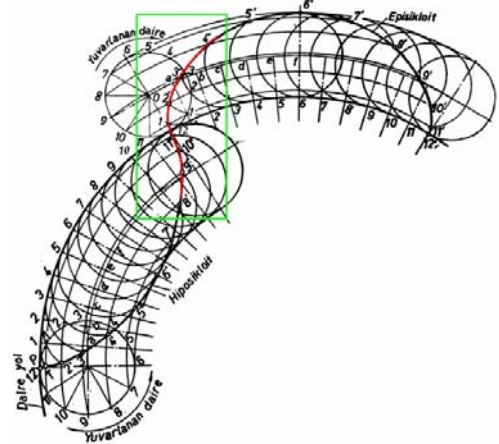
Daha önce tanımlanan dişli ana kanununa uygun kullanım alanı olan iki yan yüzey dişli profili vardır. Bunlar sikloid eğrilerinin oluşturduğu diş profili ve evolvent eğrilerinin oluşturduğu diş profilidir (Şekil 3.4, Şekil 3.5). [15] Bu çalışmada ise kullanım alanının yaygınlığından ve dişli pompa dişlilerinin evolvent profilli olarak incelenmesinden dolayı evolvent profilli dişli çark üzerinde durulmuştur. Sikloid profilli dişlilerden genel olarak bahsedilerek evolvent profilli dişliler üzerinde detaylara inilecektir.

3.2.1. Sikloid eğrisi ile diş profili çizimi

Dişli çarklarda, bir doğru üzerinde kaymadan yuvarlanan temel dairesine ait bir nokta sikloid eğrisi çizer. Bu daire temel daire dışında yuvarlanarak oluşursa episikloid, daire içerisinde yuvarlanarak oluşursa hiposikloid eğrisi adını alır. [15]



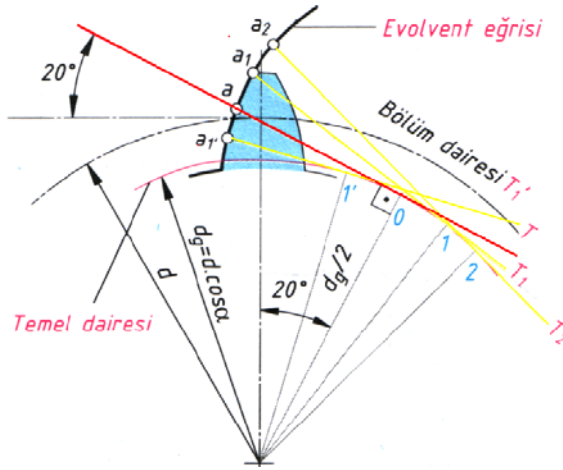
Şekil 3.3. Sikloid profilinin çizilmesi



Şekil 3.4. Sikloid eğrisi

3.2.2. Evolvent eğrisi ile dış profili çizimi

Dişli çarklarda temel daire üzerinde kaymadan yuvarlanan kuvvet doğrusuna ait bir nokta evolvent eğrisi çizer. Burada temel dairesi ve diş üstü dairesi arasında kalan evolvent eğri parçası diş profilini verir (Şekil 3.5). [15]



Şekil 3.5. Evolvent profilinin çizilmesi

3.2.3. Evolvent ve sikloid profilli dişli seçimi

Sikloid dişlilerde, evolvent profilli dişlilere göre daha az diş sayısı, daha tatlı bir kavrama, daha az aşınma ve yüksek basınçlarda daha rahat çalışma sağlanabilmesine karşın, özel imalat istemesi, yapım maliyetinin yüksek olması ve çalışma sırasında çok hassas konumlama gerektirmesi nedenleri ile kullanım alanları sınırlıdır. O

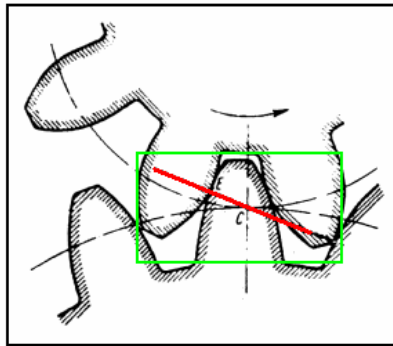
yüzden bazı dişli pompa çeşitleri, saat dişlilerinde ve çok özel konstrüksiyonlarda kullanılırlar. [17]

Evolvent profile sahip dişliler, kolay ve ucuz imal edilebilirler. Aynı taksimata sahip birçok dişli aynı takımla imal edilebilir, etkili bir güç iletimi sağlar. Doğru şeklinde sağladığı kavrama eğrisi ile sabit bir kavrama açısı elde edilir. Buda yataklara gelen kuvvetin yönün sabit kalmasını sağlar. İki çark arası merkez mesafesi küçük ölçülerde değişse dahi çalışmasında bir değişiklik olmaz. [17]

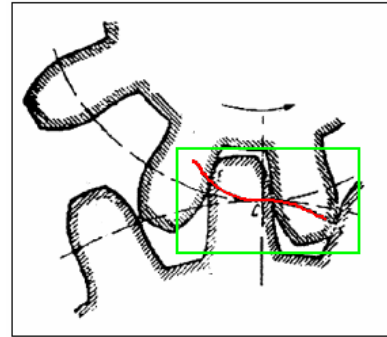
Yukarıdaki sebeplerden dolayı çalışma alanlarında çoğunlukla evolvent profilli dişliler tercih edilir. [16]

3.3. Dişli Çarklarda Kavrama Eğrisi

Birbirine temas eden dişlerin dönme esnasında birbirlerine değdikleri noktalar birleştirilirse kavrama eğrisi denilen eğri elde edilir. Bu eğri genel olarak profil yüzeyinde temas eden noktaların geometrik izidir. Kavrama eğrisi diş profiline bağlı olarak değişir. Bu eğri evolvent profilli dişlilerde bir doğruya dönüşürken, sikloid profilli dişlilerde eğri niteliğini korur. [15] Bu durum şekil 3.6'da evolvent profilli bir dişli çark için ve şekil 3.7'de sikloid profilli bir dişli çark için görülebilir. Etkileşim sırasında ise dişe etki eden kuvvet, kavrama eğrisi yolunca ve diş profiline dik olarak etki eder. [14]



Şekil 3.6. Evolvent profil kavrama eğrisi



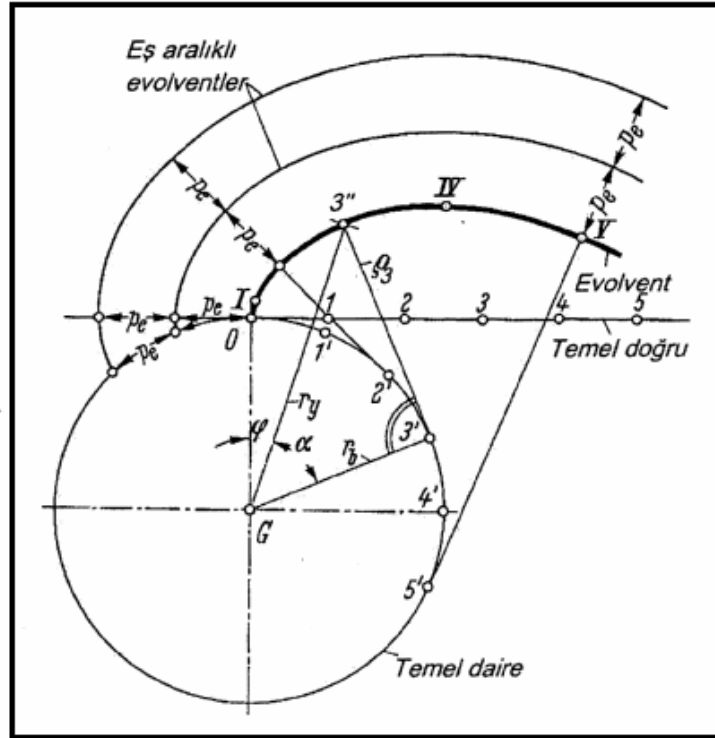
Şekil 3.7. Sikloid profil kavrama eğrisi

3.4. Evolvent Düz Dişli Çark Geometrisi ve Temel Boyutları

3.4.1. Evolvent fonksiyonu

Evolvent eğrisi tanımı bölüm 3.2’de verilmişti. Bu profilin geometrik şekli şekil 3.8 ile gösterilirse; 01 teğet parçası 01’ yayına, 02 teğet parçası 02’ yayına eşittir. Temel doğru 3’ noktasında temel direye teğet iken evolvent eğrisinde kestiği nokta 3’’ olarak isimlendirilir ve 3’’ noktası temel daire merkezi “G” ile bir doğru vasıtasıyla birleştirilirse, oluşan üçgende 3’’G3’ açısı bu durum için kuvvet açısı olur. [17]

Burada r_b : Temel dairesi yarıçapı, φ : yardımcı açı, α : kuvvet açısı, ev α : evolvent fonksiyonudur.



Şekil 3.8. Evolvent fonksiyonu

$G3'3''$ Üçgeninden ;

$$\cos \alpha = \frac{r_b}{r_y} \quad (3.7)$$

$$r_y = r_b \cdot \cos \alpha \quad (3.8)$$

$$\widehat{O3'} = \overline{3'3''} = \overline{O3} \quad (3.9)$$

$$\widehat{O3'} = r_b \cdot (\varphi + \alpha) \quad (3.10)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\overline{3'3''}}{\overline{G3'}} = \frac{r_b \cdot (\varphi + \alpha)}{r_b} \quad (3.11)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = (\varphi + \alpha) \quad (3.12)$$

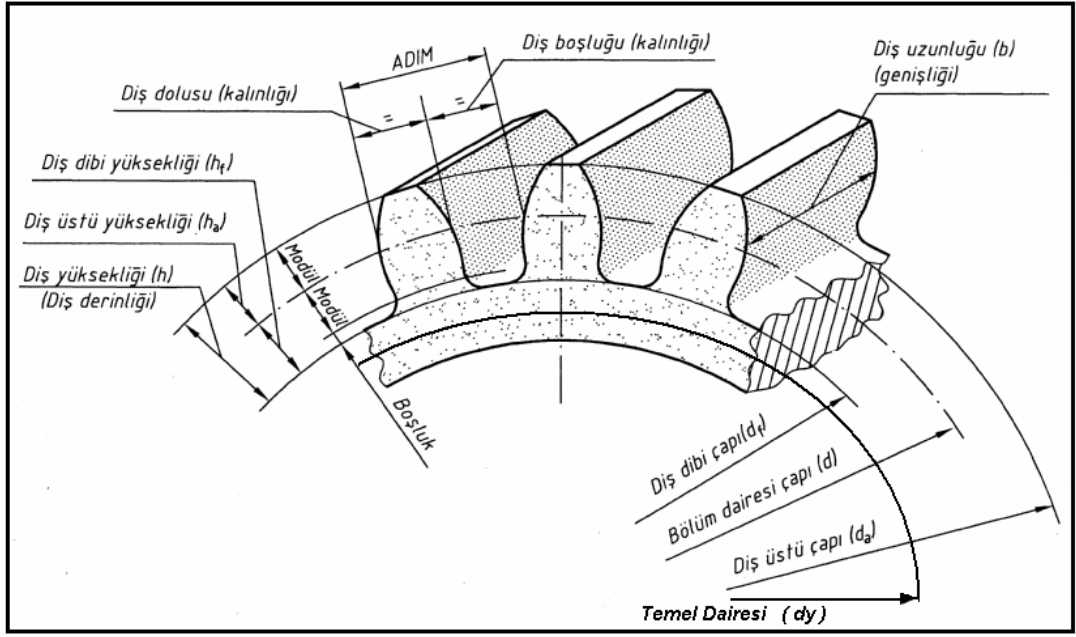
$$\varphi = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \quad (3.13)$$

$$\operatorname{ev} \alpha = \varphi = \operatorname{tg} \alpha - \alpha \quad (3.14)$$

Yukarıdaki elde edilen $\operatorname{ev} \alpha$ eşitliği evolvent fonksiyonu olarak isimlendirilir. Bu denklemde kuvvet açısı α ve yardımcı açı φ radyan cinsinden yerlerine konulur. “ev.” Kısaltması “evolüt” olarak okunur ve cetveller halinde kullanılmaktadır. [14]

3.4.2. Düz dişli çark geometrisi

Dişli çarklarda dişli yan geometrisinin yanında dişliyi belirleyen ana boyutlar; taksimat dairesi, taksimat, diş sayısı ve modüldür. Diğer boyutlar bunlara bağlı olarak belirlenir (Şekil 3.9).



Şekil 3.9. Düz dişli çarka geometrisine ait ana boyutlar

Dişli çarkın belirlenmesi ve üretilmesi için kavrama açısı (α) ve modül değerinin bilinmesi gerekir. Diğer büyüklükler ise şu şekilde tanımlanır. [16]

Taksimat dairesi (Bölüm Dairesi) : Üzerinde dişlerin çevreye paylaştırılmasının tanımlandığı dairedir. Taksimat dairesi çapı “d” ile gösterilmiştir.

Taksimat (Adım) : Taksimat dairesi üzerinde ölçülen, birbirini izleyen iki sağ veya iki sol yan yüzey arasındaki yay uzunluğudur. Taksimat “p” ile gösterilmiştir.

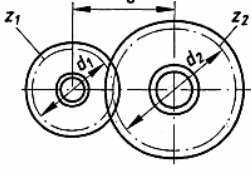
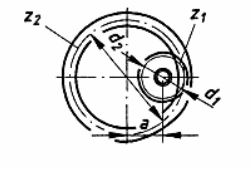
Modül: Taksimat dairesinin çevresi $U_t = \pi \cdot d$ olduğuna, diş sayısı “z” ’ de bir tamsayı olması gerektiğine göre, taksimat, diş sayısı ve taksimat dairesi çevresi arasında;

$$U_t = \pi \cdot d = p \cdot z \quad (3.16)$$

$$d = (p / \pi) \cdot z \quad (3.17)$$

bağıntısı vardır.

Tablo 3.1. Dişli çark boyutlandırma denklemleri

 <p>Dış Dişli</p>	Modül	$m = \frac{d}{z}$	$m = \frac{p}{\pi}$
	Diş sayısı	$z = \frac{d}{m}$	$z = \frac{d_a - 2m}{m}$
	Adım	$p = \pi \cdot m$	$p = \frac{\pi \cdot d}{z}$
	Bölüm dairesi çapı	$d = m \cdot z$	$d = \frac{z \cdot p}{\pi}$
	Diş üstü çapı	$d_a = m(z + 2)$	$d_a = d + 2m$
	Boşluk	$c = 0,167m$	$c = 0,1 \dots 0,3m$
	Diş dibi çapı	$d_f = m(z - 2,33)$	$d_f = d - 2(m + c)$
	Diş yüksekliği (derinliği)	$h = 2,167m$	$h = 2m + c$
	Diş üstü yüksekliği	$h_a = m$	
	Diş dibi yüksekliği	$h_f = 1,167m$	$h_f = m + c$
 <p>İç Dişli</p>	Eksenler arası	$a = \frac{m(z_1 + z_2)}{2}$	$a = \frac{d_1 + d_2}{2}$
	Diş üstü çapı	$d_a = m(z - 2)$	$d_a = d - 2m$
	Diş dibi çapı	$d_f = m(z + 2,32)$	$d_f = d + 2(m + c)$
	Eksenler arası	$a = \frac{m(z_2 - z_1)}{2}$	$a = \frac{d_2 - d_1}{2}$
	Temel dairesi	$\cos \alpha = \frac{d_f}{d}$	$d_f = d \cdot \cos \alpha$

3.5. Dişli Çark Malzemeleri ve İmalatı

Dişli çarkların mukavemet ve yüzey basıncı bakımından yük taşıma kabiliyetlerinin geniş ölçüde etkileyen önemli bir faktör malzemedir. Genellikle güç ileten dişliler çelikten; hassas cihaz alanında olduğu gibi yalnız devir ileten dişli çarklar bronz, naylon, teflon ve sinterlenmiş malzemelerden yapılır. Önemsiz ve çok düşük hızlarda çalışan dişli çarklar dökme demirden de imal edilirler. [14]

Çelikler, birim hacme göre büyük yük taşıma kabiliyetine ve birim ağırlığa göre maliyete sahip olduklarından, dişli çarkların imalinde en çok kullanılan malzemelerdir. Pratikte karbonlu ve alaşımlı çelikler olmak üzere birçok çelik çeşitleri kullanılmaktadır. Bunların bazıları tablo 3.2’de verilmiştir. [19] Çeliklerin seçilmesi kopma ve bilhassa buna bağlı olan yorulma mukavemeti ve uygulanacak ısı işleme göre yapılır. Son zamanlarda dişli çarkların imalatında naylon (polyamid 6) ve teflon gibi plastik malzemeler kullanılmaktadır. Büyük bir sönümlenme kabiliyetine sahip olan bu malzemeler sessiz çalışma istenilen yerlerde kullanılmaktadır. [19]

Tablo 3.2. Dişli çark malzemelerinin mekanik özellikleri

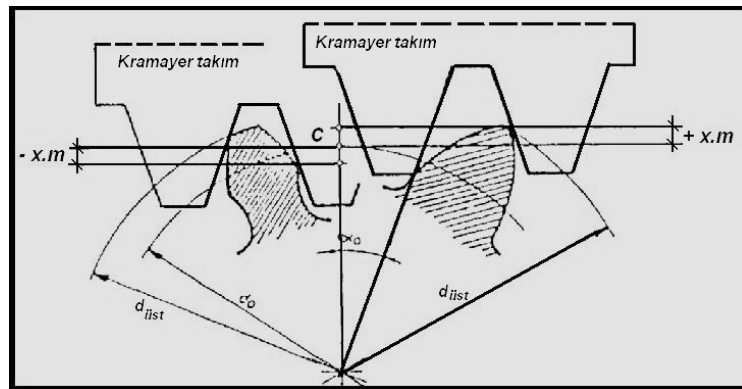
Malzeme		σ_K [N/mm ²]	Sertlik HB [N/mm ²]		σ_{GD} [N/mm ²]	PGD [N/mm ²]
Grubu	Simgesi		Çekirdek	Yanak		
Genel İmalat Çelikleri	St 50	500... 600	1500		190	340
	St 60	600...700	1800		210 (200)	400
	St 70	700...850	2100		240 (220)	460
İslah Çelikleri	C 22	500...600	1400		170	440
	C 45	650...800	1850	1850	200	540
	C 60	750...900	2100	2100	220	620
	34Cr4	750...900	2600	2600	260	650
	37MnSi5	700...800	2300		300	640
	42CrMo4	950...1100	3000	3000	290	670
	34CrMo6	1000...1300	3100	3100	320	770
Sementasyon Çelikleri	C 15	500...650	1900	6360	230	1600
	16MnCr5	800...1100	2700	6500	440	1630
	20MnCr5	1000...1300	3600	6500	480	1630
	15CrNi6	900...1200	3100	6500	500	1630
	18CrNi8	1200...1450	4000	6500	500	1630
Endüksiyon veya Alevle sertleştirilmiş İslah Çelikleri	Ck 45	650...800	1900	5600	270	1100
	34CrMo4	-	2700	5900	480	1070
	42CrMo4	950...1100	2800	6100	430	1360
	34CrNiMo6	1000...1300	2500	5900	450	1270
Nitrürleme (Banyo)	Ck 45	650...800	1900	-	350	1100
	42CrMo4	950...1100	2750	-	430	1220
Gaznitürleme	31CrMoV9	-	3200	7000	500	-
Dökme Çelikler	GS 52	520	1500	1500	150	340
	GS 60	600	1750	1750	170	420
Dökme Demir	GG 20	200	1700	1700	50	270
	GG 25	250	2000	2000	60	310
	GG 35	350	2300	2300	80	360
Sfero Döküm	GGG 42	420	1800	1800	200	360
	GGG 60	600	2500	2500	220	490
	GGG 100	1000	3500	3500	240	700
Temper Döküm	GTS 35	350...400	1400	1400	190	320
	GTS 65	650...700	2350	2350	230	460
Günümüzde sertlikler HV10 ve HV1 olarak ifade edilen Vickers ölçeğine göre verilmektedir.						

Dişli çark imalat yönteminin seçilmesi dişlinin malzemesine, büyüklüğüne, imalat sayısına ve kalitesine bağlıdır. Bu yöntemleri genel olarak talaşlı ve talaşsız dişli imalatı olarak iki gruba ayırabiliriz. Talaşlı imalat yöntemlerinde öncelikle freze, planya, vargel ve taşlama makineleri yardımıyla azdırma, fellow, karamayer takım ve profil takım ile diş açma yöntemleri ile imalat gerçekleştirilir. Talaşsız imalat tekniğinde ise döküm, pres, kalıpta dövme ve sinterleme kullanılır. [17]

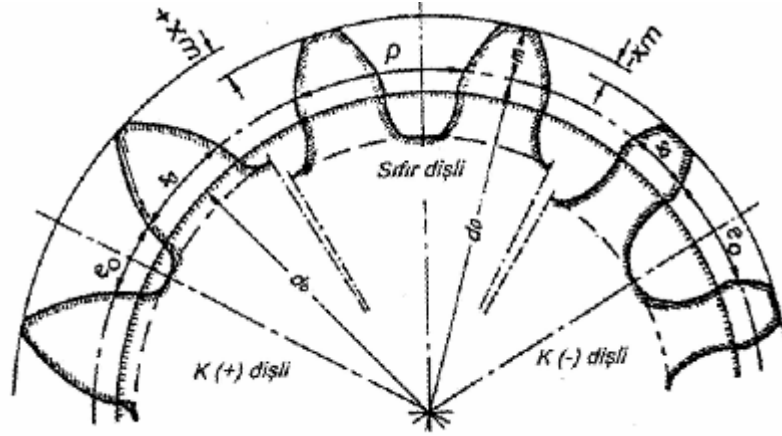
3.6. Dişli Çarklarda Profil Kaydırma ve Sınır Diş Sayısı

Dişli çarkların dizaynında diş sayısı keyfi olarak seçilemez. Özellikle kramayer takım ile diş sayısı az olan bir dişli çarka evolvent dişlerinin açılması durumunda, takım diş dibini oyar, zayıflatır ve diş dibi kesilmesi denen durum meydana gelir. Böylece profilin aktif çalışan uzunluğu kısalmış olur. Diş dibi kesilmesi kavrama oranının küçülmesine ve diş dibi mukavemetinin azalmasına neden olur. Dişli çarklarda profil kaydırma işlemi dişin yük taşıma kabiliyetini, yüzey basıncını ve diş dibi kesilme olayını iyileştirmek için uygulanan bir metottür. [15]

Profil kaydırma işleminde kesici takımın profil referans doğrusu “+x.m” miktarı kadar dışa doğru (pozitif profil kaydırma) veya “-x.m” miktarı kadar içe doğru (negatif profil kaydırma) kaydırılır (Şekil 3.11). Buradaki “x” profil kaydırma faktörüdür. Pozitif profil kaydırma uygulanan dişin diş dibi kalınlaşırken, diş başı incelir ve sivrileşir. Negatif profil kaydırma uygulanan dişin diş başı kalınlaşırken diş dibi incelir (Şekil 3.12).



Şekil 3.11. Kesici takım ve profil kaydırma işlemi



Şekil 3.12. Pozitif ve negatif profil kaydırma işlemi uygulanmış dişlerin şekli

Sınır diş sayısı, küçük dişlide diş dibi kesilmesi meydana gelmesi durumunda kavrama açısına bağlı olarak, teorik bir diş sayısı sınırı hesap edilebilir. Ancak pratikte küçük bir diş kesilmesine izin vermek mümkündür. [15] Her iki durum içinde sınır diş sayılarının hesaplanması denklem 3.18 ve denklem 3.19'da verilmiştir.

Teorikte ;

$$Z_{SINIR} = \frac{2}{\sin^2 \alpha} \cong 17 \quad (3.18)$$

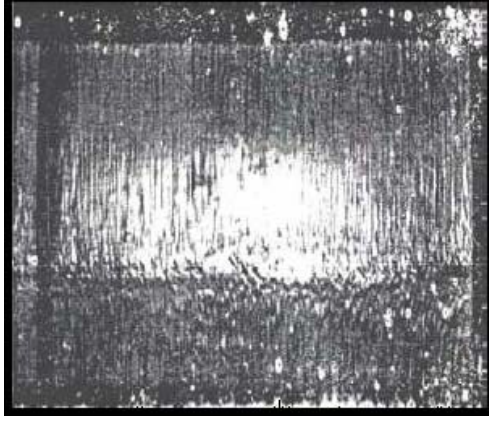
Pratikte :

$$Z_{SINIR \text{ PRATİK}} = (5/6) \cdot Z_{SINIR} \cong 14 \quad (3.19)$$

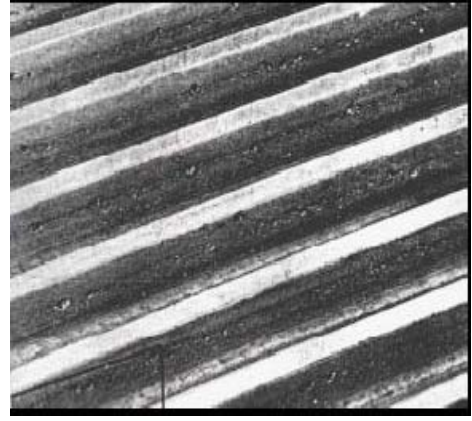
3.7. Dişli Çarklarda Mukavemet Hesapları

Dişli çarkların çalışma şartları nedeniyle dişliler dinamik zorlanmaya maruz kalır. [20] Dişli çarkların uygulamalarında en çok rastlanılan hasar şekilleri, diş dibinde kırılma (Şekil 3.15) ve yan yüzeylerde aşınmadır (Şekil 3.13, Şekil 3.14). Bu nedenle dişlilerin mukavemet kontrolleri iki yönden incelenir. Biri diş dibi mukavemeti diğeri

yan yüzey mukavemetidir. Dişli çarklar boyutlandırılırken bu iki mukavemet değerini yeterli emniyette sağlanması istenir ve buna göre boyutlandırma yapılır. [17]



Şekil 3.13. Aşınma



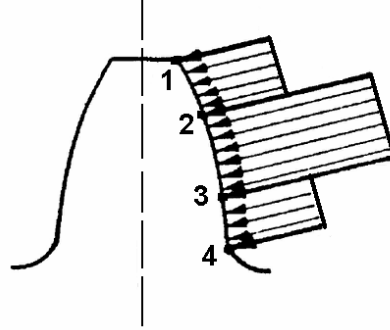
Şekil 3.14. Pitting



Şekil 3.15. Diş dibi kırılması

Diş dibi mukavemetine göre kontrol; dişli çarkların çalışması sırasında, bir diş, baş kısmı ile karşı dişi kavramaya başladığında diğer bir diş çifti henüz kavrama durumundadır. Bu durumda mekanizmanın yükü iki diş çifti tarafından taşınmaktadır. Şekil 3.16'da görüldüğü gibi dişli çarka etkiyen en büyük kuvvet 2 noktasında başlamaktadır. Çünkü 2 ile 3 noktası arasında bir diş çifti toplam yükü taşımaktadır. 1 ile 2 noktaları ve 3 ile 4 noktaları arasında diğer bir diş çifti daima kavrama durumunda olduğu için yük paylaşılmaktadır. Ancak diş dibinde en büyük zorlanmayı yaratacak kuvvet hesaplanırken genellikle iki temel durum ele alınır. Bunlardan birincisi tek dişin kavramaya başladığı ve moment kolunun en büyük

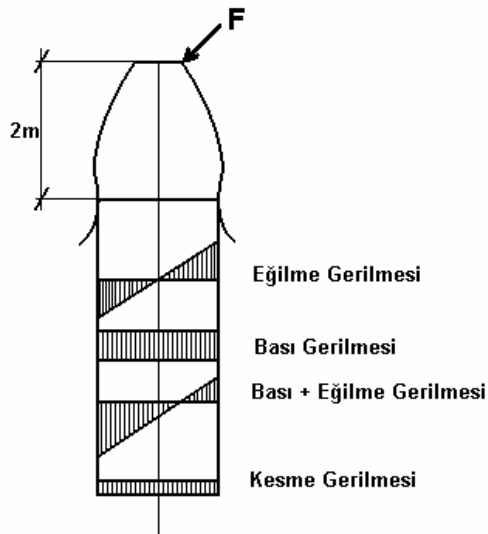
olduğu 1 noktasındaki andır. İkincisi ise dişin tek başına tüm yükü karşılamaya başladığı 2 noktasındaki andır. [21]



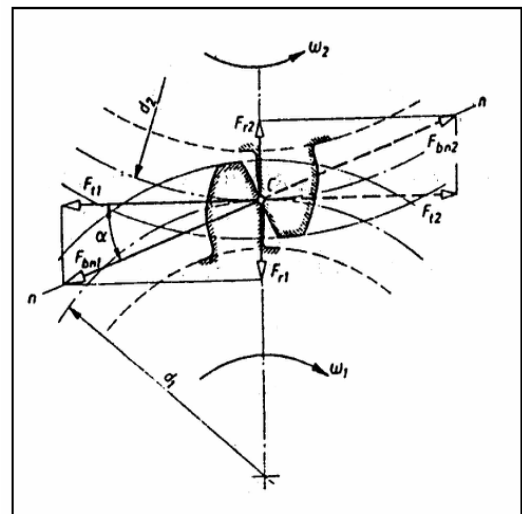
Şekil 3.16. Diş profilinde kuvvet dağılımı

Kavrama doğrusu boyunca etki eden bu diş kuvvetinin yatay bileşeni dişi eğmeye, dolayısıyla en kritik kesit olan diş dibinden kırılmaya, düşey bileşeni ise diş üzerinde bası etkisi yaparak basmaya zorlar (Şekil 3.17, Şekil 3.18). [21] Bunun yanında diş dibinde kesme kuvveti oluşsa da diğerlerinin yanında küçük kaldığından ihmal edilebilir. Eğme ve basma gerilmelerinin toplamı ise dişin zorlandığı en büyük bileşik gerilmeyi verir. Dişlilerin mukavemeti açısından denklem 3.20’de verilen bağıntı sağlanmalıdır. [14]

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{egilme}} + \sigma_{\text{basma}} < \sigma_{\text{em}} \quad (3.20)$$



Şekil 3.17. Dişte oluşan gerilmeler



Şekil 3.18. Diş kuvvetleri

Şekil 3.18'e göre iletilecek moment $T_{1,2}$, taksimat dairesi çapı d_1, d_2 ise;

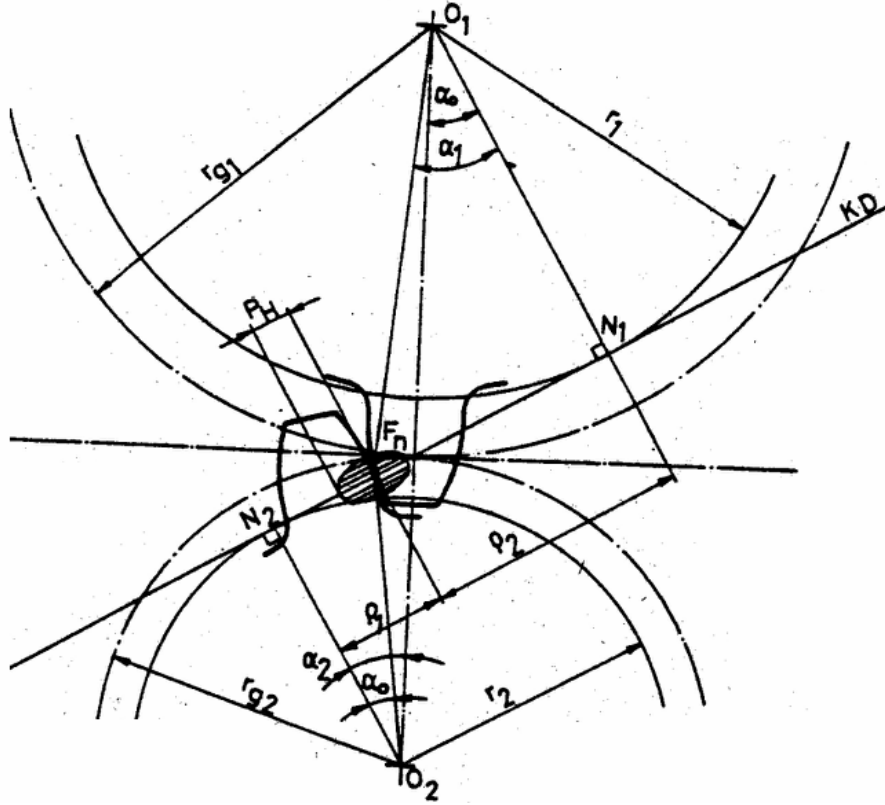
$$T_{1,2} = F_{t1,2} \cdot (d_{1,2} / 2) \quad (3.21)$$

$$\text{Çevresel kuvvet: } F_{t1,2} = F_{bn1} \cdot \cos \alpha \quad (3.22)$$

$$\text{Radyal kuvvet : } F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha \quad (3.23)$$

olur. [27]

Aşınmaya göre kontrol; dişli çarklar genellikle dişlerin eşleriyle yaptıkları yuvarlanma ve kayma hareketleri sonucu kullanılamaz duruma gelirler. Temastaki diş yüzeylerine etkiyen kuvvet bir deformasyon alanı meydana getirmektedir. Esas yüzeye göre çok küçük olan temas yüzeyinden çok büyük diş kuvvetlerinin taşınması Hertz gerilmelerini doğurur (şekil 3.19). [21]



Şekil 3.19. Yan yüzey Hertz gerilmeleri

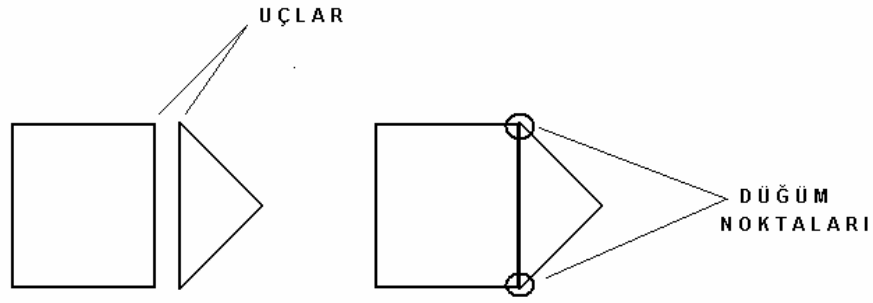
Mukavemet hesapları çoğunlukla pinyon dişliye göre yapılırlar. Dişli çarkların çalışması sırasında dişliler değişken yüklemeler altında kalmaktadır. Mukavemet hesabı yapılırken bu durumlar için ve imalattan kaynaklanacak olumsuzluklar için çeşitli emniyet katsayıları alınır ve hesaplamalara ilave edilir. [21]

4. SONLU ELEMANLAR METODU

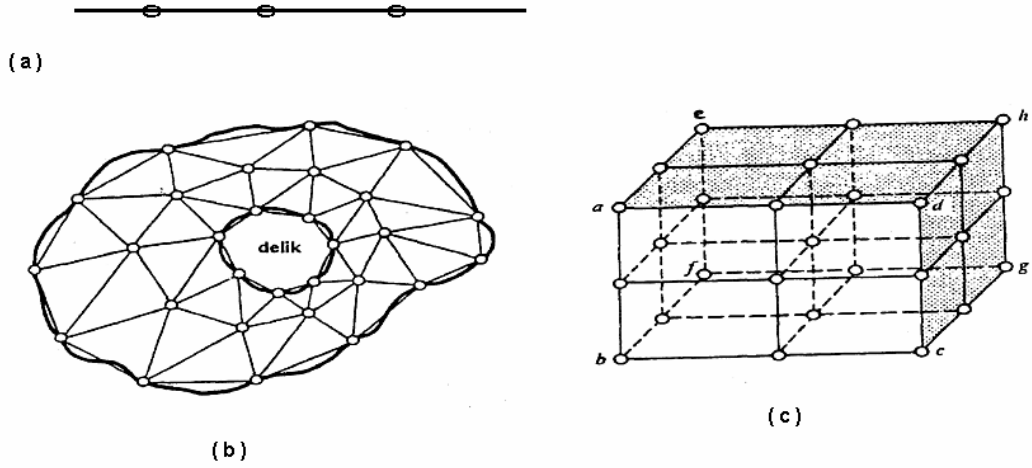
4.1. Sonlu Elemanlar Metodu

Sonlu elemanlar metodu (Finite Element Method = FEM), çeşitli alanlardaki mühendislik problemlerine yaklaşık çözümler bulmak için kullanılan bir sayısal analiz tekniğidir. Bu metot 50'li yıllarda uçak-uzay endüstrisinde karmaşık yapıların gerilme analizlerinin yapılabilmesi amacı ile geliştirilmiştir. [22] Metodun esasları üzerinde yapılan çalışmalar ve farklı disiplinlerdeki problemlere uygulanabilirliği ile bugün biyomekanikten nükleer teknolojiye kadar birçok problemin çözümünde kullanılmaktadır. Özellikle sürekli gelişen teknoloji ile bilgisayarların güçlenmesi bu metodun yaygınlaşmasını sağlamıştır. Ve bu yönde birçok sonlu elemanlar metodu ile çözüm veren bilgisayar paket programları ortaya çıkmıştır. Özellikle karmaşık yapılara sahip problemlerin çözümü sağlanabilmiştir. Geliştirilen sonlu elemanlar metodu paket programları ile çözümü istenen problemin verilerinin hazırlanması, çözümlenmesi ve sonuçların değerlendirilmesi bilgisayar ortamında kolaylıkla görülebilmektedir. [23] Bugün piyasada en çok kullanılan Sonlu Elemanlar metodu paket programları arasında ANSYS, NASTRAN, ABAQUS, COSMOSWORKS yazılımları örnek verilebilir.

Sonlu elemanlar yönteminde yapı, daha önce davranışı belirlenmiş olan “n” tane sonlu elemana ayrılır, temel olarak metodun adı buradan gelmektedir. Elemanlar birbirlerine uçlarından düğüm noktaları (nod) ile tekrar bağlanırlar (Şekil 4.1). Bu şekilde cebrik bir denklem takımı elde edilir. Elemanlar, yapının şekline ve çözüm yolunda yapılacak yaklaşıma göre tek boyutlu, iki boyutlu ve üç boyutlu olarak seçilebilir (Şekil 4.2). Yapı, elemanlara bölüldükten sonra her elemana ait eleman rijitlik matrisi hesaplanır. Eleman rijitlik matrisinden sonra tüm yapıya ait olan tümel rijitlik matrisi oluşturulur. [22]



Şekil 4.1. Düğüm noktaları



[\circ = Düğüm (Nod)]

Şekil 4.2. Bir, iki ve üç boyutlu elemanlara örnekler

Çözüm temel gerilme – birim yer değiştirme ifadelerini komşu elemanlardan, düğüm noktaları üzerinden aktarılan kuvvetler sistemi kullanarak her bir elemandaki çökmelerin hesaplanmasıyla elde edilir. Gerilmeler birim şekil değiştirmelerden elde edilir. Her düğüm noktasındaki kuvvet diğer düğüm noktalarındaki kuvvetlere bağlıdır. Elemanlar yay sistemine benzer davranır ve tüm kuvvetler dengede olana kadar şekil değiştirirler. Buda aynı zamanda çözülmesi gereken lineer denklemler sistemini ifade eder. Rijitlik matrisi tatbik edilen kuvvetler nedeni ile düğüm noktalarının ne kadar yer değiştirdiğini tanımlayan bir yay sabiti olarak düşünülebilir. Matris formu; $\{f\}$ elemana etki eden kuvvetler vektörü, $[k]$ elemanın

rijitlik matrisi, $\{u\}$ elemanın düğüm noktalarındaki yer değiştirme vektörü olmak üzere şu şekilde ifade edilir. [22]

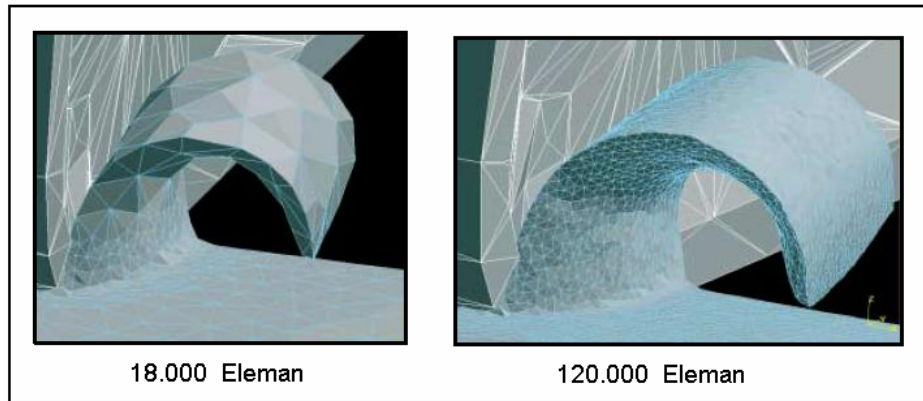
$$\{f\} = [k] \cdot \{u\} \quad (4.1)$$

Tümel rijitlik matrisi, sistemi oluşturan tüm elemanlar için ise; $\{F\} = \Sigma \{f\}$ her bir düğüm noktasındaki dış kuvvetler, $[K] = \Sigma [k]$ tüm elemanların rijitlik matrislerinin toplanmasıyla oluşan sistemin rijitlik matrisi, $\{U\}$ yer değiştirme vektörü olmak üzere şu şekilde ifade eldir. [22]

$$\{F\} = [K] \cdot \{U\} \quad (4.2)$$

Bu ifadede bilinmeyenler, yer değiştirmelerdir. Uygun işlemin tatbiki ile yer değiştirme vektörü eşitliğin bir tarafında yalnız bırakılarak hesaplanır.

Sonlu elemanlar metodunda eleman sayısı ve tipi seçimi önemlidir. Bu seçim yapılacak analiz türüne göre en uygun yaklaşımla yapılmalıdır. Teorikte küçük boyutlu ve çok sayıda eleman kullanmak çözümün doğruya yaklaşımını artıracaktır. Ancak yapılacak doğru yorumlarla, yapının şeklinin karmaşıklığına göre uygun eleman büyüklüğü ve tipi seçimi ile kritik bölgelerin eleman boyutunu küçültmek, daha az kritik bölgelere büyük boyutlu eleman kullanmak geçerli bir yöntemdir. Şekil 4.3' de bir talaş kaldırma işleminin sonlu eleman modellemesi eleman sayısının etkisi görülmektedir.



Şekil 4.3. Sonlu eleman modellemesinde eleman sayısının etkisi

4.2. Sonlu Elemanlar Metodu Uygulama Adımları

Sonlu elemanlar metodu ile çözüm yapan birbirinden farklı paket programlar kullanılmasına rağmen bu metodun temel uygulama adımları hepsinde aynıdır. Bu adımlar en genel haliyle üç aşamada gerçekleştirilir. Pre-processing (işlem öncesi), Solution (çözüm) ve Post-processing (işlem sonrası) aşamaları. [24]

4.2.1. Pre – processing (işlem öncesi)

Bu adım problemin geometrik modelinin (çizgiler, alanlar ve hacimlerden oluşan model) ve yapının sonlu eleman modeli ağ örgüsünün (mesh yapısı) kurularak analize hazır hale getirilmesi için yapılan işlemlerin bütünüdür. Ve bu aşamada takip edilen işlem adımları şu şekilde açıklanır.

- **Modelleme:** Öncelikle problemin geometrik yapısı oluşturulur. Bu geometrik yapı analiz programının içerisinde oluşturulabileceği gibi bilgisayar destekli katı model programları tarafından oluşturulup uygun formatlarda analiz programı içerisine alınabilir.
- **Eleman Seçimi:** Uygun eleman seçimi için ilk etapta sonlu elemanlar metodu hakkında belli bir teorik bilgiye ihtiyaç vardır. Eleman seçimi, yapılan analiz türüne ve yapının geometrik şekline göre yapılır. Eleman kullanımı problemin çözümü üzerinde doğrudan etkilidir.
- **Malzeme özelliklerinin Belirlenmesi:** Belirli bir yük altında analizi yapılan yapının davranışı, malzemesinin belirli değerlerine bağlıdır. Bu değerler malzeme özellikleri altında Elastisite modülü, poisson oranı, ısıl genleşme katsayısı ve benzeri gibi değerlerdir.
- **Sonlu eleman modeli ağ örgüsü oluşturma (Meshing):** Bu adım geometrik yapının önceden davranışı belirlenmiş belli sayıda elemana bölünmesidir. Bu adım içerisinde elemanın boyutları geometriye bağlı olarak paket program tarafından otomatik veya boyutların el ile verilmesiyle belirlenir.

- Yüklerin ve Sınır koşullarının belirlenmesi: Bu adım genel olarak problemin tanımına uygun şekilde, yapıya verilen yüklerin ve sınır şartlarının (Serbestlik derecelerinin belirlenmesi) uygulanmasıdır.

4.2.2. Solution (zm)

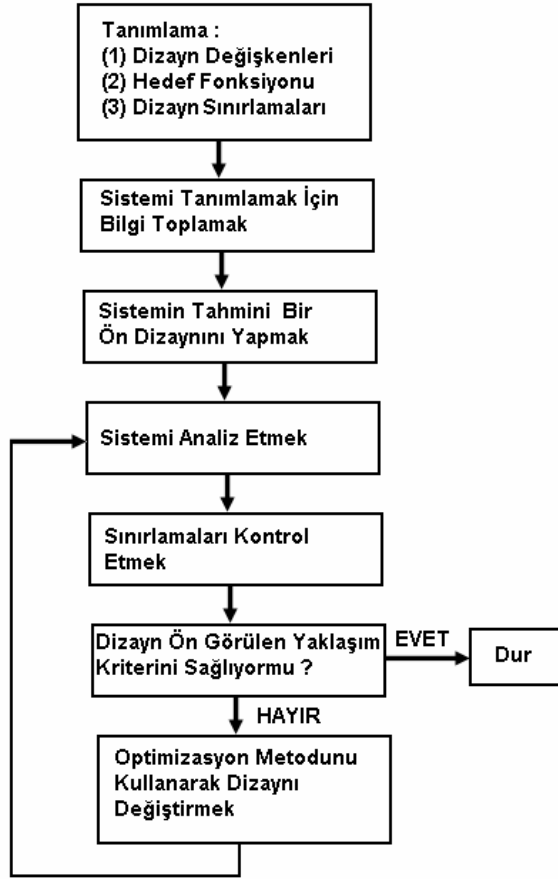
zm işlemi kabaca, yükleri ve sınır koşulları belli olan modelin sonlu sayıda oluşturulan elemanları arası kurulan denklemlerin çözülmesi ve sonuçların ortaya çıkarılmasıdır. Kullanılan paket programlarda, genel olarak bir sonlu elemanlar çözücüsü 'e ayrılır. Bunlar n çözücü, matematik motoru ve son çözücüdür. n zc modeli okur ve modeli matematiksel şekilde formülüze eder. n işlem aşamasında tanımlanan tüm parametreler n çözücü tarafından kontrol edilir. n tanımlamalarda herhangi bir eksiklik bulursa matematik motorunun devreye girmesini engeller. Model doğruysa, çözücü devreye girerek eleman direngelik matrisini oluşturur ve yer değiştirme, basınç gibi sonuçları üreten matematik motorunun çalıştırır. Sonuçlar, son çözücü tarafından düğüm noktaları için deformasyon miktarı ve gerilme gibi değerleri üretir. [22]

4.2.3. Post processing (Son işlem)

Analiz sonuçlarının elde edilmesinden sonra sonuçlarının görselleştirilmesi ve değerlendirilmesi bu aşamada gerçekleşir. Paket programlarda sonuçlar liste halinde alınabildiği gibi çeşitli şekillerde ekranda görüntülenebilir ve deformasyon animasyonu yapılabilir. [24]

5. OPTİMİZASYONA GENEL BAKIŞ

Günümüzde teknolojinin hızla gelişmesi ve rekabetin artmasıyla birlikte endüstride sadece çalışan bir sistem tasarlamak birçok durum karşısında geçerliliğini kaybetmek üzeredir. Can alıcı nokta en iyiyi yaratmaktır. Buradaki “en iyi” kavramı tasarlanan bir sistemin çalışma şartlarına göre en az masrafla, en çok iş görebilirliği olarak kabaca söylenebilir. En iyileme, optimum hale getirme, böyle bir sistem tasarlamak, optimizasyon problemi olarak formüle edilip çözümlenebilir. En basit tabiri ile bir optimizasyon problemi, en iyiden kastedilen manaları hedef olarak alıp, matematiksel fonksiyonla temsil ederek, belirtilen sınırlar dahilinde bu fonksiyonun minimum veya maksimum değerinin bulunmasıdır. [25] Böyle bir problemin temelde üç önemli bileşeni vardır. Bunlar “Dizayn değişkenleri”, “Dizayn sınırlamaları”, ve “Hedef fonksiyonu”dur. Bilgisayarlarında gelişmesiyle birlikte üretime ve ürün tasarımına bilgisayarlarda dahil olmuştur. Özellikle üretim ve sistem tasarımında kullanılan bilgisayar destekli tasarım, üretim ve analiz paket programlarının optimizasyon tekniklerine uyarlanması ile bu programlar altında çalışan optimizasyon modülleri üreticinin yaptığı sistem tasarımlarında optimizasyona gitmesini çok kolaylaştırmıştır. Böylece üretim öncesi tüm tasarlanan ürün için sınırlamalar ve iş görebilirlik, zaman ve maliyet kaybını en aza indirerek tartışılmaktadır. Bir optimum sistem tasarımı için şekil 5.1’deki işlem sırası kullanılır. [25]



Şekil 5.1. Optimum dizayn akış diyagramı

5.1. Optimum Dizayn Problemlerinin Formüle Edilmesi

Bir dizayn optimizasyonunu tanımlamak için üç şey gerekmektedir. [26]

1. Dizayn Değişkenleri
2. Dizayn Sınırlamaları
3. Hedef fonksiyonu

İlk olarak sistemi tanımlamak için dizayn değişkenleri olarak adlandırılan bir değişken seti belirlenir. Daha sonra bu değişkenlere tahmini olarak sayısal değerler atanarak sistem oluşturulur. Bu aşamada sistemin arzu edilen şekilde çalışıp çalışmayacağı önemli değildir. Çünkü hedef fonksiyon doğrultusunda, işlem sonrası optimum değerler belirlenecektir.

Tüm sistemler, kaynaklar, malzeme dayanımı, sistemin cevabı, sistem elemanlarının boyutları v.b gibi bazı dizayn sınırlamaları içerisinde çalışacak şekilde tasarlanırlar. Bu sınırlamalar dizayn değişkenlerine bağımlı olarak tanımlanırlar. Eğer bir dizayn tüm sınırlamaları sağlıyorsa, sistem uygundur (feasible). Eğer belirtilen sınırlamalar sağlanmıyorsa sistem uygun değildir (infeasible). Böyle bir durumda yapılan dizayn kullanışlı olabilir ancak, başka uygun dizaynlarda olabileceğinden en iyisi olmayabilir. Bir dizaynın diğer bir dizayndan daha iyi olup olmadığını anlayabilmek için bir kriter gereklidir. Bu kritere “Hedef fonksiyonu” denir. Hedef fonksiyonu da dizayn değişkenlerine bağlı olarak tanımlanır. [26]

Bir problem karşısında optimum çözümü elde etmek için doğru bir yaklaşım ile doğru bir formülasyonu yapmak çok önemlidir. Problem çözümü sırasında kritik sınırlamalardan herhangi birinin unutulması veya gereğinden fazla sınırlamalarla problem formülasyonuna gidilmesi, dizayn problemini çözülemez bir hale getirir. [25]

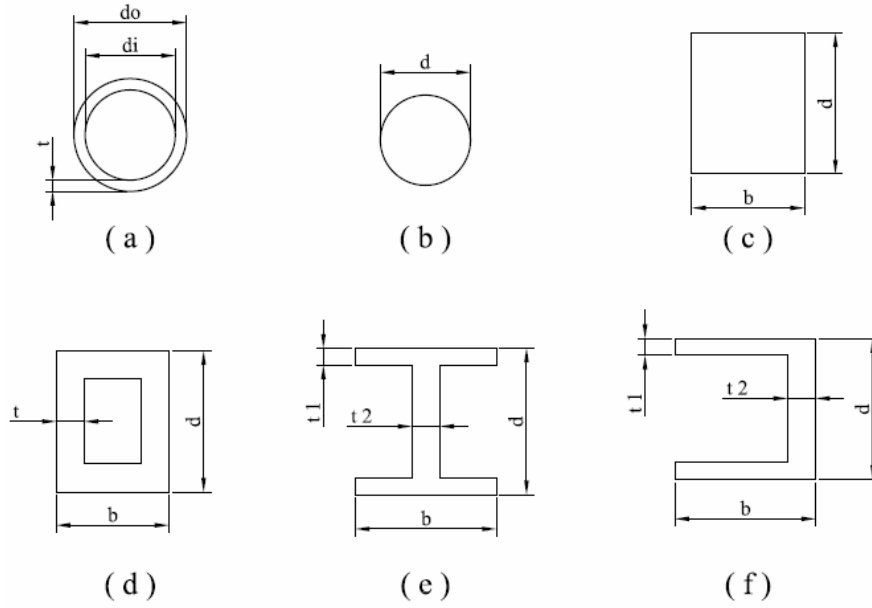
5.1.1. Dizayn değişkenleri

Bir sistemin dizaynını tanımlamak için seçilen değişkenlere dizayn değişkenleri denir. Bu değişkenlere ilk olarak rasgele değerler verilerek sistem oluşturulur. Dizayn değişkenlerinin doğru seçilmesi gerekmektedir. Bunlar, mümkün olduğu kadar birbirlerinden bağımsız olmalıdırlar. Bazen bağımlı dizayn değişkenleri seçilmişse de, bu, problem formülasyonunun gereksiz yere karmaşık hale gelmesine neden olur. Örneğin şekil 5.2 (a)’da ki boru şeklini ele alalım. Bir boruya dizayn değişkeni olarak iç çap (d_i), dış çap (d_o), ve et kalınlığı (t) söylenebilir. Fakat burada t ’nin d_i ve d_o ’a bağımlı olduğu gözden kaçmamalıdır.

Mesela; $d_i = 10$, $d_o = 12$ ve $t = 2$ olarak alınmaz. Çünkü $t = 0,5 \cdot (d_o - d_i)$ dir. Eğer problemi d_i , d_o ve t ’yi dizayn değişkenleri olarak alıp tanımlarsak, $t = 0,5 \cdot (d_o - d_i)$ ‘yi de sınırlama olarak almak zorunda kalırız. Böylece problemimizi gereksiz yere karmaşık hale getirip zaman kaybetmiş oluruz. Dizayn değişkenleri olarak d_i ve d_o ’ı almak daha uygun ve yeterlidir. Şekil 5.2’de bazı kesitler ve buna ait dizayn değişkenleri gösterilmiştir. [25]

Özet olarak, bir problemin dizayn değişkenlerini belirlemek için aşağıdaki hususlar dikkate alınır. [25]

1. Dizayn değişkenleri olabildiğince birbirinden bağımsız olarak alınmalıdır.
2. Bir dizayn problemini doğru olarak formüle edebilmek için minimum bir sayıda dizayn değişkeni gerekir.



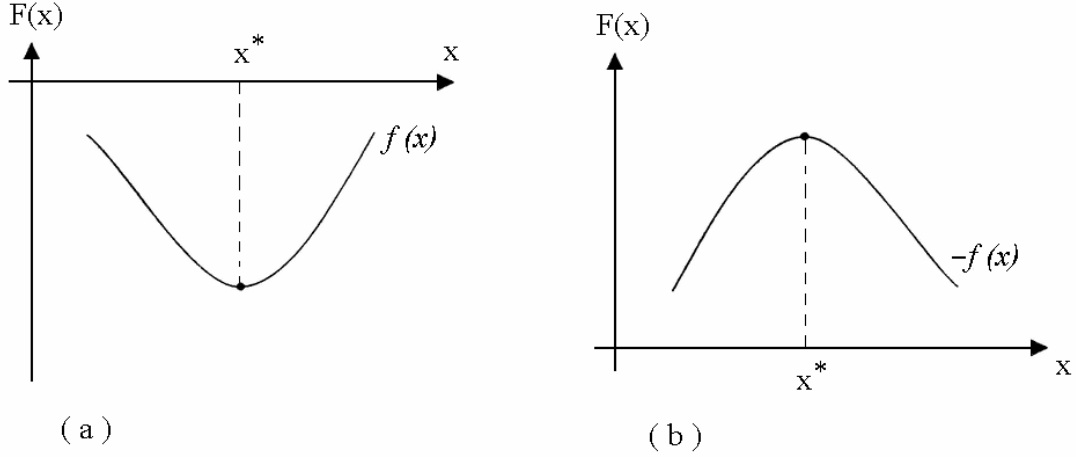
Şekil 5.2. Çeşitli kesitler ve bunlara ait dizayn parametreleri

5.1.2. Hedef fonksiyonu

Bir sistem ile ilgili birden fazla ve bazıları diğerlerinden daha uygun dizayn olabilir. Bunları birbirleri ile kıyaslamak için bir kritere ihtiyaç duyulur. İşte bu kritere optimum dizayn problemi için hedef fonksiyonu denir. [25] Bu fonksiyon dizayn değişkenlerine bağımlıdır. x dizayn değişkeni vektörü olmak üzere, olmak üzere hedef fonksiyonu $f(x)$ olarak gösterilir.

Hedef fonksiyonunu doğru seçmek, dizayn işleminde çok önemlidir. Minimum maliyet, maksimum kar, minimum enerji, minimum ağırlık gibi birçok hedef

fonksiyonunu kullanılmaktadır. Eğer hedef fonksiyonunu maksimum kar problemindeki bir maksimum bulma problemi ise $-f(x)$ olarak alınır (Şekil 5.3). [25]



Şekil 5.3. (a) Minimum bulma ($f(x)$), (b) Maksimum bulma ($-f(x)$)

Bir çok dizayn probleminde, hedef fonksiyonu ve bunun dizayn değişkenleri ile nasıl bir ilişkisi olacağı açık değildir. Genelde bu tip problemler birçok alt probleme ayrılarak, her birinin dizayn optimizasyonu yapılarak çözülür. Örneğin bir binek arabanın optimizasyonu için dizayn değişkenleri nelerdir? Hedef fonksiyonu nedir? Ve dizayn değişkenleri ile ifade edilecek fonksiyonel hali nasıldır? Bu oldukça karmaşık bir problemdir. Fakat problem, kapılar, yan paneller, tavan, süspansiyon sistemi, iletim sistemi vb. alt problemlere ayrılıp her biri optimize edilerek çözülebilir. [25]

5.1.3. Dizayn sınırlamaları

5.1.3.1. Doğrusal (linear) ve doğrusal olmayan (non linear) sınırlamalar

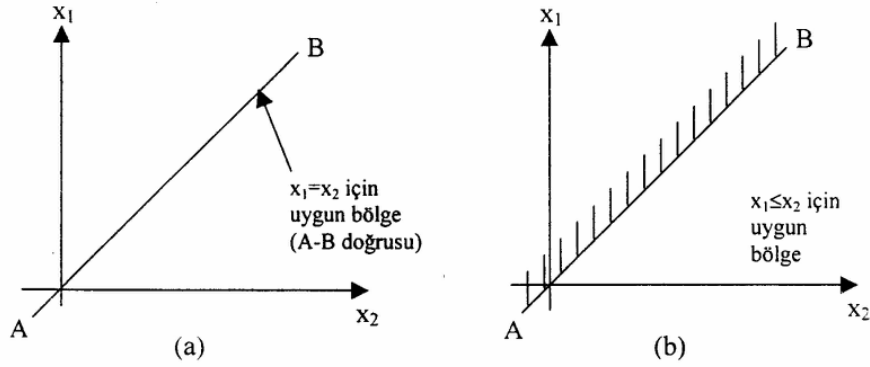
Bir çok sınırlama fonksiyonu dizayn değişkenlerinin sadece birinci derecedeki terimlerini içerir. Bunlar doğrusal sınırlamalar olarak adlandırılır. Eğer dizayn değişkenlerinin daha yüksek derecedeki terimleri varsa, bunlara doğrusal olmayan sınırlamalar denir. [26]

5.1.3.2. Eşitlik ve eşitsizlik sınırlamaları

Dizayn problemleri eşitlik ve eşitsizlik sınırlamaları içerebilir. Örneğin; istenen operasyonu yapabilmek için bir makine parçasının tam olarak Δ kadar hareket etmesi gerekiyorsa, bunu bir eşitlik sınırlaması olarak ele almamız gerekir. Uygun bir dizayn tüm eşitlik sınırlamalarını tam olarak sağlamalıdır.

Eşitsizlik sınırlamalarında ise, hesaplanan değerlerin bazı değerlerin üzerine çıkmaması veya bazı değerlerin altına düşmemesi istenir. Örneğin; gerilme değeri malzeme emniyet gerilmesi sınırını aşmamalı, malzemede oluşacak deformasyon belirtilen sınırları aşmamalı vb.

Eşitsizlik sınırlamalarına göre bir çok uygun dizayn olabilir. Fakat eşitlik sınırlamalarına göre uygun dizayn bulmak daha zordur (Şekil 5.4). [25]



Şekil 5.4. (a) Eşitlik sınırlaması, (b) Eşitsizlik sınırlaması

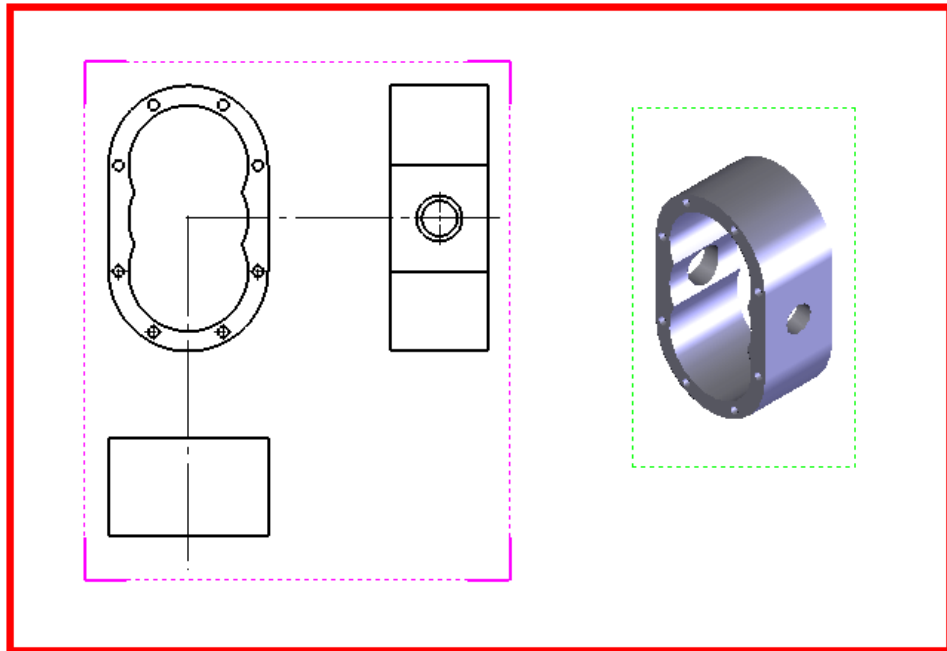
Bu durumu daha iyi anlayabilmek için Şekil 5.4 ü inceleyelim. Şekil 5.4 (a) $x_1 = x_2$ eşitlik sınırlamasını göstermektedir. Bu sınırlamaya göre uygun dizaynlar A-B doğrusu üzerinde bulunmalıdır. Fakat sınırlama şekil 5.4 (b) deki gibi $x_1 \leq x_2$ eşitsizlik sınırlaması şeklinde yazılırsa uygun bölge çok daha geniş olacaktır. A-B doğrusu üzerindeki veya altında kalan bölgenin içindeki herhangi bir nokta uygun dizaynı vermektedir. [25]

6. DİŞLİ POMPA GÖVDESİ GERİLME – DEFORMASYON ANALİZİ

6.1. Pompa Gövdesinin Bilgisayar Destekli Parametrik Katı Modelinin Oluşturulması

Dişli pompalarda, gerçekte pompanın emme ağzında atmosfer basıncının altında bir basınç, basma ağzında ise sistem basıncı vardır. Bu basınç farkı ise pompa gövdesinin, yatakların ve dişlilerin büyük aksenel ve radyal kuvvetlere maruz kalmasına neden olmaktadır. Bu kuvvetlerin büyüklüğü dişli geometrisi, dişli boyutları, debi ve çalışma basıncıyla orantılı olarak değişmektedir. [5]

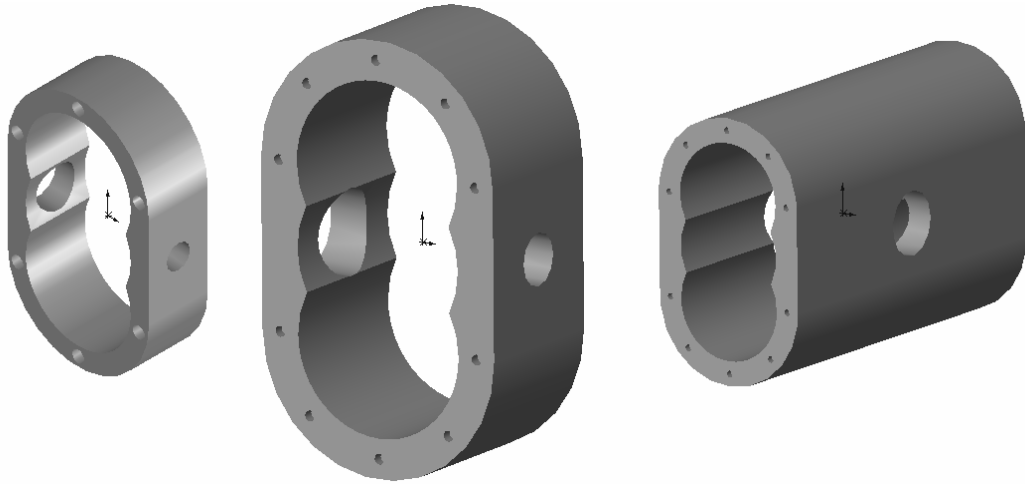
Pompa gövdesinin bilgisayar destekli 3 boyutlu parametrik modellenmesi Solidworks ortamında yukarıda sayılan tasarım detayları dikkate alınarak gerçekleştirilmiştir. Şekil 6.1’de görülen örnek bir gövde referans alınarak değişik boyutlara sahip birçok gövde parametrik olarak modellenmiştir.



Şekil 6.1. Referans alınan örnek pompa gövde geometrisi

Bu parametrik çalışmada, girdi parametre (dizayn değişkenleri) verileri pompa tasarımında kullanılan denklemler aracılığı ile birbirlerine bağlanarak 3 boyutlu parametrik katı modeli oluşturulmuştur. Daha sonraki gövde katı modellemeleri için girdi parametrelerinin yenilenmesi yeterli olmaktadır. Yeniden bir çizime gerek kalmadan ve yenilenen değerlere bağlı olarak değişik boyutlara sahip birçok yeni gövde katı modelleri otomatik olarak oluşturulmuştur. (Şekil 6.2).

Oluşturulacak gövde katı modelinin tasarımcının ihtiyacına tam olarak cevap vermesi için tasarımcının bu konuda bilgi sahibi olması gerekmektedir. Sistem gereksinimine göre girdi değerlerini belirli bir tasarım tecrübesi ve düşüncesi içerisinde girilmesi, otomatik olarak oluşturulan gövde katı modelinin sisteme uygunluğunu optimum düzeye yükseltecektir.



Şekil 6.2. Farklı parametrelere sahip pompa gövdesi katı modelleri

Örnek olarak Solidworks ortamında modellenen gövde tasarımında geometriyi oluşturmak için kullanılan girdi değerleri aşağıdaki gibi sıralanmıştır (Şekil 6.3);

1. t [mm] : Cidar kalınlığı
2. m [mm] : Dişli çark modülü
3. Z -- : Diş sayısı
4. n [dev/dk] : Devir sayısı
5. η_v -- : Volümetrik verim

6. Q_e [lt/dk] : Efektif debi
7. V_g [m/s] : Akışkan giriş hızı
8. $V_ç$ [m/s] : Akışkan çıkış hızı
9. D [°] : Cıvata deliklerinin üzerine yerleşeceği açı
10. D_d [mm] : Cıvata delik çapı
11. D_{dd} [mm] : Cıvata delik boyu
12. D_s --- : Cıvata sayısı

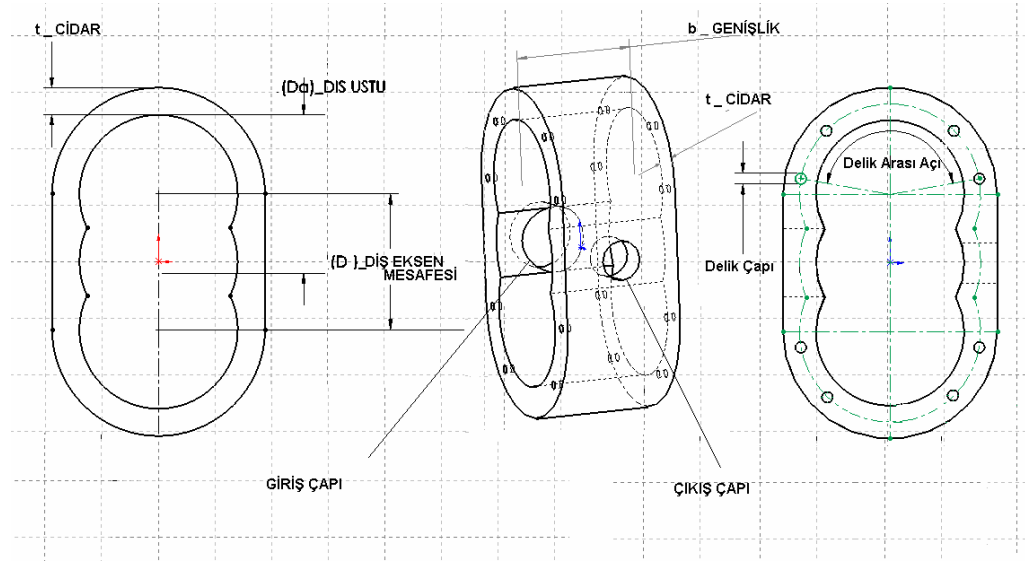
Parametrik modelleme yapılırken temel olarak 2.3 nolu denklemden ve temel dişli çark formüllerinden yola çıkılmıştır. Pompa dişlilerinin gövde bağlanacak kapaklardan yataklanmış olduğu kabulü ile "b" diş genişliğinin 2.3 nolu denklemden çekilmesiyle gövde genişliği elde edilmiştir.

$$b = \frac{Q_T \cdot 1000}{\pi \cdot d_i \cdot 2 \cdot m \cdot n} \quad (6.1)$$

Gövde genişliğinin elde edilmesinde girdi olarak "Q_e" efektif debi [lt /dk], "m" modül [mm] , "z" diş sayısı, "η_v" Volümetrik verim, "n" devir sayısı [dev/dk] girilmiştir. Gövdenin dişli çark boşlukları ise dişli çark diş üstü çapının, tavsiye edilen diş üstü – pompa gövdesi arası film kalınlığı (2,5 – 20 μm.) ile toplanmasıyla elde edilmiştir.

$$D_{a_{pompa}} = (m \cdot (z + 2)) + (0,0025 \sim 0,02) \text{ [mm]} \quad (6.2)$$

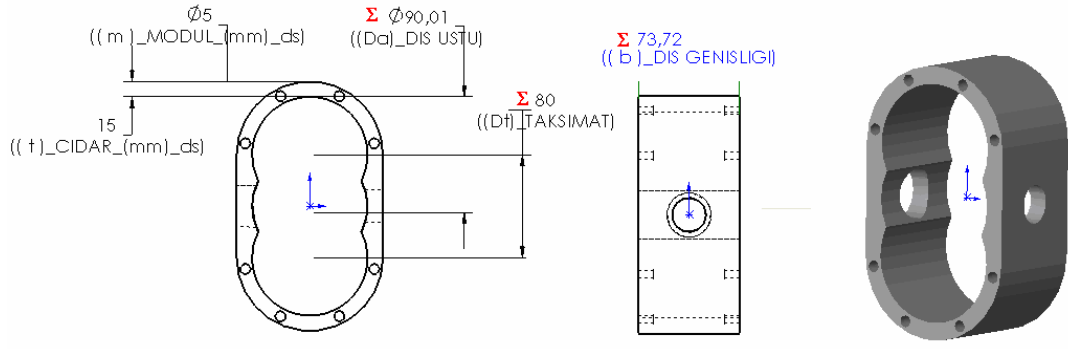
Pompa gövdesinin oluşturulmasında cidar kalınlığı ve cıvata delik çapı ilk aşamada tasarımcının uygun gördüğü bir başlangıç değeri olarak el ile girilmektedir. Buradaki değerler tasarımcının, diğer değerlerle uyumlu olmak koşulu ile uygun gördüğü herhangi bir değer olmasında bir mahsur yoktur. Gövde kalınlığının optimizasyonu sırasında görüleceği gibi bu değer, diğer optimizasyonu istenen değerlerle birlikte uyum içerisinde, analiz sonrasında optimum değerini alacaktır.



Şekil 6.3. Gövde katı modeli için tanımlanan parametreler

Pompa gövdesinin optimizasyonu için analizde kullanılmak üzere bir pompa gövdesi Solidworks ortamında tasarım kriterlerine uygun, parametrik olarak modellenmiştir. Oluşturulan bu modelde dizayn değişkenleri olarak aşağıdaki değerler girilmiştir. Geometriyi oluşturan diğer tüm parametreler ise aşağıdaki değerlerden, denklemler aracılığı ile otomatik olarak türetilmiştir (Şekil 6.4).

1. $t = 15$ [mm.]
2. $m = 5$ [mm.]
3. $z = 16$ ---
4. $n = 600$ [dev / dk]
5. $\eta_v = 0,9$ ---
6. $Q_e = 100$ [lt/dk]
7. $V_g = 1,2$ [m/s]
8. $V_ç = 4,5$ [m/s]
9. $D = 180$ [°]
10. $D_d = 8$ [mm.]
11. $D_{dd} = 12$ [mm.]
12. $D_s = 4$ ---



Şekil 6.4. Analiz için hazırlanan örnek pompa gövdesi

6.2. Pompa Gövdesi Katı Modelinin Ansys Workbench İçerisine Alınması ve Analize Giriş

Pompa gövdesinin cidar kalınlığı optimizasyonu çalışmasında ANSYS Workbench sonlu elemanlar paket programı kullanılmıştır. Ansys WB, Ansys classic ile aynı çözücüye sahip, Ansys classic ile ayrı veya ortak çalışabilen, Ansys classic makroları ile desteklenebilen farklı bir ara yüz ile tanımlanmış, Ansys Classic'e göre kullanımı daha anlaşılır, yeni nesil bir sonlu elemanlar paket programıdır.

Ansys WB içerisinde 5 modül bulunmaktadır. [27]

- Simulation: Ansys çözücüsü ile yapısal, termal, elektromanyetik, modal, harmonik, flambaj ve yorulma analizlerinin, şekil optimizasyonun (topoloji) gerçekleştirilebildiği modül.
- CFX-mesh: CFX-5 çözücüsü için bir ön işlemin (CFX-Pre mesh) tanımlandığı, akışkanlar ile ilgili analizlerinin gerçekleştirilebildiği modül.
- DesignModeler: Analiz için katı model hazırlama ve dışarıdan alınan katı modellerin analiz için modifiye edilebildiği, 3 boyutlu bir katı modelleme yazılımı modülü.

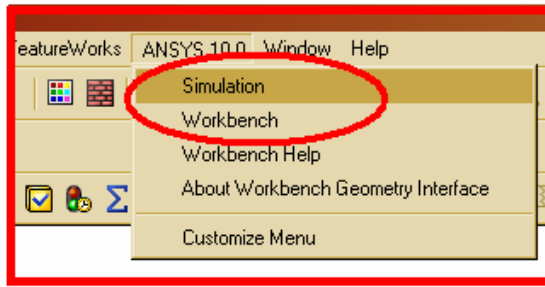
- DesignXplorer: Genel olarak, sistemin analiz sonrası girdi ve çıktı değerleri arasındaki ilişkiyi temel alarak kurulan bir algoritma ile sistem optimizasyona gidildiği optimizasyon modülü.
- FE Modeller: Diğer sonlu elemanlar tabanlı programlardan alınan sonlu eleman modelini Ansys formatına, Ansys formatını diğer programlara dönüştüren ve kurulan sonlu eleman modelinin ayrıntılı incelenebildiği modül.

Ansys WB'in bu çalışmada tercih edilme sebeplerinden en önemlisi; diğer cad verilerinin transferinde kullanılan formatlardaki dosyaları kendi içerisinde açabilmesine ek olarak "plug-in" özelliğidir. Bu özellik Ansys WB birçok katı model yazılımı ile ortak çalışabilmektedir. Bu özellik sayesinde katı model geometrilerinin IGES, SAT ve benzeri gibi ikinci bir formata dönüştürülmeden direk olarak katı model penceresinden simülasyon penceresine aktarımı sağlanabilmiştir. Ansys WB'in ortak çalıştığı bir katı model yazılımı ile aynı dili konuşuyor olması olarak değerlendirilen bu özellik, katı model verilerinin diğer formatlara çevrilirken, veri transferi sırasında meydana gelen veri kayıpları sorununu ortadan kaldırmıştır. Çünkü diğer formatlarda analiz programlarına transferde oluşturulan katı modelin geometrisi çoğu zaman veri kayıplarından veya transfer esnasında meydana gelen format dönüştürme problemlerinden dolayı bozulmakta ve geometri tam verim ile çalıştırılmamaktadır. [27]

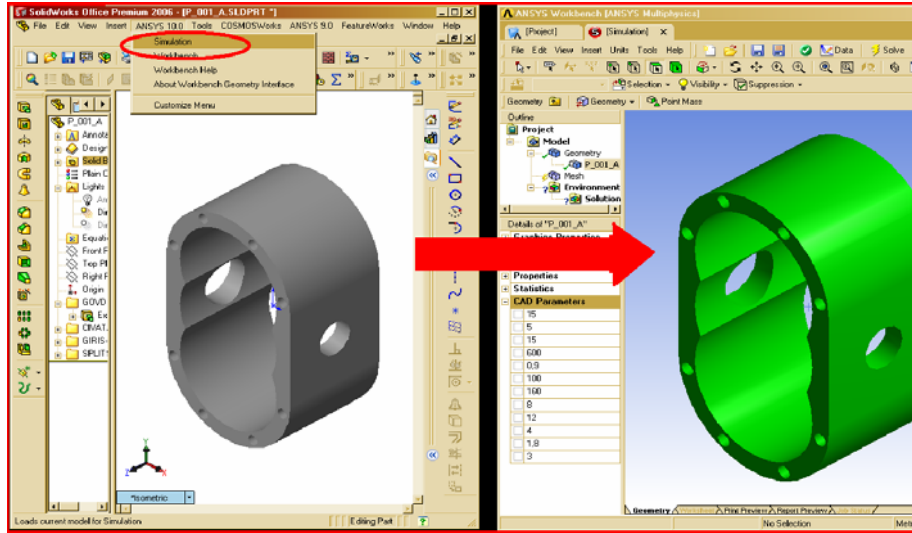
Analiz için Solidworks ortamında modellenen pompa gövdesi "Plug-in" özelliği ile Ansys WB içerisine aktarılmıştır (Şekil 6.6). Ansys WB içerisine aktarım katı model penceresi içerisinde açılan bir araç çubuğu (Şekil 6.5) ile modelleme işlemi sonrasında direk olarak yapılmıştır. Aynı zamanda isteğe bağlı olarak katı model kendi yazılım formatında kayıt edilmekte ve sonra simülasyon modülü penceresinden Ansys WB içerisine aktarılabilir. Ansys WB in katı model yazılımı ile ortak çalışması aynı zamanda katı model oluşturulurken kullanılan parametrelerinde simülasyon içerisine aktarılmasını sağlamaktadır. [27] Kullanılan parametreler Ansys Wb içerisinde katı model detayı altında bir çeşit tablo olarak gösterilmektedir (Şekil 6.7). Bu sayede tasarımcı Analiz adımları sırasında tekrar katı modelleme yazılımına geri dönmeksizin girdi parametre değerlerini bu tablo üzerinden değiştirebilmekte,

güncelleme (update) ikonu ile yeni parametrelere sahip geometriler oluşturabilmektedir. Bunun yanında katı modelde parametre dışı bir değişikliğin yapılması halinde tekrar yeni bir Ansys WB simülasyon penceresi açmaksızın güncelleme ikonu ile katı model Ansys WB içerisinde yenilenebilmektedir.

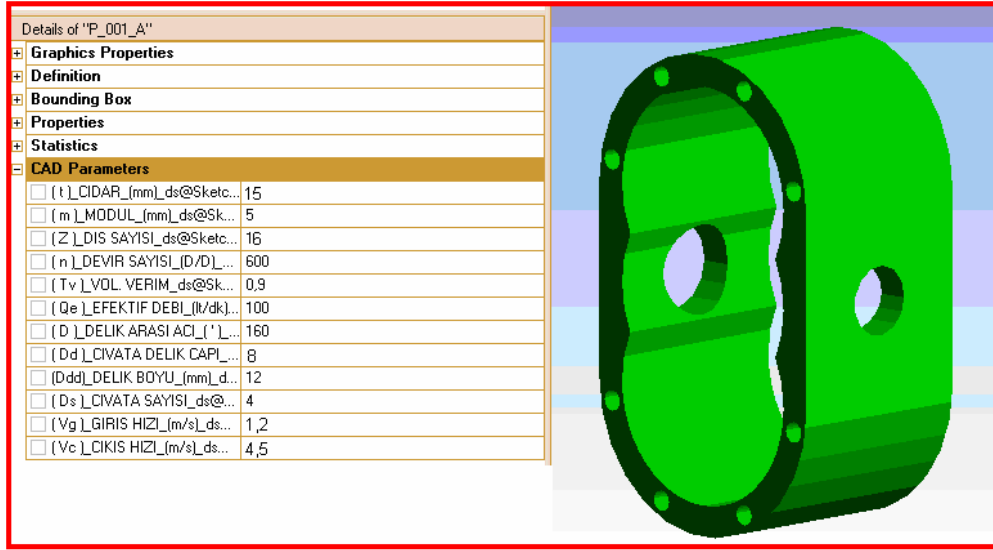
Katı model yazılımında oluşturulan katı modelin Ansys WB simülasyon modülüne aktarılmasından sonra başka bir işlem yapmadan analiz aşamalarına başlanabilir. Bu nedenle bu adıma analiz tipinin belirlenmesiyle birlikte “analize giriş” adımı demek uygun bir tabir olacaktır.



Şekil 6.5. Solidworks-Ansys WB plug-in araç çubuğu



Şekil 6.6. Katı modelin Solidworks-Ansys WB aktarımı



Şekil 6.7. Ansys WB katı model parametre tablosu

6.3. Gövde Analizi İçin Temel Analiz Adımları

Pompa gövdesinin analizinde uygulanacak adımlar en basit haliyle Ansys Wb ortamında klasik sonlu elemanlar metodunda izlenen çözüm adımlarıdır. [27] Bu adımlar analize giriş ile birlikte sırası ile şu şekilde yazılabilir;

** Başlangıç Seçimleri (Preliminary Decisions)

- Yapılacak analiz seçimi (Statik, Frekans v.b)
- Model yapısı seçimi (Tek parça veya çok parçalı Montaj grupları)
- Kullanılacak eleman seçimi (Yüzey veya katı yapılar)

** Ön İşlem (Preprocessing)

- Geometrinin simülasyon penceresine aktarımı
- Analizde kullanılacak parçalar için malzeme özelliklerinin atanması
- Sınır şartlarının ve yüklerin uygulanması
- Sonlu eleman modelinin oluşturulması (Meshing)
- Görüntülenecek sonuçların seçimi (Gerilme, deformasyon v.b)

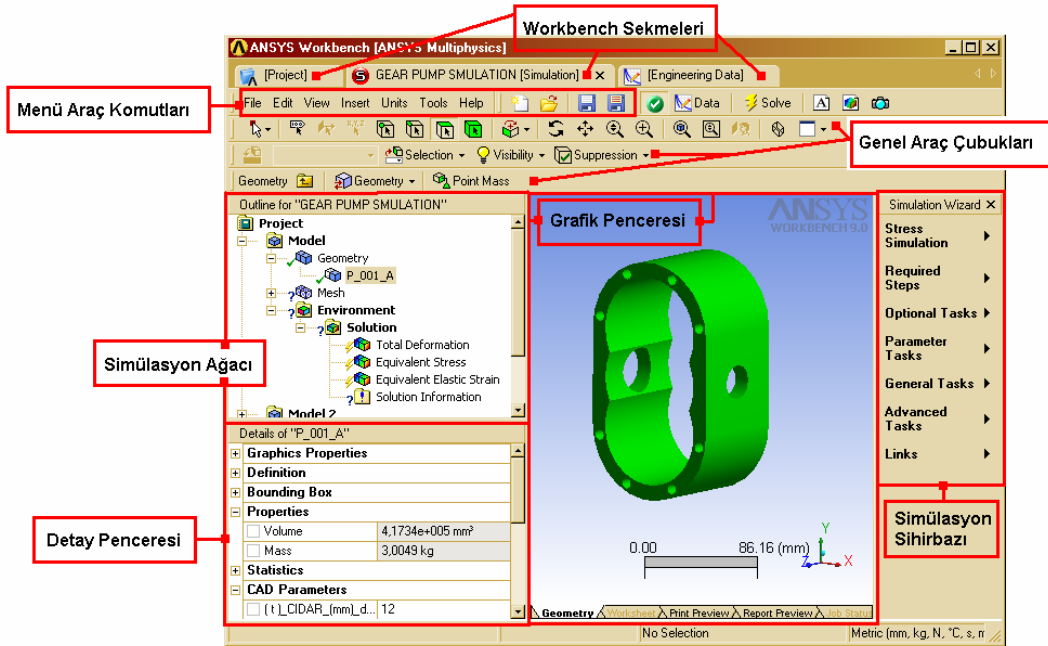
** Çözüm İşlemi (Solve)

** Son İşlem(postprocessing)

- Sonuçların görüntülenmesi.
- Yapılan analize ait girdi ve çıktı değerlerinin raporlanması.

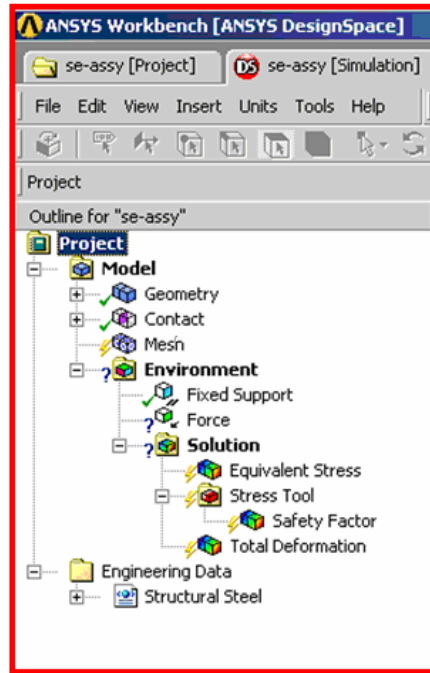
6.4. Gövde Analizi

Bu çalışmada pompa gövdesinin çalışması esnasında maruz kaldığı deformasyon belli kabuller doğrultusunda statik lineer ve 3 boyutlu olarak simüle edilmiştir. Daha önce anlatılan Ansys WB analiz adımlarının pompa gövdesinin analizine uygulanmasına, Ansys WB ara yüzünü genel olarak tanıtarak devam etmek programı anlamak ve uygulamaları değerlendirmek için iyi bir yaklaşım olacaktır. Şekil 6.8’de gösterilen Ansys WB ara yüzü genel olarak 6 bölümde incelenebilir. [27]



Şekil 6.8. Ansys Wb ara yüzü

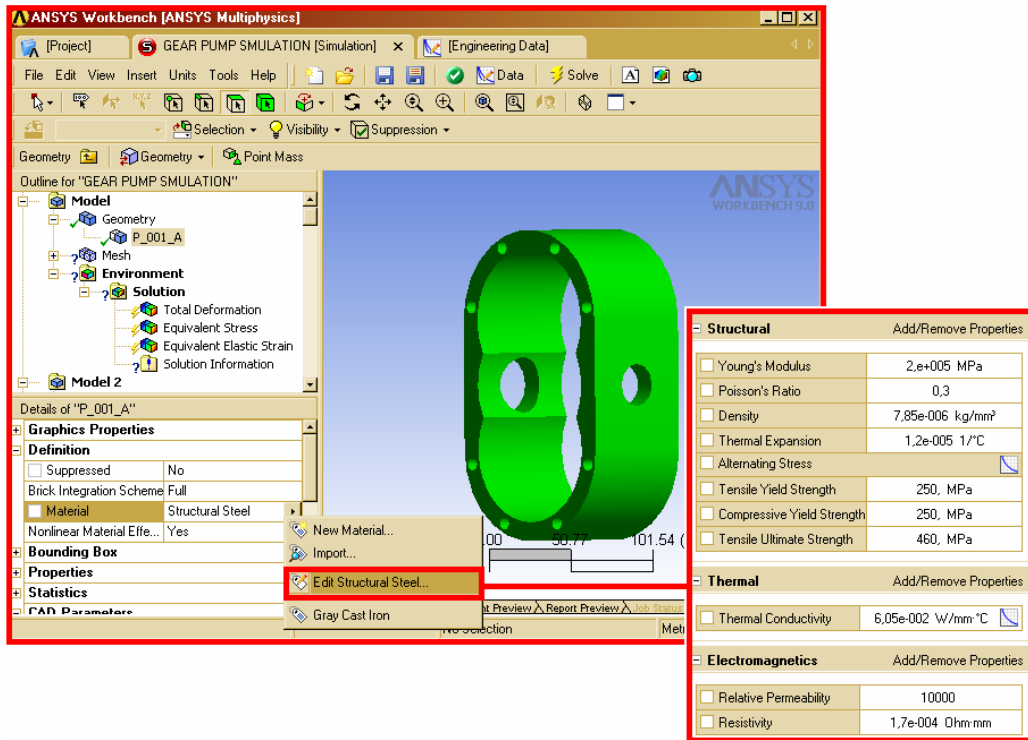
- Menü araç komutları: Birçok paket programda benzer şekilde bulunan “Dosya aç”, “Kaydet”, “Farklı kaydet”, ”ekle” v.b komutlarının bulunduğu menü araç çubuğudur.
- Workbench sekmeleri: Aynı analize ait farklı Workbench detaylarının ve modüllerinin görülebildiği, seçilebildiği ayrı ayrı açılan sekmelerdir.
- Genel araç çubukları: Analiz işlemi sırasında grafik ara yüzünün kullanılmasına ve bazı simülasyon adımlarına yardımcı komutların bulunduğu komut araç çubuğudur.
- Simülasyon ağacı: Birçok katı model yazılımında bulunan tasarım ağacı yapısına benzer bir işlem sıralama gösterimidir. Bu ağaç içerisinde temel analiz adımlarını gösteren dallar vardır. Yapılan her işlem bağlı bulunduğu dalda bir alt dal olarak görülebilir. İşlem sırasında nerede hangi işlemlerin yapıldığını görmek ve isteğe bağlı olarak değiştirmek bu simülasyon ağacı dal ve alt dalları aracılığı ile yapılır (Şekil 6.9).



Şekil 6.9. Ansys WB simülasyon ağacı

- Detay Penceresi: Simülasyon ağacının dalları ve alt dallarına ait detayların gösterildiği penceredir. Bu pencere ile analiz sırasında yapılan işlemlerin girdi ve seçimleri gerçekleştirilebilir veya değiştirilebilir.
- Simülasyon sihirbazı: Seçilen analiz tipine göre temel analiz adımlarını kullanıcıya yardımcı olacak bir biçimde şekillendiren ve yol gösteren bir yardımcı penceredir.

Giriş adımından sonraki adım model için malzeme özelliklerinin atanmasıdır. Malzeme özellikleri için Ansys WB içerisinde “Engineering Data” adında bir sekme bulunmaktadır. Bu sekme içerisinde analizde kullanılacak malzemenin özellikleri tanımlanmaktadır. Ansys Wb bir malzeme kütüphanesine sahiptir. Kullanıcı isteğine uygun olarak bu kütüphane içerisinde malzeme atayabileceği gibi kendine özgü değişik özelliklere sahip yeni malzeme için özellik girdilerini de gerçekleştirebilir. Bu çalışmada pompa gövdesinin analizi için Ansys WB malzeme kütüphanesinden yararlanılmış ve aşağıdaki tablo 6.1’de verilen çelik esaslı bir malzeme atanmıştır (Şekil 6.10).

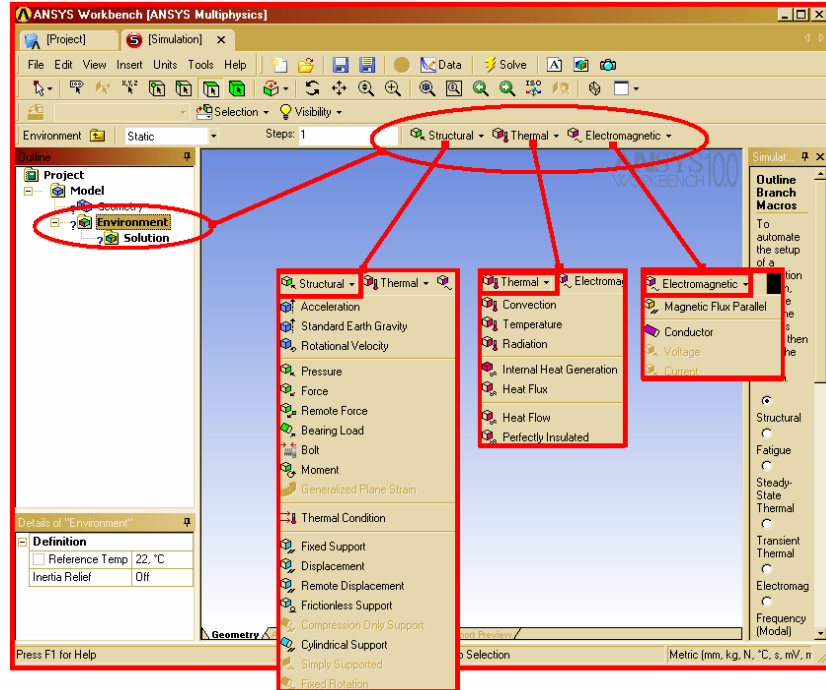


Şekil 6.10. Ansys WB içerisinde seçilen malzeme özelliklerinin tanımlanması

Tablo 6.1 Gövde analizi için seçilen malzeme özellikleri

Elastik Modül (Young's Modulus)	2.10 ⁵ Mpa
Poission Oranı (Poission's Ratio)	0,3
Malzeme Yoğunluğu (Density)	7,85.10 ⁻⁶ kg/mm ³
Akma Mukavemeti (Yield Stress)	250 Mpa

ANSYS WB'de sınır şartlarının ve yüklerin tatbik edilmesi, simülasyon ağacı altındaki "Environment" dalı altında gerçekleştirilmektedir. Bu dal altında yapılacak olan analiz türüne göre, modellerin serbestlik derecelerine ve yükleme durumlarına müdahale etmek, ekleme ve çıkarma yapmak mümkündür. ANSYS WB "Environment" dalı altında "structural" (Yapısal), "Thermal" (Isı), "Electromagnetic" (Elektromanyetik) analizler için sınır koşullarının ve yüklerin tatbik edilmesini sağlayan 3 alt dal vardır. Bu alt dallarda kendi içerisinde alt dallara ayrılmakta ve özelleşmektedir. Bu alt dallar vasıtasıyla analizi gerçekleştirilecek modele İvmelendirme, normal ve açısıl kuvvet, basınç, moment, yatak kuvvetleri, cıvata ön gerilme kuvvetleri, ısısıl ve manyetik yükler tanımlanabilir. Analizi yapılacak modele ait serbestlik derecelerinin her biri ayrı veya tümü birden kısıtlanabilir (Şekil 6.11). [27]



Şekil 6.11. Simülasyon ağacı "Environment" dalı

Bir sistem için sonlu elemanlar analiz metodunu kullanırken asıl amaç tasarlanan modelin çalışma koşulları altındaki davranışını gerçeğe en uygun bir şekilde simüle etmektir. Fakat bu gerçekliğe yaklaşım her zaman tüm sistemi modelleyerek analize gitme anlamına gelmemektedir. Özellikle çok parçalı bir sistemde bazı parçaların davranışını simüle etmek isteniyorsa, tüm sistemi analiz için modellemek ve tüm parçaları ile analize vermek akıllıca değildir. Çünkü tasarımcı için önemli olan sistemin çalışması sırasındaki tasarımı etkileyecek kritik noktaları tespit etmektir. Simülasyon için tüm sistemi analiz etmek oldukça zaman alıcı, zahmetli bir iştir. Bunun yanında hata yapma oranının artması ile de analizin amacından uzaklaşması gibi riskler doğabilir. Tüm sistemi analize sokmak yerine kritik bölgelerdeki parçaları tasarım detaylarına dikkat ederek ayrı ayrı analiz etmek hem zaman kaybına engel olmakta hem de sonuçların daha net irdelenmesine yardımcı olmaktadır. Böyle bir durumdaki zaman kaybına, oluşturulan sonlu eleman modelinin sahip olduğu eleman sayısı ve geometrik yapıya uygunluğu etki eder. Bu etkenlerin yanında kullanılan bilgisayarın kapasitesi de önemli rol oynar. Çünkü çözüm süresi modelin geometrik yapısına, elemanların tipine, elemanların boyutuna, elemanlar arası kurulan denklemlere ve bu denklemlerin çözümünde kullanılan bilgisayara bağlıdır. [22]

Bu çalışmada pompa gövdesinin analizine gidilirken pompanın tüm elemanları modellenmemiştir. Amaca ulaşmak için sadece büyük yükler altında kalan ana gövde modellenmiş ve analize gidilmiştir. Analiz sonunda pompa gövdesinin optimum cidar kalınlığını elde etme üzerinde durulmuştur. Pompa gövdesinin analizine gidilirken bazı kabuller yapılmıştır. Bu kabulleri maddeler halinde şu şekilde sıralayabiliriz;

- Hiçbir şekilde, çıkıştan girişe (Yüksek basınç bölgesinden düşük basınç bölgesine) akışkan kaçağının olmadığı kabulü.
- Basıncın girişten çıkışa doğru pompa iç cidarlarına $P = P_{\max} \cdot \beta / \pi$ bağıntısı ile açıklandığı gibi lineer artarak etkideği kabulü.

- Pompa dişlilerinin pompa gövdesine civatalar vasıtasıyla bağlanan kapaklardan yataklandığı, bu civata ve kapakların rijit olduğu kabulü.
- Pompa gövdesine bağlanan kapağın çalışma esnasında pompa gövdesinden ayrılmayacağı kabulü.

Yukarıdaki kabuller çerçevesinde basıncı girişten çıkışa doğru artan lineer olarak uygulamak için pompa gövdesinin basınca maruz kaldığı iç yüzeyi, Solidworks ortamında alanlara bölünmüştür. Bu alanlar bir diş boşluğuna karşılık gelen açının hesaplanması yardımıyla hazırlanmıştır. Her alana karşılık gelen basıncın değeri ise $P = P_{\max} \cdot (\beta / \pi)$ bağıntısı ile hesaplanıp her diş boşluğuna karşılık gelen alana uygulanmıştır. Yapılan çalışmada 16 diş sayısına sahip bir dişli pompa modellenmiştir. Analiz için çıkış basıncının (P_{\max}) 100 bar olması kabulü ile çıkış basıncına göre diğer basınç bölgelerine uygulanan basınç değerleri hesaplanmıştır. Gövde üzerindeki yük tatbik alanları şekil 6.12 ve şekil 13'de gösterilmiştir.

Her diş boşluğuna karşılık gelen açı: $[360^\circ / 16] = 22,5^\circ$

$$P_{\min} = 0 \quad [\text{bar}]$$

$$P_{\max} = 100 \quad [\text{bar}]$$

$$P_1 = 12,5 \quad [\text{bar}]$$

$$P_2 = 25 \quad [\text{bar}]$$

$$P_3 = 37,5 \quad [\text{bar}]$$

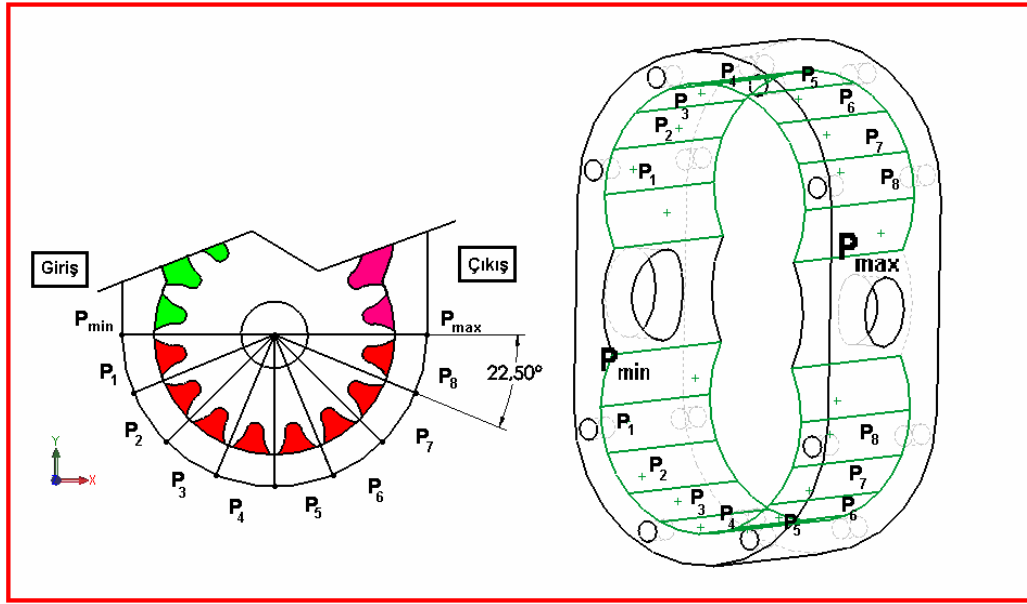
$$P_4 = 50 \quad [\text{bar}]$$

$$P_5 = 62,5 \quad [\text{bar}]$$

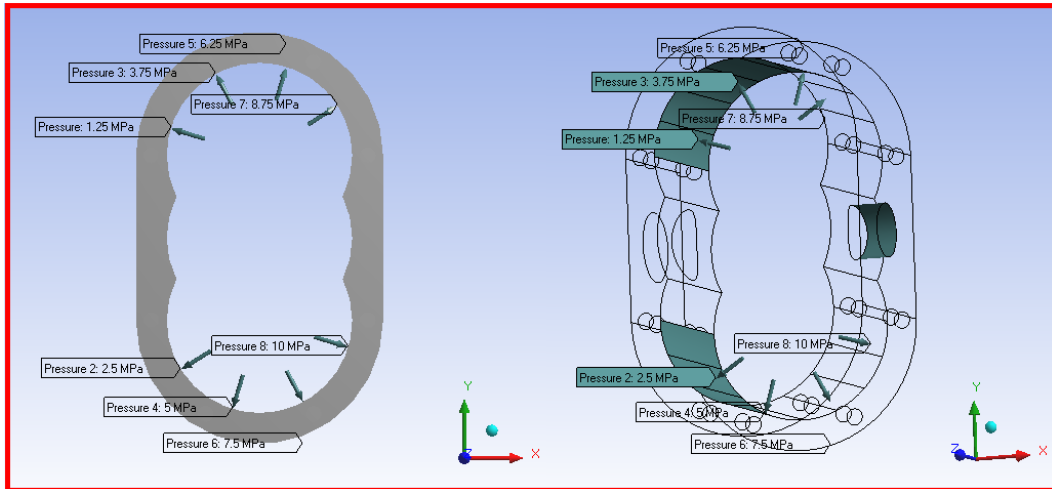
$$P_6 = 75 \quad [\text{bar}]$$

$$P_7 = 87,5 \quad [\text{bar}]$$

$$P_8 = 100 \quad [\text{bar}]$$

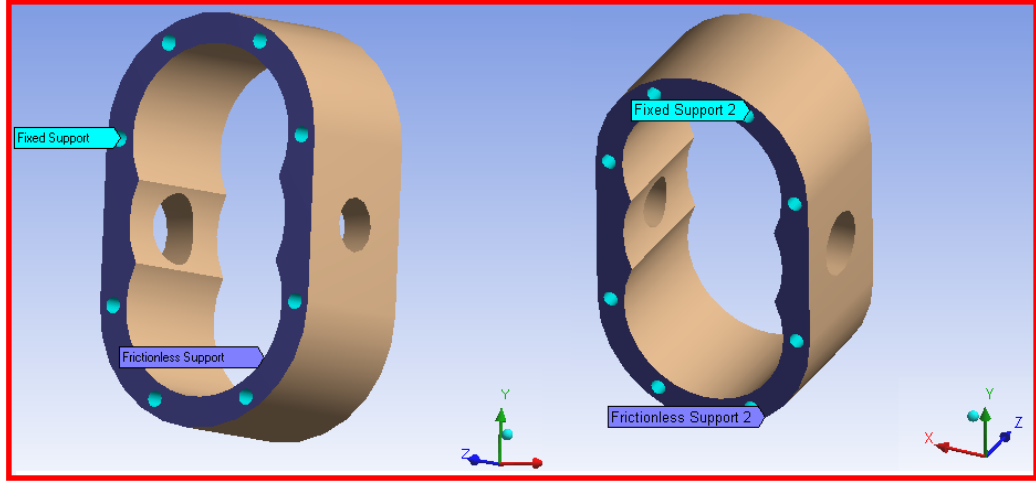


Şekil 6.12. Yük tatbik alanları



Şekil 6.13. Ansys WB pompa gövdesi yük uygulaması

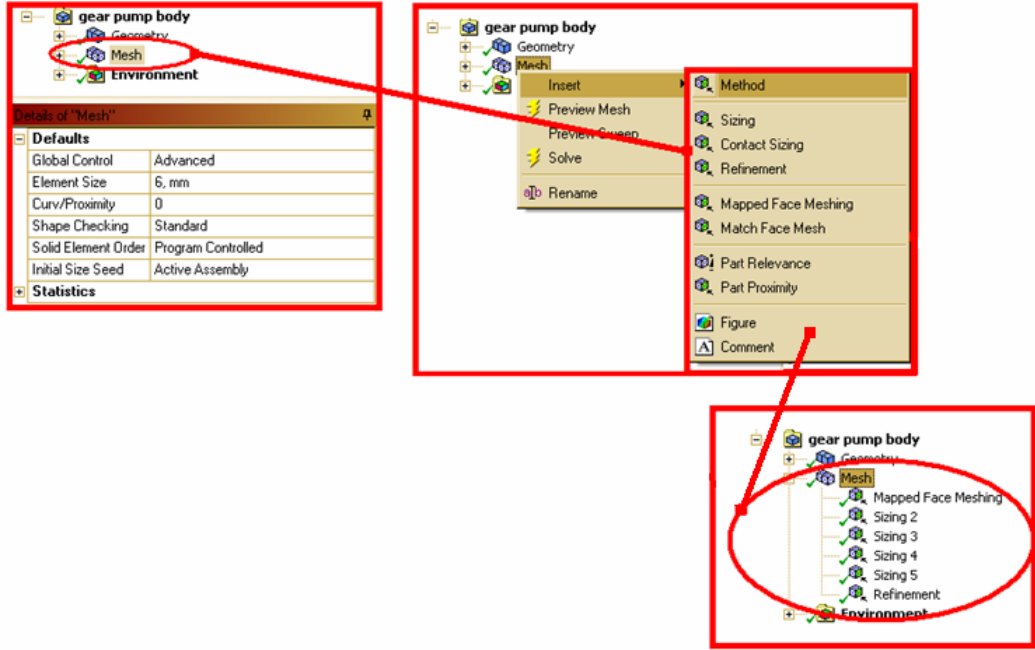
Pompa gövdesinin yük tanımları yapıldıktan sonraki aşama gövde analizi için sınır şartlarının uygulanmasıdır. Rijit kapak ve rijit cıvata kabulü doğrultusunda, pompa gövdesinin tüm cıvata deliklerinin iç yüzeylerine “fixed support” uygulanarak tüm serbestlik dereceleri sıfırlanmıştır. Aynı zamanda kapağın gövdeye bağlandığı ve kapak ile gövdenin temas ettiği iki yüzeye “frictionless support” uygulanmış ve sadece yüzeye dik yöndeki normal hareket ve dönmeler sıfırlanmıştır. Bu yüzey diğer tüm yönlerde serbestlik derecesine sahip fakat sadece yüzeye dik yönde kısıtlıdır, kapak gövdeden ayrılmamaktadır (Şekil 6.14).



Şekil 6.14. Sınır şartları

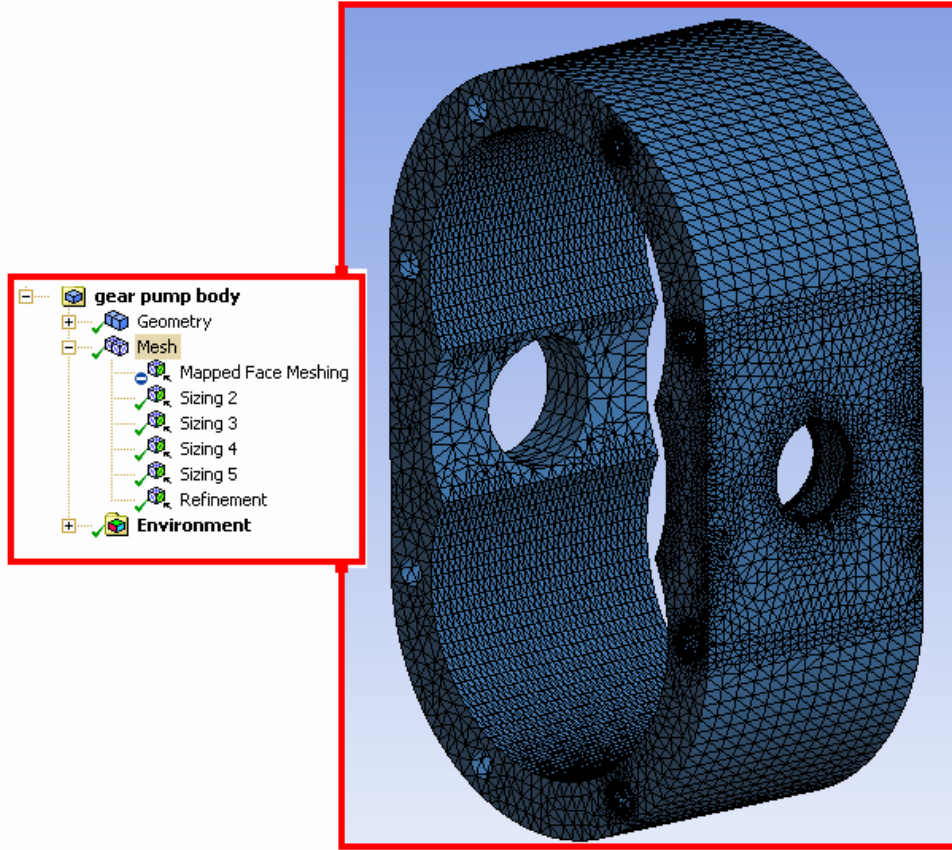
Yüklerin ve sınır şartlarının uygulanmasından sonra katı model için sonlu eleman modelinin (Mesh yapısı) oluşturulmasına başlanabilir. Bu adım önemli bir adımdır. Bu adımda oluşturulan elemanlar arası yapılar problemin gerçekliğe yaklaşımını ve sonuçların geçerliliğini etkileyecektir. [24] Bu adıma başlarken modellenen parçanın sınır koşullarının, yük tatbik bölgelerinin ve modelin geometrik yapısının dikkate alınması gereklidir. Bu detaylar dikkate alınarak pompa gövdesi katı modeli Ansys WB içerisinde elemanlara bölünmüştür.

Sonlu eleman modelini oluşturma işlemi Ansys WB simülasyon ağacı içerisinde bulunan “mesh“ dalı kullanılarak gerçekleştirilir. Bu dal kendi içerisinde alt dallara ayrılır. Mesh dalının ve tüm alt dallarının ayrı ayrı detay pencereleri vardır. Mesh yapısı otomatik olarak hiçbir kontrol kullanmadan yapılabileceği gibi kullanıcı bu alt dallar ve detay pencereleri yardımıyla mesh modelini kontrollü bir biçimde oluşturabilir. Bununla beraber oluşturulan mesh modelinde kullanılan yardımcı mesh kontrol uygulamaları “Mesh” dalı altında görülebilmekte ve istendiğinde değiştirilebilmektedir. “Mesh” dalı altındaki alt dalların fonksiyonlar şekil 6.15 gösterilmiştir.



Şekil 6.15. “Mesh” dalı ve alt dalları

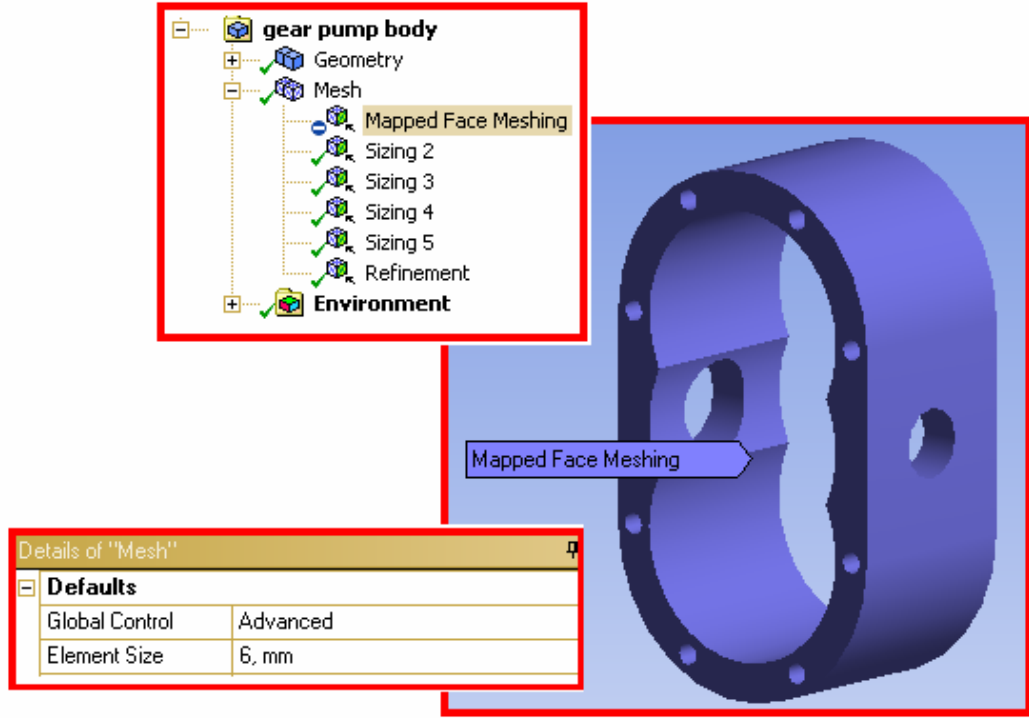
Pompa gövdesinin sonlu eleman modeli (Şekil 6.16) gövdenin geometrik yapısı, sınır şartları, çalışma şartları dikkate alınarak ve mesh yapısının düzgünlüğü tartılarak hazırlanmıştır. Sonlu eleman modelinin oluşturulması sırasında “Mesh” dalının “Advanced”, “Mapped Face Meshing”, “sizing” ve “Refinement“ fonksiyonları kullanılmıştır. Eleman büyüklüklerinin uygunluğu ve tespiti, yapılan denemeler sonucu elde edilmiştir.



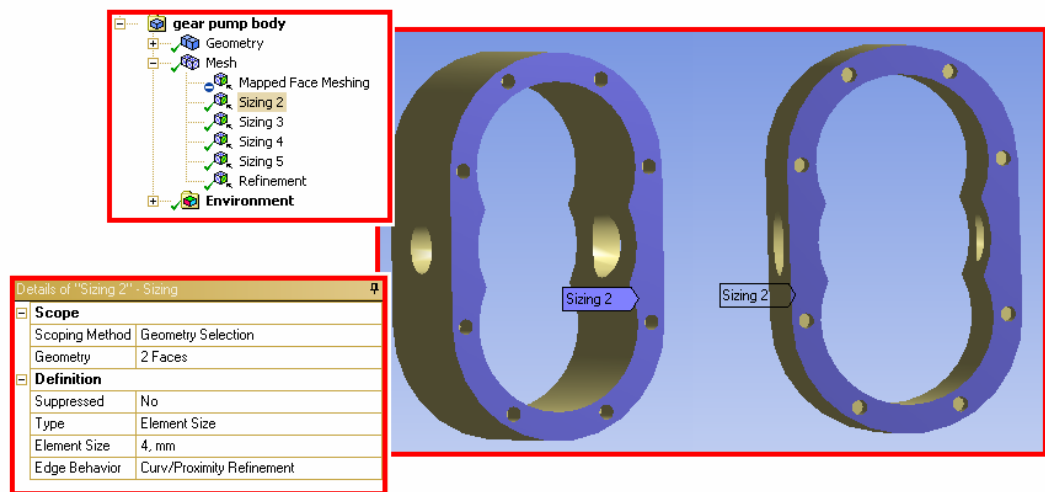
Şekil 6.16. Pompa gövdesi sonlu eleman modeli

Pompa gövdesinin sonlu eleman yapısının olabildiğince düzgün yerleşmesi amacı ile tüm yüzeylere “Mapped Face Meshing” fonksiyonu uygulanmıştır (Şekil 6.17). “Advanced“ Fonksiyonunda tüm gövde için sonlu eleman boyutu 6 mm. olarak tanımlanmıştır (Şekil 6.17). Kapakların bağlandığı pompa gövdesinin her iki yüzeyine “sizing” fonksiyonu ile 4 mm. tanımlanmıştır (Şekil 6.18). Pompanın çalışması sırasında basınç girişten çıkışa doğru yükselmektedir. Bu nedenle pompa gövdesinin kritik bölgeleri çıkışa doğru artmaktadır. Bu doğrultuda sonuca doğru yakınsama için sonlu eleman yapısını, giriş bölgelerinde daha büyük yapıda çıkışa yakın bölgelerde ve özellikle maksimum basıncın olduğu bölgede daha sık yapıda kullanmak doğru bir yaklaşım olacaktır. Yüksek basıncın etkili olduğu çıkış bölgesi tarafındaki civata deliklerinin iç yüzeylerine “sizing“ fonksiyonu ile eleman boyutu 1,5 mm., civata delikleri çizgilerine 0,5 mm. tanımlanmıştır (Şekil 6.19). Pompa gövdesinin basıncın yüksek olduğu bölgelerde ise yine benzer şekilde gövdeyi çevreleyen çizgilere ve çıkış deliğinin çizgilerine şekil 6.20’de gösterildiği gibi “sizing” fonksiyonu ile 2 mm tanımlanmıştır. En son işlem olarak ise çıkış

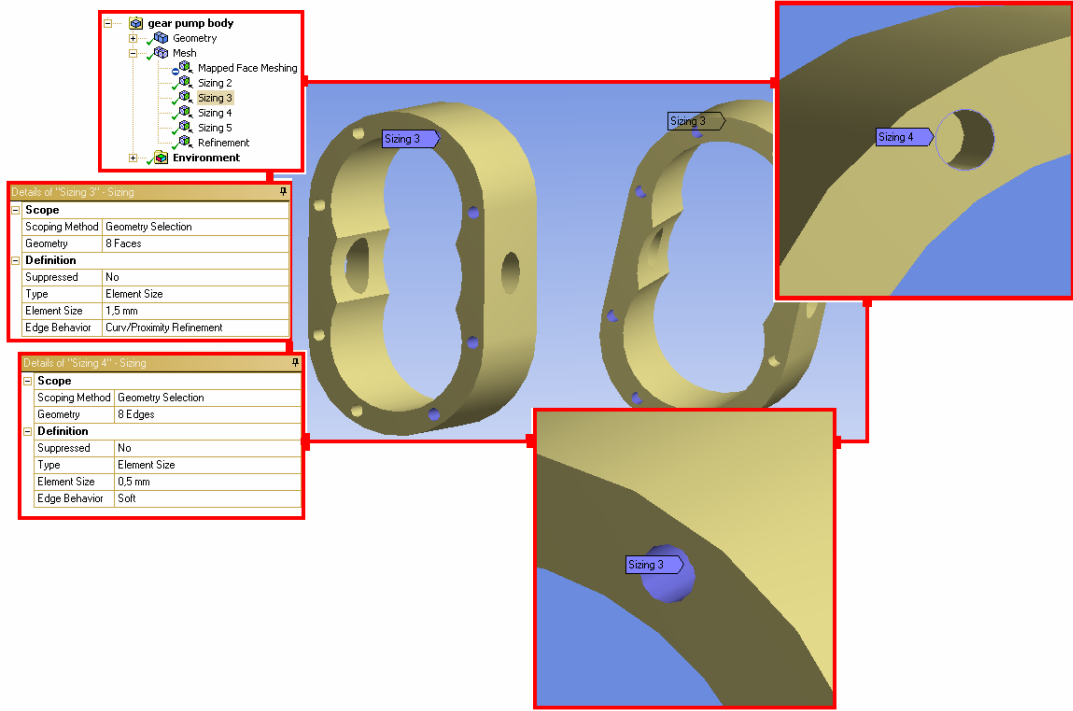
bölgesindeki sonlu eleman yapısını 1 derece daha iyi yapmak için çıkış deliği etrafında, pompanın iç ve dış yüzeyine “refinement” fonksiyonu tanımlanmıştır (Şekil 6.21). İşlemler sonrası pompa gövdesine ait sonlu eleman modeli şekil 6.22’den şekil 6.26’ya kadar olan resimlerde görülmektedir.



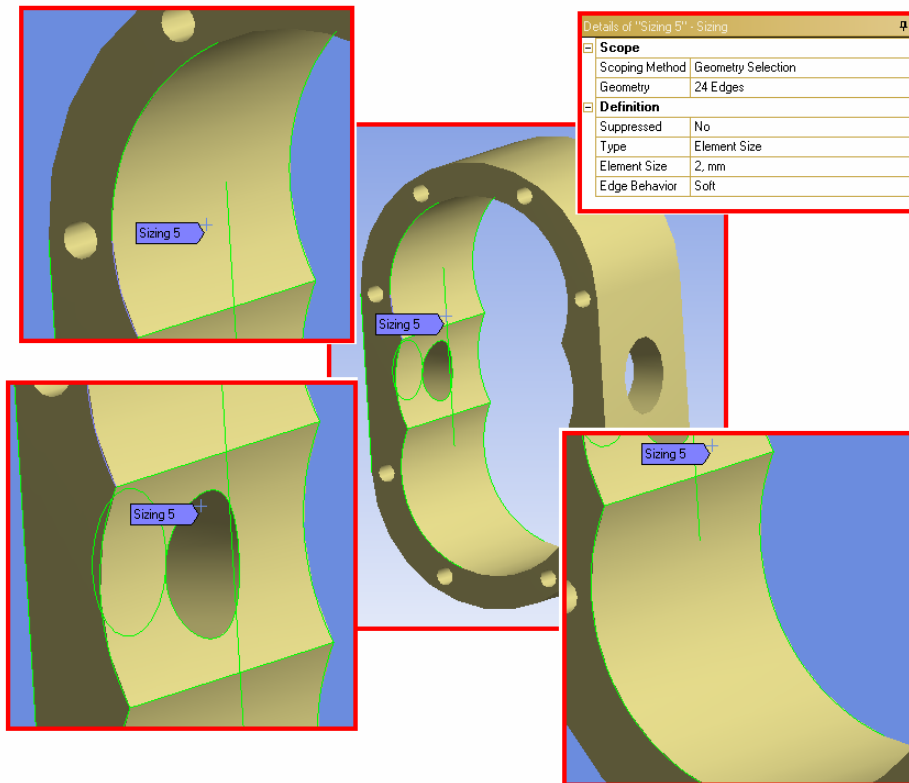
Şekil 6.17. Pompa gövdesi, “Mapped Face Meshing” ve “advanced” uygulaması



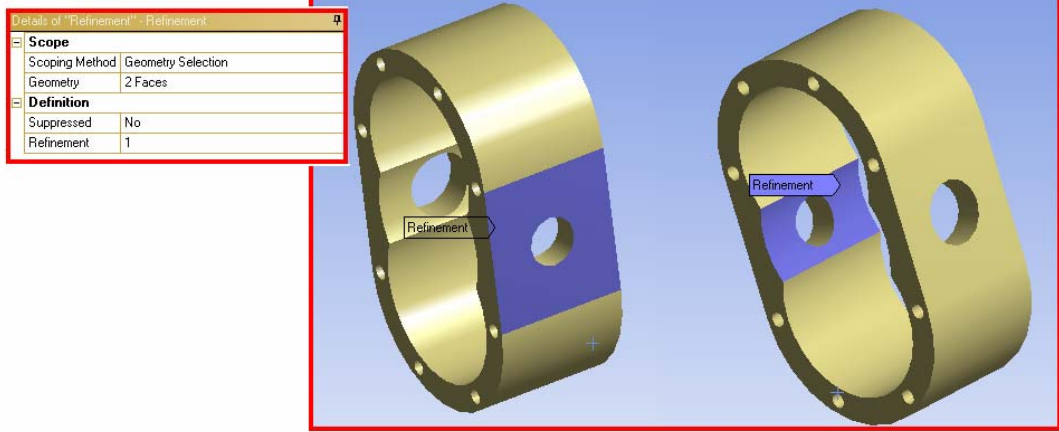
Şekil 6.18. “Sizing” fonksiyonunun uygulandığı kapak yüzeyleri



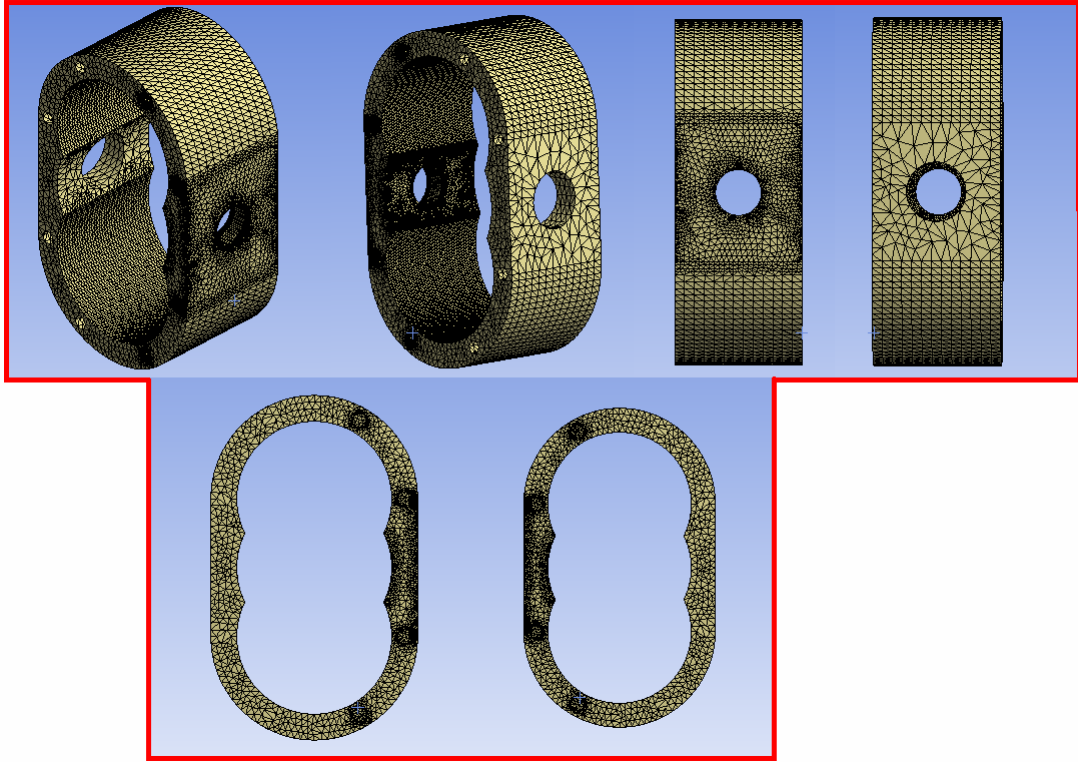
Şekil 6.19. "Sizing" fonksiyonunun uygulandığı civata delikleri



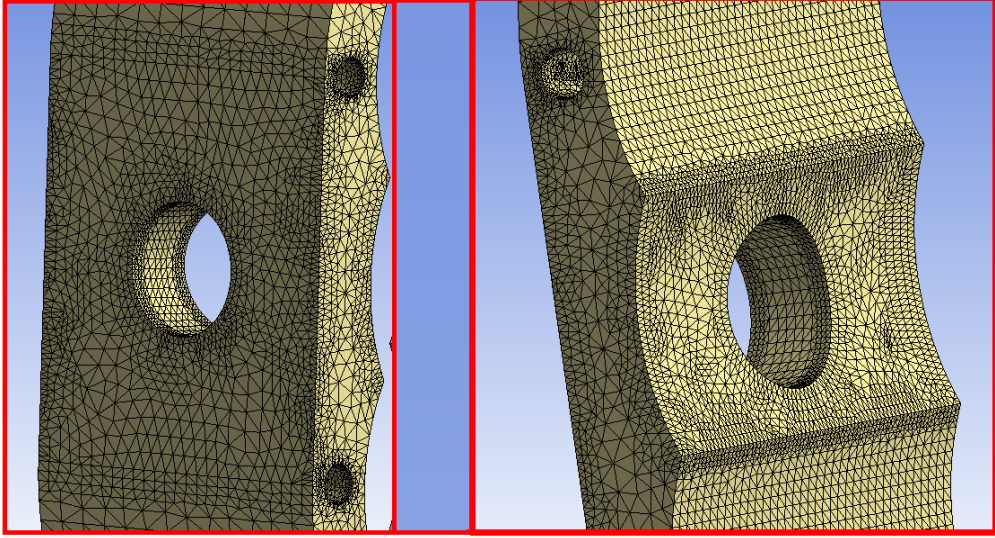
Şekil 6.20. "Sizing" fonksiyonunun uygulandığı ana hatlar



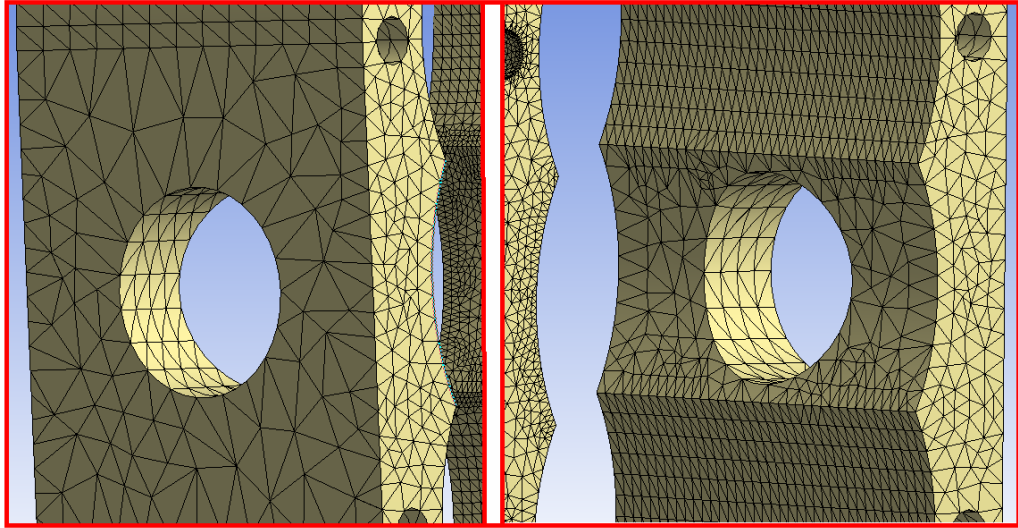
Şekil 6.21. "Refinement" uygulaması



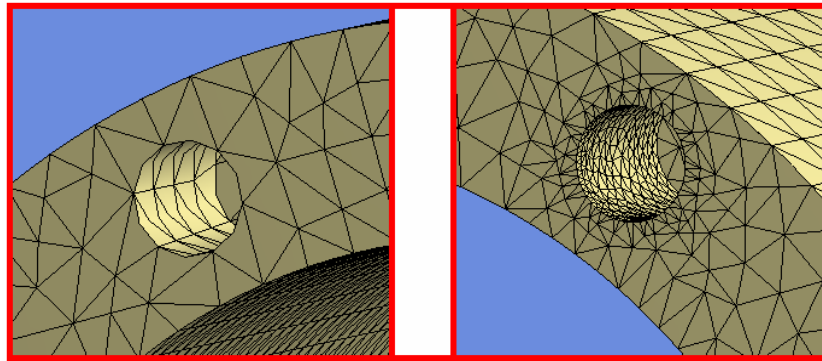
Şekil 6.22. Pompa gövdesi sonlu eleman modeli



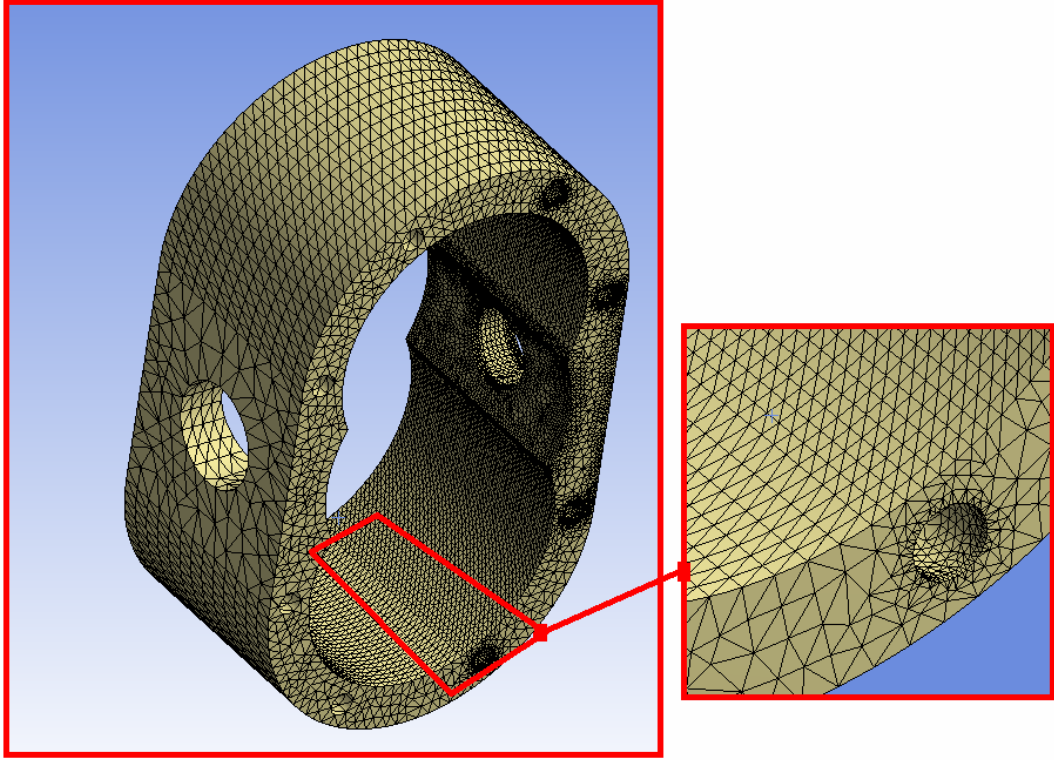
Şekil 6.23. Çıkış deliği bölgesi sonlu eleman yapısı



Şekil 6.24. Giriş deliği bölgesi sonlu eleman yapısı



Şekil 6.25. Giriş ve çıkışa yakın civata delikleri etrafındaki sonlu eleman yapısı



Şekil 6.26. Sonlu eleman yapısı geçiş bölgesi

Pompa gövdesi için oluşturulan sonlu eleman modelinin incelenmesini, ayrıntılı kontrol edilmesini ve oluşturulan modelin Ansys classic ve diğer uyumlu “ABAQUS”, “ NASTRAN “ sonlu elemanlar paket programlarına taşınabilmesi ve gerektiğinde bu programlarda alınabilmesi için Ansys WB içerisinde “FE Modeler” adında bir modül bulunmaktadır. [27] Oluşturulan modelin ayrıntıları bu modül içerisinde görüntülenebilir. Pompa gövdesi için oluşturulan sonlu eleman modelinin ayrıntıları tablolar halinde şekil 6.27’de gösterildiği gibi raporlandırılmıştır.

TABLE 1—FE Model Summary (TABLO-1--Sonlu Eleman Modeli Verileri)		
Description (Tanımlama)	Quantity (Miktar)	
Total Nodes	307103	Toplam nod sayısı
Total Elements	205018	Toplam elemanlar
Total Body Elements	205018	Toplam katı elemanlar
Total Contact Elements	0	Toplam temas elemanlar
Total Spot Weld Elements	0	Toplam punta elemanlar
Element Types	1	Eleman tipi
Coordinate Systems	0	Koordinat sistemi
Materials	1	Malzemeler
Thicknesses	0	Kalınlıklar (kabuk elemanlar için)
Layered Composites	0	Çizgisel bileşenler
Rod Properties	0	Rod eleman özellikleri
Bar Properties	0	Bar eleman özellikleri
Beam Properties	0	Kiriş eleman özellikleri
Mass Properties	0	Ağırlık özellikleri
Spring Properties	0	Yay eleman özellikleri
Components	2	Bileşenler
Contacts	0	Temaslar
Spot Welds	0	Punta tanımlamaları
Constraint Equations	0	Sınır şartı denklemleri
Constraints	2	Sınır şartları
Forces	0	Kuvvetler
Pressures	8	Basınçlar (Yüzey)

TABLE 2—Bodies Summary (TABLO-2--Model Verileri)		
Body Name (Model Adı)	Nodes (Nodlar)	Elements (Elemanlar)
GEAR PUMP BODY	307103	205018

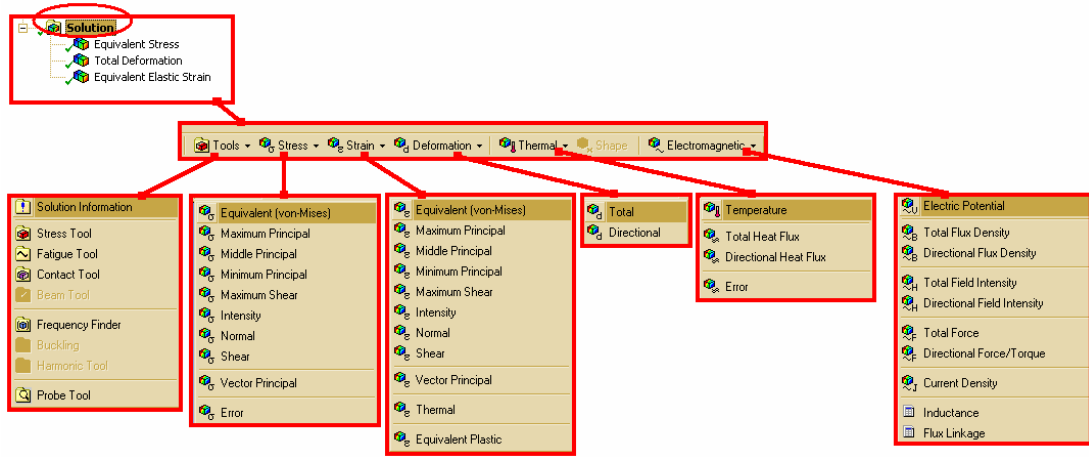
TABLE 3—Element Types Summary (TABLO-3--Eleman Tipi Verileri)				
Generic Element Type Name (Genel Eleman Tipi)	NASTRAN Name (NASTRAN Adı)	ANSYS Name (ANSYS Adı)	ABAQUS Name (ABAQUS Adı)	Description (Tanımlama)
10-Node Quadratic Tetrahedron	Solid187	10-Node Tetrahedral Structural Solid		

Şekil 6.27. Sonlu eleman modeli verileri

Pompa gövdesinin sonlu eleman modeli hazırlandıktan sonra çözüm işlemine geçilebilir. Çözüm işlemi için analiz sonrası, görüntülenmesi istenilen sonuçların seçilmesi gerekir. Bu seçimler yapılan analize göre değişmektedir. Yapılan analiz tipine göre modele tanımlanan yük karşısında modelin gerilme, gerinme, deformasyon, termal ve elektromanyetik cevapları alınabilir. Bu seçim işlemi simülasyon ağacının “Solution” dalı yardımıyla yapılır (Şekil 6.28). ”Solution“ dalı altında yapılan analiz türüne göre görüntülenebilir sonuçlar alt dallar halinde sıralanmıştır. Kullanıcı yaptığı analize ve isteğe göre bu seçeneklerden birini veya birden fazlasını veya hepsini birden seçebilir. Kullanıcı görüntülenmesini istediği sonuçları tüm model için seçebileceği gibi özel bölgeleri, parçaları ve alanları

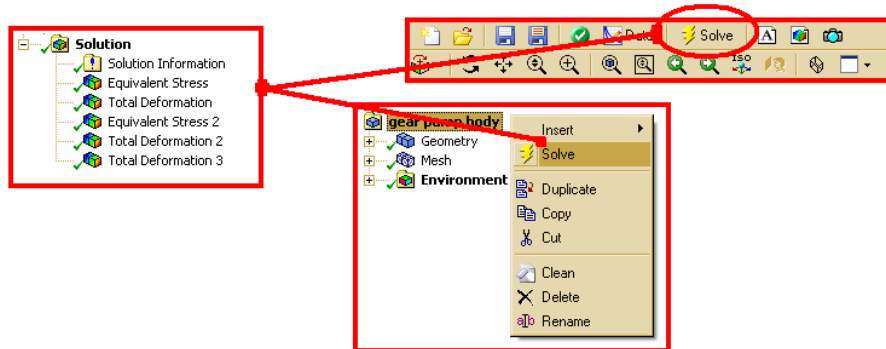
tanımlayarak da özel seçimler yapabilir. Seçimler “solution” dalı altında simülasyon ağacında sıralanır.

Pompa gövdesinin analizinde görüntülenecek sonuçlar olarak maksimum eşdeğer gerilme (Max. equivalent stress), ve maksimum toplam deformasyon (Max. total deformation) seçilmiştir (Şekil 6.29). Bu seçimler tüm model için seçilmiştir. Optimizasyon çalışması için ise seçilen özel alanların deformasyon ve eşdeğer gerilme değerleri “Max. equivalent stress 2” ve . “Max. total deformation 2” olarak adlandırılarak seçilmiştir.



Şekil 6.28. “Solution” dalı ve alt dalları

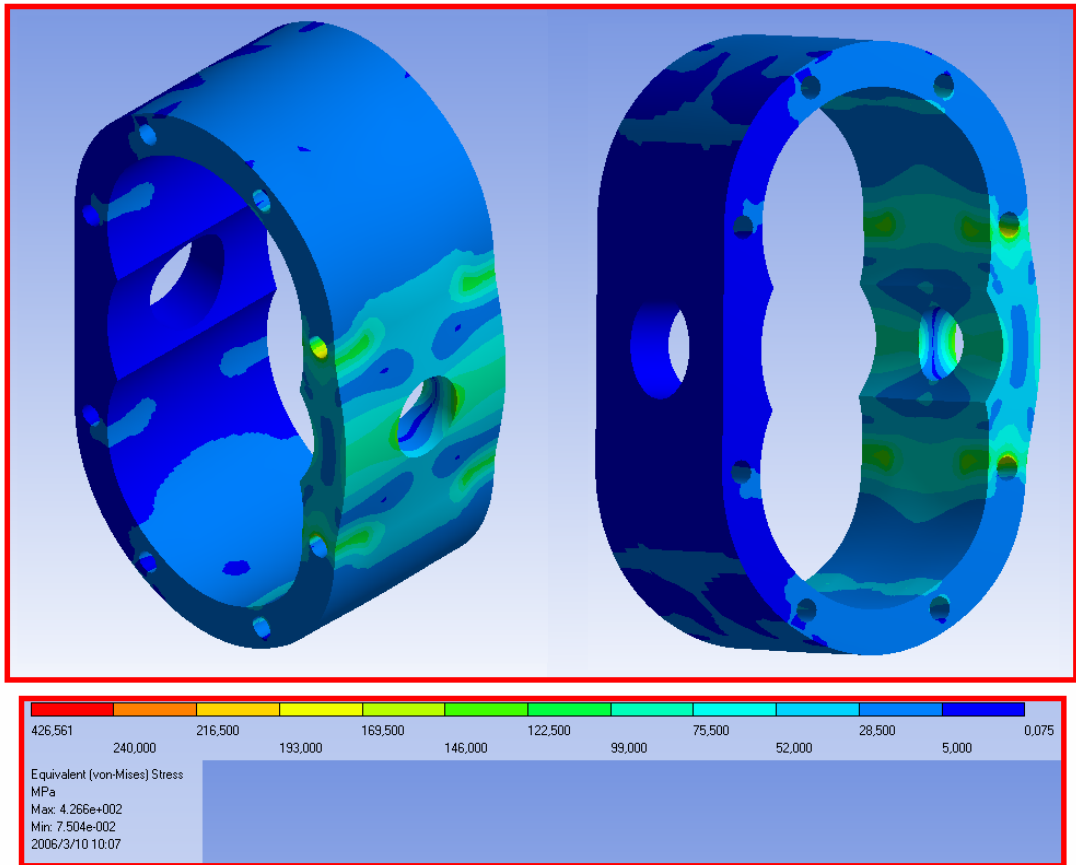
Görüntülenecek sonuçların seçiminden sonra “solve” komutu ile çözüm işlemi başlatılır. “solve” komutuna simülasyon ağacından ulaşılabilceği gibi genel araç çubuklarında bulunan “ solve “ ikonunu ile de aynı işlem yapılabilir (Şekil 6.29).



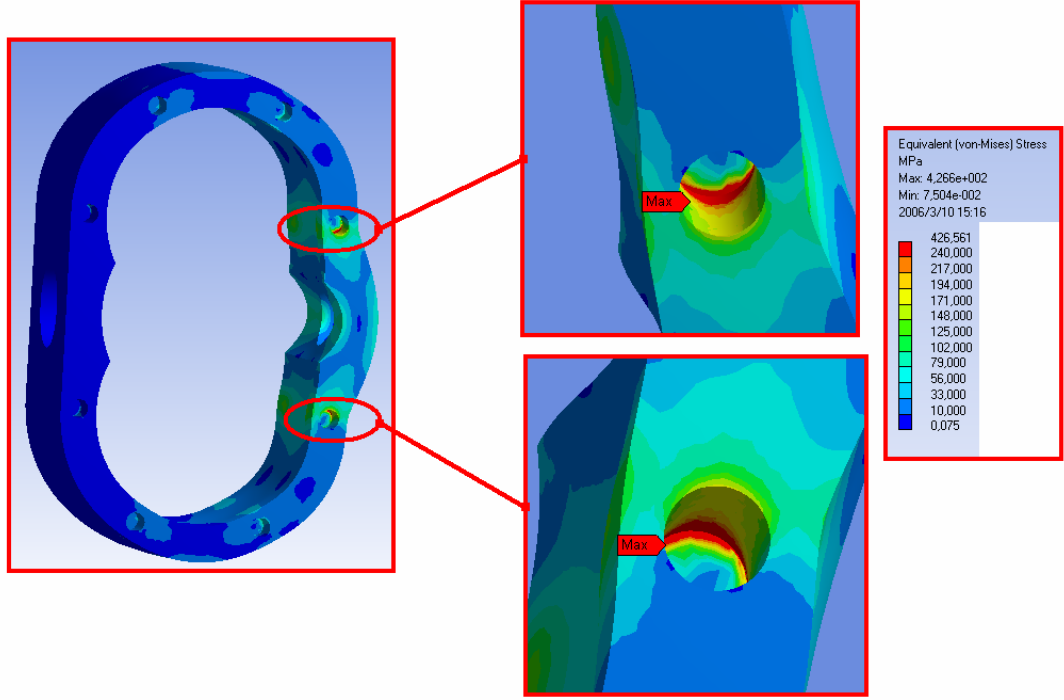
Şekil 6.29. Gövde analizinde görüntülenecek sonuçlar ve çözüm komutu

Çözüm işlemi gerçekleştirildikten sonra daha önceden seçilen sonuçlara simülasyon ağacından erişilebilir ve buradan görüntülenebilir.

Gerçekleştirilen pompa gövdesinin analizi sonrası maksimum eşdeğer gerilmenin değeri; 426,561 Mpa olarak çıkış bölgesi tarafındaki kapakların bağlandığı cıvata deliklerinin içinde meydana gelmiştir (Şekil 6.30, Şekil 6.31). Fakat buradaki maksimum gerilme aldaticıdır. Bu değerler sabitlemenin yapıldığı bölgelerdedir. Analizin kurulmasına bağlı kabuller doğrultusunda bu bölgelerde gerilme yığılmaları oluşmuştur. Gerçekte bu bölgelerde böyle bir gerilme değeri yoktur. Analiz işleminin sonucu yorumlanırken ve optimizasyon çalışması için bu maksimum değer yok sayılacaktır. Asıl dikkate alınacak değerler ise pompa çıkış bölgesi ve bu bölge etrafında oluşan gerilme değerleridir.

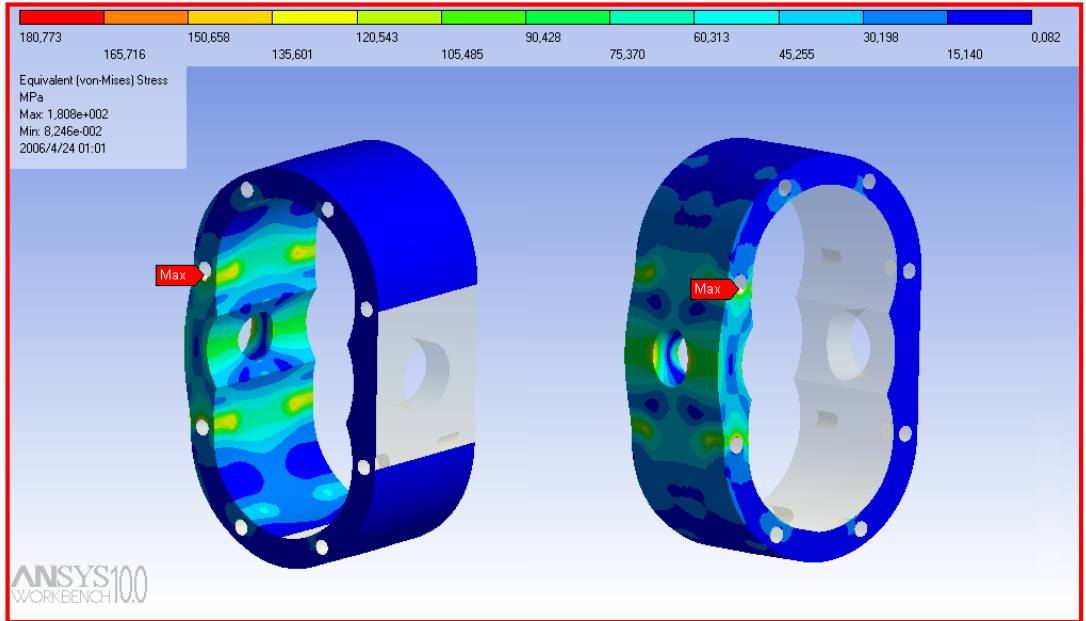


Şekil 6.30. Analiz sonrası gövde üzerinde meydana gelen gerilme dağılımları

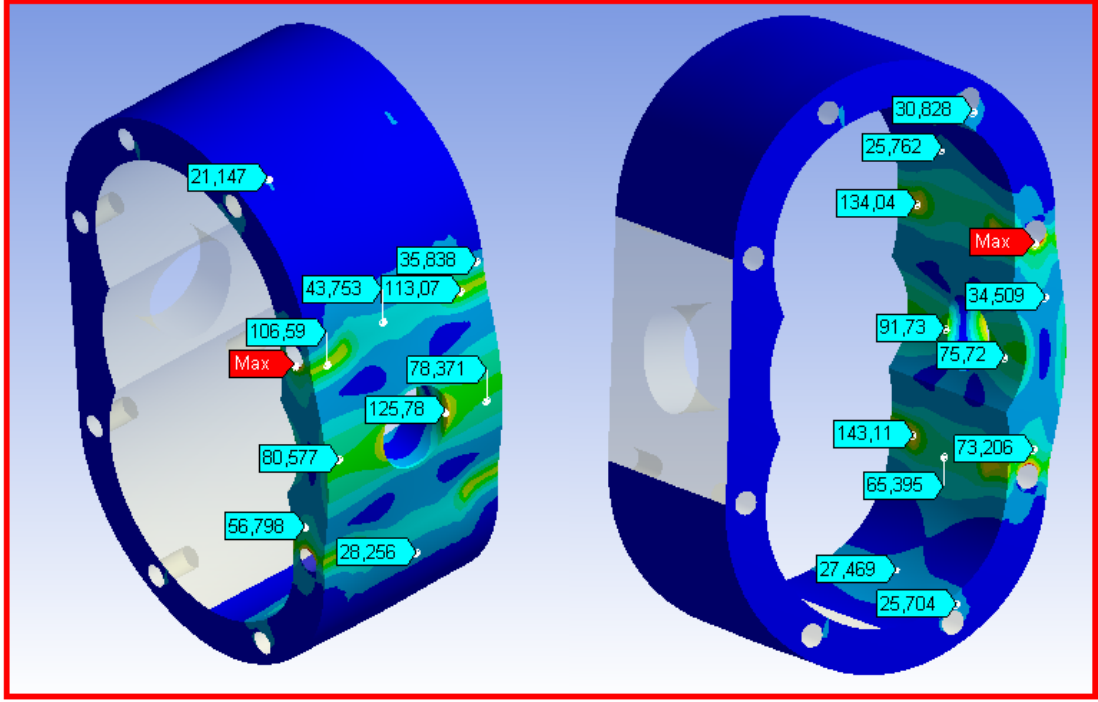


Şekil 6.31. Gerilme yığılmalarının oluştuğu delik içi bölgeler

Optimizasyon çalışması için seçilen yüzeyler şekil 6.32 ve şekil 6.33’de görüldüğü gibidir. Burada maksimum eşdeğer gerilme 180,773 Mpa olarak çıkış tarafındaki civata deliğindedir. Optimizasyon çalışması sırasında bu değer referans alınarak optimum gövde kalınlığını belirleme çalışması yapılacaktır.

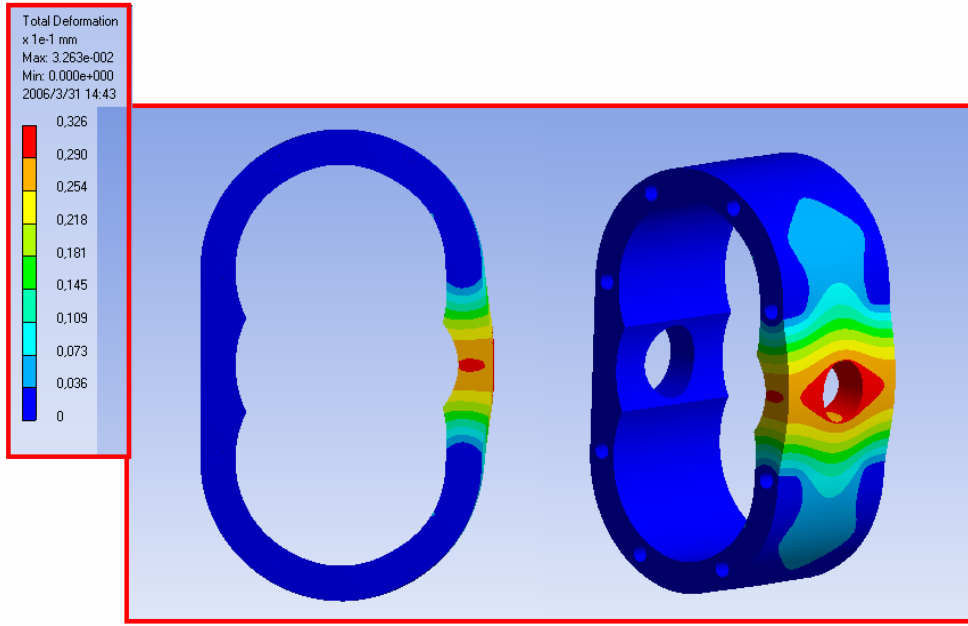


Şekil 6.32. Optimizasyon çalışmasında referans alınacak gerilme yüzeyleri

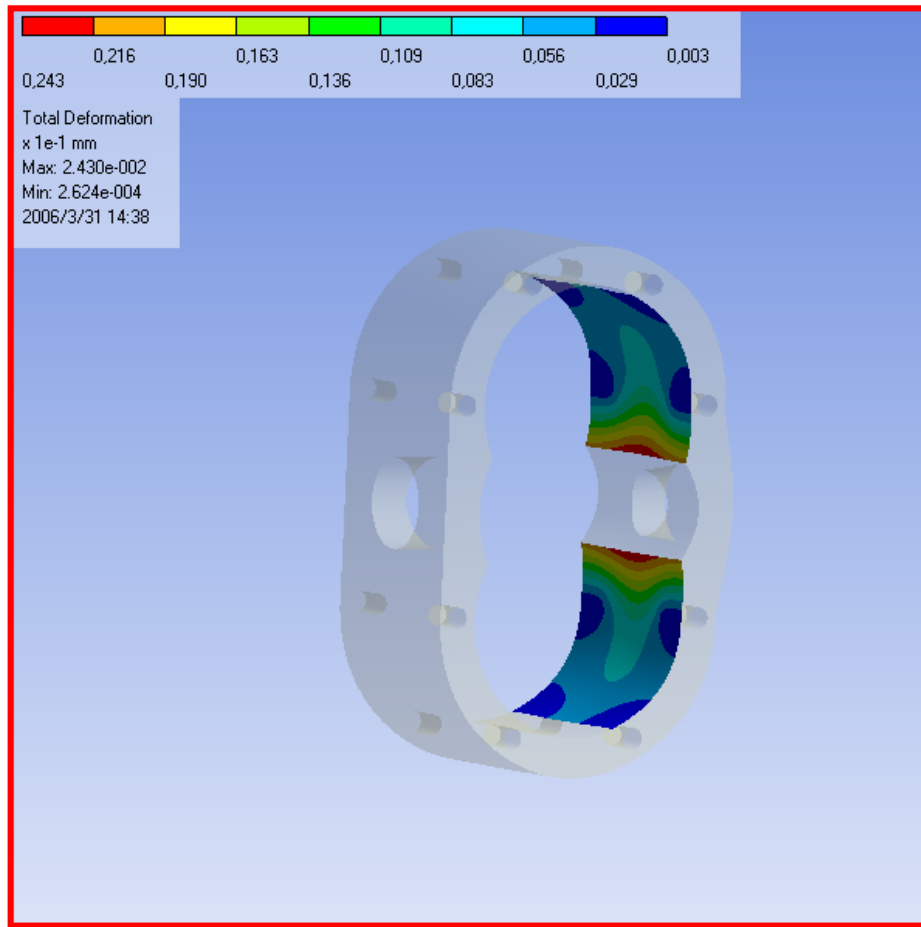


Şekil 6.33. Optimizasyon çalışmasında referans alınacak yüzeylerdeki gerilme değerleri

Gövde analizi sonucu oluşan maksimum yer değiştirme değeri 0,0326 mm olarak çıkış deliği etrafında meydana gelmiştir (Şekil 6.34). Bu bölge maksimum basınç altında sürekli kalan bölgedir. Çıkıştan girişe doğru yer değiştirmelere bakıldığında yer değiştirmenin gittikçe azaldığını ve pompa çalışması engelleyecek kadar bir deformasyon oluşturmadığını söyleyebiliriz. Optimizasyon çalışması için yine tüm gövde için değil pompa içerisinde çıkış bölgesine yakın bölgeler etrafındaki yer değiştirmeler referans olarak alınmıştır. Seçilen bölgeler şekil 6.35’de gösterilmiştir. Buradaki maksimum yer değiştirme 0,0243 mm.’dir.



Şekil 6.34. Tüm gövde için analiz sonrası yer değiştirmeler



Şekil 6.35. Optimizasyon çalışması için referans alınan yer değiştirme bölgeleri

7. POMPA GÖVDESİNİN OPTİMİZASYONU

Yapılan pompa gövdesi analizinden sonra sonuçlara bakıldığında gövde üzerinde oluşan maksimum gerilme değerleri malzemenin akma değerinin altındadır. Maksimum yer değiştirme değerleri ise pompa gövdesi – dişli çark çalışmasını engellemeyecek kadar küçüktür. Referans olarak alınan gövde geometrisinin tanımlanan çalışma şartı altında uyumlu olarak ve deformasyon sınırlarının altında çalışabileceği yapılan simülasyon sonucu görülmektedir. Fakat sistemin düzenli çalışmasının yanında maliyet ve ergonomi yönünden de uygunluk sağlaması kullanıcılar ve üreticiler açısından artık daha büyük bir önem taşımaktadır. Bu doğrultuda sistemlerin çalışma şartlarına uygun daha az maliyet ile üretilecek yeni tasarımlara gidilmektedir. Tasarımcının bilgisayarlar ve paket programlar aracılığı ile sanal ortamda tasarım çalışmaları yapması ve çıkacak öngörüler doğrultusunda üretime gidilmesi artık günümüzde birçok kuruluşta yerini almakta olan bir yöntemdir.

Pompa gövdesi analizinde kullanılan Ansys WB paket programı tasarımcıların en iyi tasarımı yapmasına yardımcı olacak Designxplorer isimli bir optimizasyon modülü içermektedir. Pompa gövdesinin optimum cidar kalınlığının elde edilmesi çalışması bu modül kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yapılan gerilme-deformasyon analizi çalışmasına benzer olarak takip eden bölümlerde Designxplorer'dan genel olarak bahsedilmiş optimizasyon çalışması adım adım gerçekleştirilmiştir.

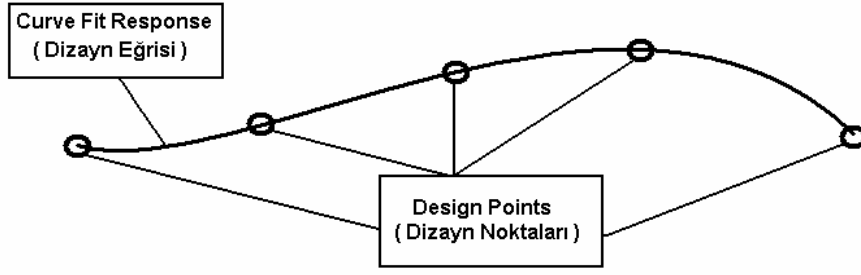
7.1. Designxplorer

Designxplorer, parça veya montaj analizlerinin sonucunu değerlendirmek ve dizayn etmek için, Ansys Wb içerisinde yer alan güçlü bir optimizasyon modülüdür. Bu modül ile tasarımcılar tasarladıkları konfigürasyonlar üzerinde başka bir programa veya modüle geçiş yapmadan bu modül içerisinde çalışabilirler. Designxplorer, “Design of Experiment” (DOE) ve “Variational Technology” (VT) olmak üzere iki

optimizasyon metodunu temel alır. [27] Designxplorer ile lineer yapısal analizler ve ısıl analizler için optimizasyon çalışmaları yapılabilir. Analiz için (katı model datalarına ve simülasyon datalarına bağlı olarak) girdi ve sonuç-cevap parametrelerine göre Designxplorer içerisindeki “Goal Driven Optimization” (GDO) (Amaçlanan optimizasyon) yaklaşımı ile istenilen çoklu dizayn setlerinin oluşturulması ve uygunluğu tartışılabilir. Designxplorer ara yüzü tasarımcılar için oldukça basit ve anlaşılır bir yapıya sahiptir. Bu nedenle kullanıcının yaptığı tasarımları burada geliştirmesi ve değerlendirmesi çok kolay olmaktadır. Bu kolaylık ve yenilik bir çok üreticinin sanal ortamdaki optimizasyon çalışmaları üzerine gitmesine ve araştırmalarına yön vermesine yardımcı olmaktadır.

7.1.1. Design of Experiment (DOE) metodu

DOE metodu, optimizasyon için analiz sonrası sonuçları temel alarak örnek dizayn noktalarının yerini belirlemede kullanılan bir tekniktir. [27] Bu örnek dizayn noktaları, belirli sayıda oluşturulan giriş parametrelerine (Dizayn değişkenlerine) bağlı analiz sonuç değerleridir. Oluşturulan dizayn noktaları ile bir dizayn eğrisi (yüzeyi) (response surface) oluşturulur (Şekil 7.1). Sonlu elemanlar metodu analiz sonuçları; malzeme özellikleri, katı model parametreleri, kabuk kalınlığı gibi birçok giriş parametrelerine bağlıdır. DOE optimizasyon metodunda değişen her girdi parametresinde yeni bir sonlu eleman çözümü yapılır. Yukarıda bahsi geçen dizayn eğrisi, girdi parametrelerinin belirlenen alt ve üst limit değerlerine de bağlı olarak bu şekilde belirlenir. Dizayn eğrisinin belirlenmesinden sonra istenilen amaca uygun dizayn değişkenleri, dizayn sınırlamaları ve hedef fonksiyonun tanımlanmasıyla birlikte optimizasyon çalışması sonuçları grafiksel ve sayısal olarak görüntülenebilir. Tamamlanan optimizasyon çalışmasının sonunda ortaya çıkan değerlerle katı model yazılımındaki model güncelleştirilebilir.



Şekil 7.1. Dizayn noktaları ve dizayn eğrisi

7.1.2. Variational Technology (VT) metodu

Bu metotta da, DEO metodundaki gibi bir dizayn eğrisi oluşturularak optimizasyona gidilir. Yine giriş parametreleri bilgileri kullanılır. Buradaki farklılık dizayn eğrisinin oluşturulmasında her dizayn değişkeninin değişimine karşılık yeni bir sonlu eleman çözümü yapılmamasıdır. Genişletilmiş tek bir sonlu eleman çözümü yapılır. [27] Dizayn eğrisini oluşturmak için belirli sayıda bir giriş parametresinin olup olmadığı önemli değildir fakat en fazla 4 giriş parametresinin olması ve bu parametrelerin birbirine bağlı türetilmiş parametreler olmaması çözüm süresini kısaltır. [27] Yinede bu çözüm normal çözümden daha fazla zaman alır. Dizayn eğrisinin oluşturulmasında “mesh morphing” (Dikişsiz geçiş – Bir şeklin başka bir şekle dönüştürme işlemi) ve “Taylor series expansion” (Taylor serisi açılımı) yaklaşımlarının birleşimi temel alınır. VT metodu lineer statik analizler ve modal analizler için çalışma alanı sunar. [27] sonuçların grafiksel ve sayısal olarak görüntülenmesine ek olarak giriş değerlerinin değişimine bağlı oluşan cevap değerleri animasyon şeklinde görüntülenebilir. Fakat bu metodun özellikle karmaşık geometri, çok sayıda dizayn değişkeni ve türetilmiş parametrelerle kurulmuş yapılarda kullanımı oldukça sıkıntılı ve aşırı zaman alıcıdır.

Dişli pompa gövdesinin optimizasyonuna gidilirken, dizayn değişkenlerinin denklemlerle birbirine bağlı ve fazla sayıda parametre içermesinden dolayı DOE metodu tercih edilmiş ve optimizasyon çalışması bu metot kullanılarak gerçekleştirilmiştir.

7.2. Designxplorer ile Optimizasyon Uygulama Adımları (Work Flow)

Designxplorer ile optimizasyon çalışması belirli uygulama adımları sırası ile gerçekleştirilir. Bu uygulama adımları aşağıda maddeler halinde sırası ile verilmiş ve uygulama adımlarına ait akış diyagramı şekil 7.2'de gösterilmiştir. [27]

1. Çalışmanın Designxplorer Penceresine Aktarımı

- Parça veya montaj geometrisinin katı model yazılımı içerisinde parametrik modellenmesi
- Parametrik modelin simülasyon penceresine aktarılması
- Simülasyon sonrası geometri parametrelerine ek olarak girdi ve cevap parametrelerinin tanımlanması
- Modelin Designxplorer penceresine aktarılması

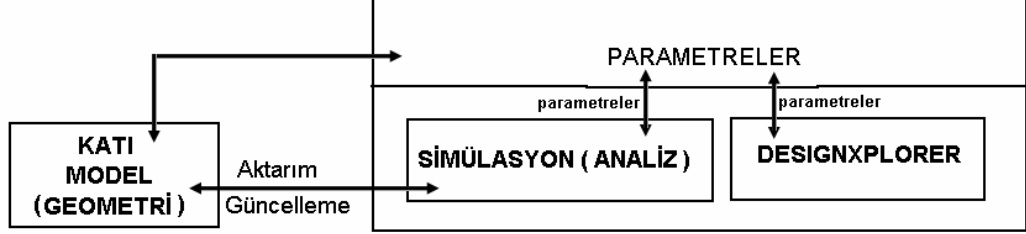
2. Aday dizaynların yaratılması

- Dizayn değişkenlerine ve dizayn sınırlamalarına bağlı otomatik dizayn noktalarının hazırlanması
- Designxplorer çöz komutu ve dizayn noktalarına ait çözümlerin eldesi
- Aday dizayn noktalarının oluşturulması
- Hedef fonksiyona bağlı dizayn noktalarının ve çözümlerinin oluşturulması (ve / veya)
- Simülasyon sonrası çıkan cevap değerlerine göre yeni dizayn noktalarının oluşturulması
- Aday dizayn noktalarına ait çözümlerin grafiksel ve sayısal dokümantasyonu ve raporlama

3. En iyi dizaynın belirlenmesi

- Aday dizaynlar arasından hedef fonksiyonuna ve dizayn sınırlamalarına en uygun referans dizaynın belirlenmesi

- Elde edilen en iyi dizayn parametrelerinin katı model yazılımına aktarılarak parça veya montaj geometrisinin en iyi dizayn parametrelerine bağlı güncellenmesi

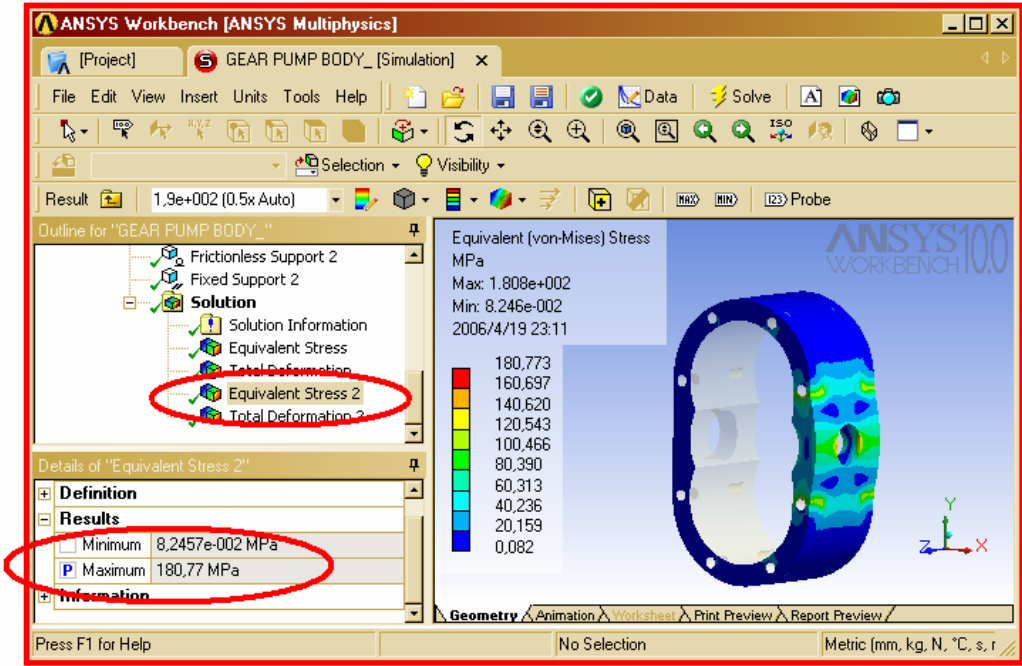


Şekil 7.2. Designxplorer uygulama akış diyagramı

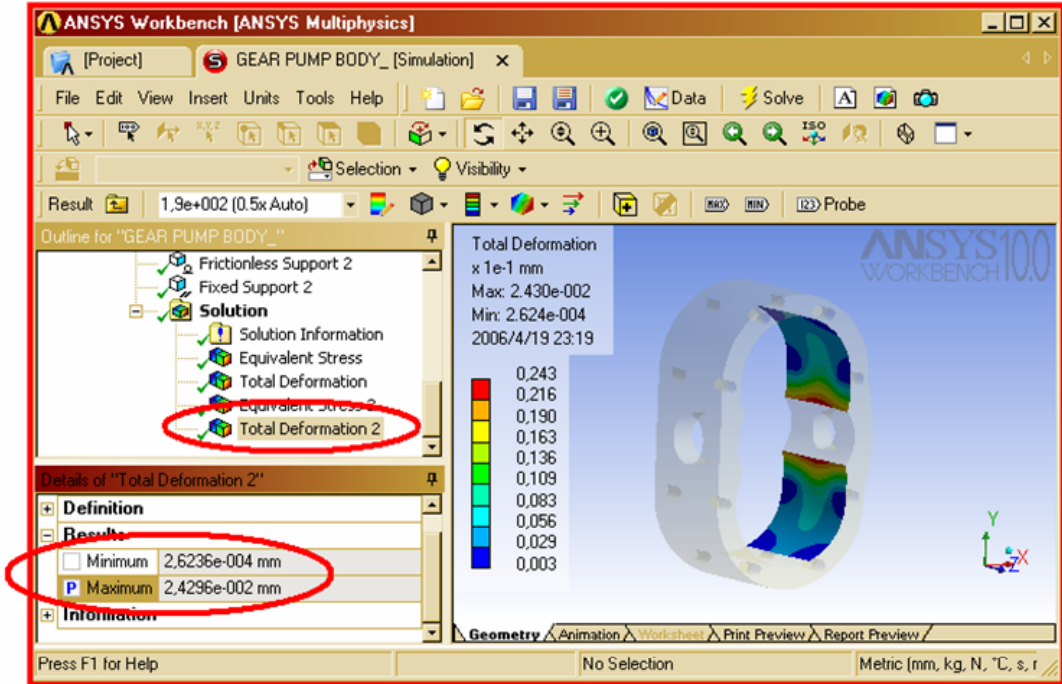
7.3. Pompa Gövdesinin Designxplorer ile Optimizasyonu

7.3.1. Designxplorer modülüne geçiş

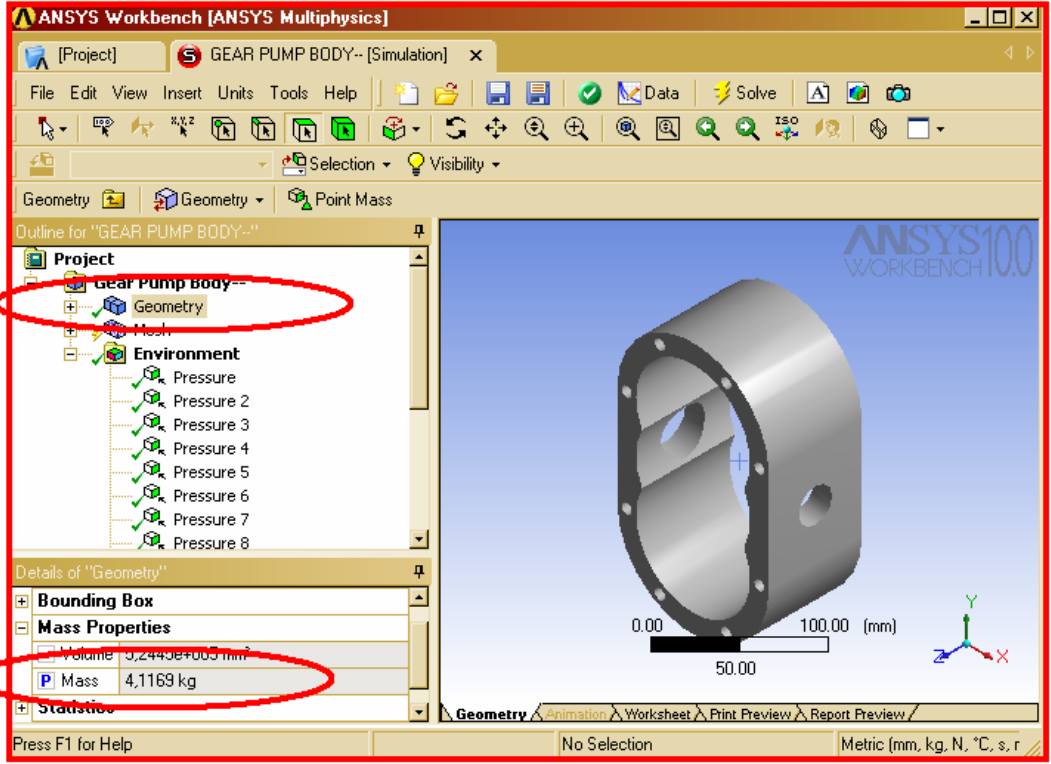
Pompa gövdesinin parametrik modeli Solidworks ortamında modellenmiş ve Ansys WB Simulasyon modülüne aktarılmıştı. Gerilme-deformasyon analizi simülasyon modülünde yapıldıktan sonra gerekli parametrelerin tanımlanmasıyla optimizasyon modülü Designxplorer'a geçilebilir. Optimizasyon modülüne geçmeden önce dizayn parametrelerinin ve sonuç-cevap parametrelerinin belirlenmesi gerekir. Belirlenen parametreler pompa gövdesinin katı modeli oluşturulurken kullanılan parametreler ve simülasyon sonrası belirlenen sonuç-cevap parametreleridir. Pompa gövdesinin oluşturulmasında kullanılan tüm parametreler Designxplorer penceresine otomatik olarak aktarılmaktadır. Fakat optimizasyon çalışmasının amacı optimum cidar kalınlığının belirlenmesi olduğu için tüm geometri parametreleri kullanılmamıştır. Kullanılacak parametreler ve optimizasyonu istenen değerler devam eden bölümlerde açıklanmıştır. Bu doğrultuda simülasyon sonrası belirlenen ağırlık, maksimum eş değer gerilme ve maksimum yer değiştirme cevap parametreleri değerleri optimizasyon modülüne aktarılmak üzere işaretlenerek tanımlanmıştır (Şekil 7.3 - Şekil 7.5).



Şekil 7.3. Maksimum eşdeğer gerilmenin parametre olarak tanımlanması

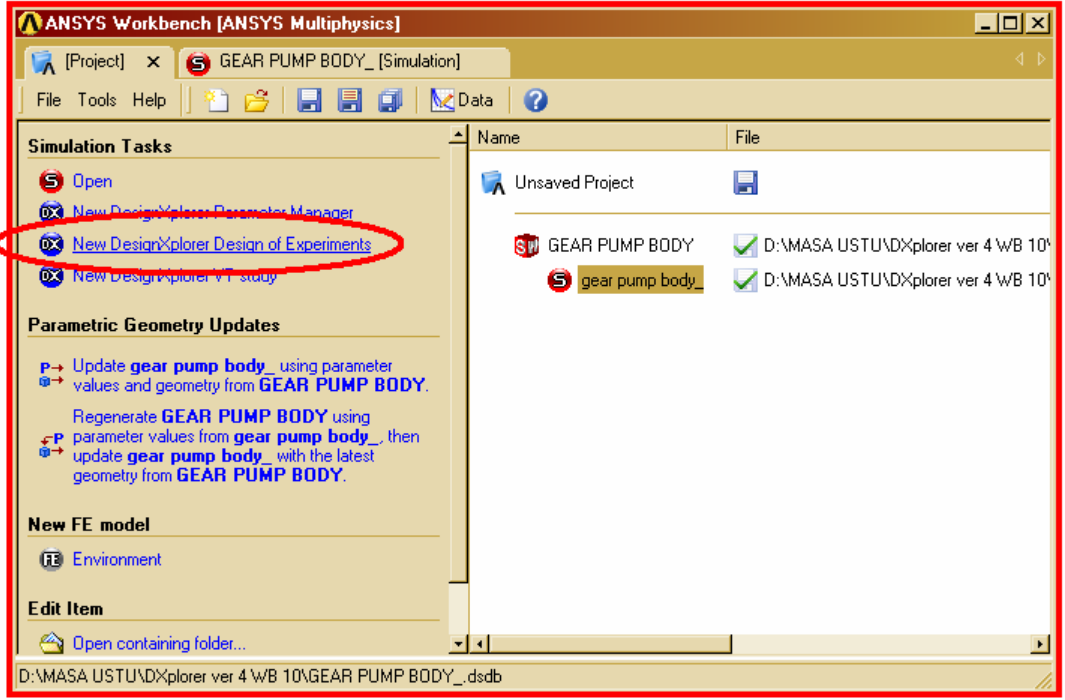


Şekil 7.4. Maksimum yer değiştirmenin parametre olarak tanımlanması



Şekil 7.5. Ağırlığın parametre olarak tanımlanması

Cevap değerlerinin parametre olarak tanımlanmasıyla simülasyon sekmesinden ana sekme olan proje (Project) sekmesine geçilir. Bu sekme bir çok Ansys WB işlevinin yönlendirildiği ve Designxplorer çalışmasına hangi optimizasyon metodu ile devam edileceğinin tanımlandığı ana penceredir. Pompa gövdesinin optimizasyon çalışması için bu pencere içerisinde Designxplorer “New Design of Experiments” linki tıklanarak Designxplorer ara yüzüne geçilmiştir (Şekil 7.6).



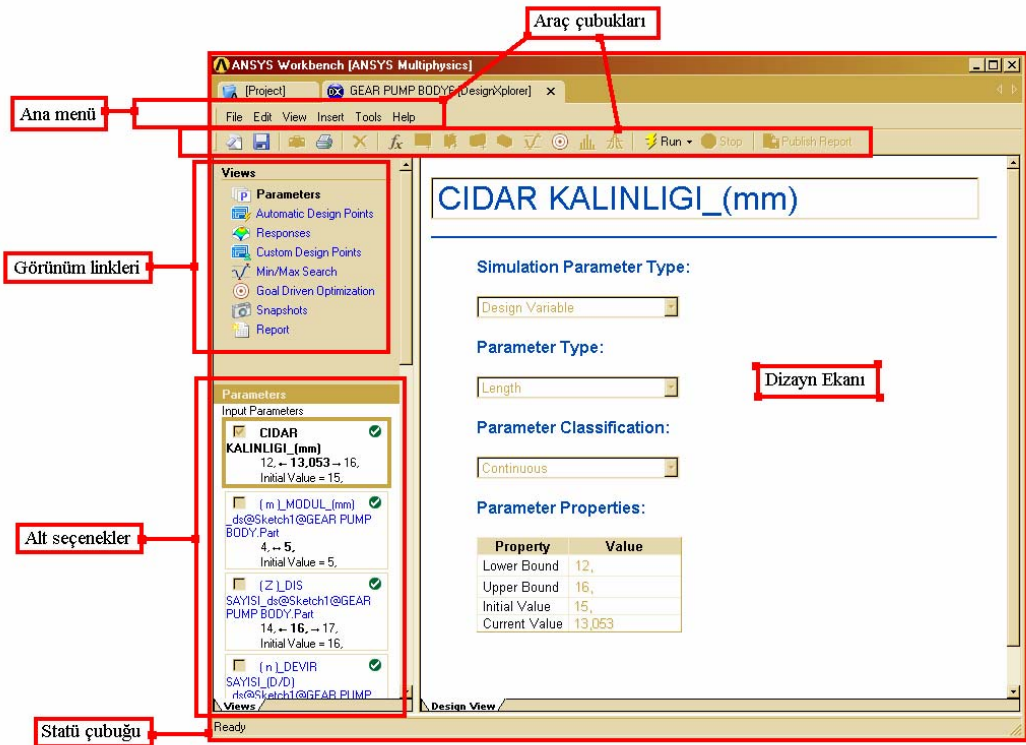
Şekil 7.6. Proje penceresi, optimizasyon metodunun seçimi ve Designxpoler penceresine geçiş

7.3.2. Designxplore kullanıcı ara yüzü

Designxplore daha önce bahsi geçtiği gibi oldukça basit ve anlaşılır bir ara yüz ile tanımlanmıştır. Bu ara yüzü genel olarak 5 bölüme ayrılabilir (Şekil 7.7).

- Ana menü ve standart araç çubukları; birçok programda ortak bulunan program kontrolü için komutların bulunduğu standart araç çubuklarıdır.
- Görünüm linkleri; optimizasyon çalışması sırasında, parametrelerin tanımlanması, dizayn noktalarının otomatik yapılandırılması, sonuçların sayısal ve grafiksel dökümantasyonu, amaçlanan optimizasyonun irdelenmesi, raporlama gibi komutların bulunduğu bölümdür.
- Alt seçenekler; görünüm linklerinin alt seçimlerinin görüntülediği simülasyon modülüne benzer bir detay penceresidir.

- Dizayn ekranı; dizayn değişkenlerinin, sınırlamaların, hedef fonksiyon çalışmasının ve sonuçların grafiksel veya animasyon şeklinde görüntülediği kullanıcı ekranıdır.
- Statü çubuğu; programın çalışması sırasında nelerin yapıldığının belirtildiği bilgilendirici bölümdür.

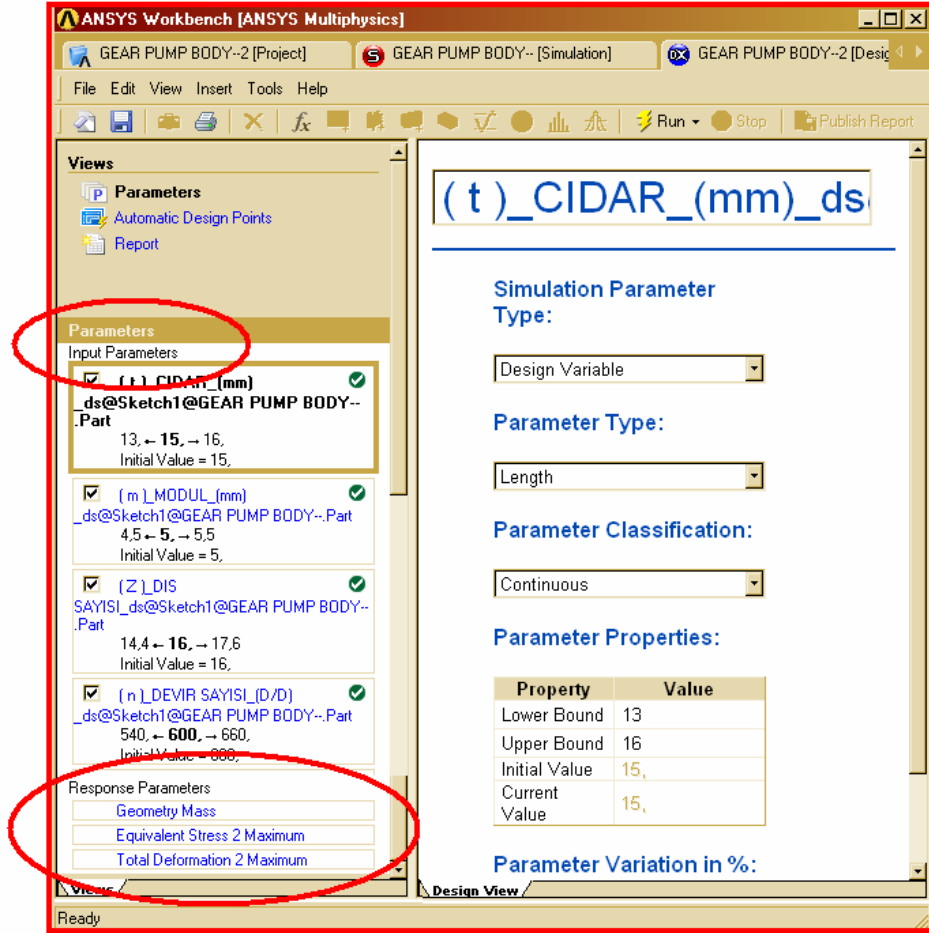


Şekil 7.7. Designexplorer kullanıcı ara yüzü

7.3.3. Dizayn değişkenleri için sınırlamaların tanımlanması

Ara yüze geçtikten sonra “Alt seçenekler” penceresinde pompa geometrisine bağlı giriş parametreleri ve simülasyon sonrası cevap parametreleri görüntülenir. Burada optimizasyon çalışması için dizayn değişkenleri ve bu değişkenlerin hangi alt ve üst sınırlarda işleme sokulacağı yani dizayn değişkenleri için sınırlamalar belirlenir.

Pompa gövdesinin optimum cidar kalınlığını bulma optimizasyon çalışması için, dizayn değişkeni olarak geometriye ait iki parametre seçilmiştir. Birinci dizayn değişkeni “cidar kalınlığı” (t), ikinci dizayn değişkeni pompa gövdesindeki kapakların bağlandığı “cıvata deliği çapı” (Dd) dır. Diğer geometriyi oluşturan parametreler sabit değer olarak pasif tutulmuştur (Şekil 7.8, Şekil 7.9).

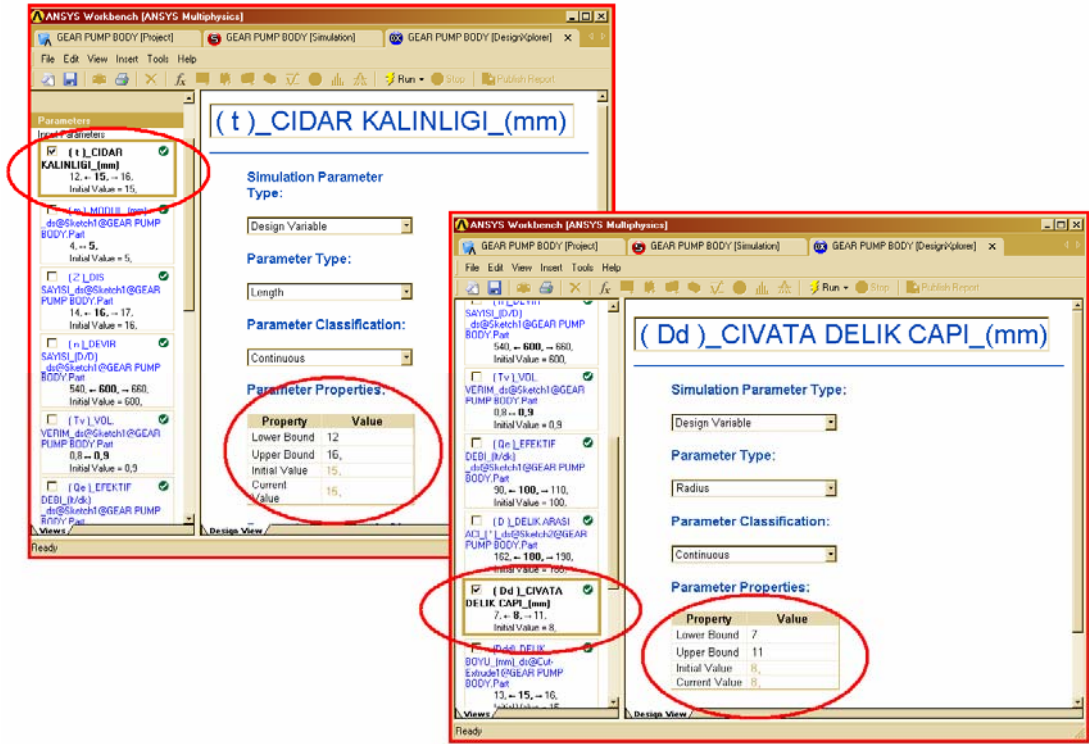


Şekil 7.8. Giriş ve cevap parametrelerinin görüntülenmesi

Tanımlanan dizayn değişkenleri için kullanılan sınırlamalar tablo 7.1’de verilen değerler aralığında tutulmuştur.

Tablo 7.1. Dizayn değişkenleri için kullanılan dizayn sınırlamaları

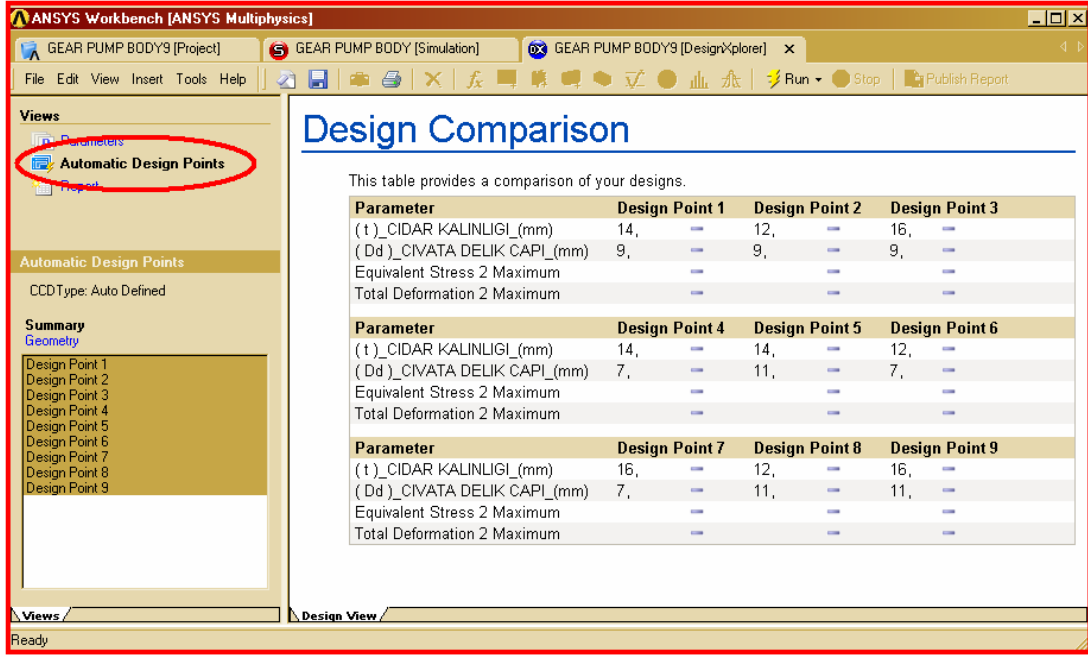
DİZAYN DEĞİŞKENİ	İLK DİZAYN DEĞERİ	DİZAYN SINIRLAMASI
Cidar Kalınlığı (t)	15 mm	$12 \leq t \leq 16$
Cıvata Delik Çapı (Dd)	8 mm	$7 \leq Dd \leq 11$



Şekil 7.9. Dizayn değişkenleri alt ve üst değer tanımlamaları

7.3.4. Dizayn noktalarının oluşturulması

Dizayn değişkenlerinin tanımlanması ve değişkenlere ait sınırlamaların girilmesinden sonraki adım dizayn eğrisini oluşturacak dizayn noktalarının (Design points) tanımlanmasıdır. Dizayn noktaları Designxplorer içerisinde dizayn değişkenlerinin alt ve üst sınırlamalarına göre otomatik olarak oluşturulur. Bu çalışma için Designxplorer'ın otomatik dizayn noktası yaratma özelliği ile, ara yüz içerisinde "Automatic Design Points" linki tıklanarak 9 adet dizayn noktası otomatik olarak belirlenmiştir (Şekil 7.10). Bu noktaların değerleri tablo 7.2'de verilmiştir.



Şekil 7.10. Otomatik oluşturulan dizayn noktaları

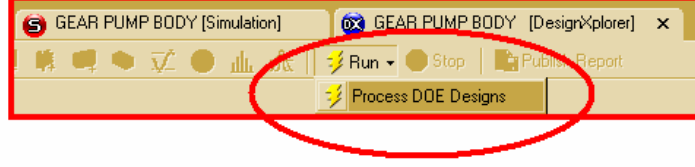
Tablo 7.2. Otomatik oluşturulan dizayn noktaları değerleri

PARAMETRELER	DİZAYN NOKTASI - 1	DİZAYN NOKTASI - 2	DİZAYN NOKTASI - 3
Cidar Kalınlığı	14 mm.	12 mm.	16 mm.
Civata Delik Çapı	9 mm.	9 mm.	9 mm.
PARAMETRELER	DİZAYN NOKTASI - 4	DİZAYN NOKTASI - 5	DİZAYN NOKTASI - 6
Cidar Kalınlığı	14 mm.	14 mm.	12 mm.
Civata Delik Çapı	7 mm.	11 mm.	7 mm.
PARAMETRELER	DİZAYN NOKTASI - 7	DİZAYN NOKTASI - 8	DİZAYN NOKTASI - 9
Cidar Kalınlığı	16 mm.	12 mm.	16 mm.
Civata Delik Çapı	7 mm.	11 mm.	11 mm.

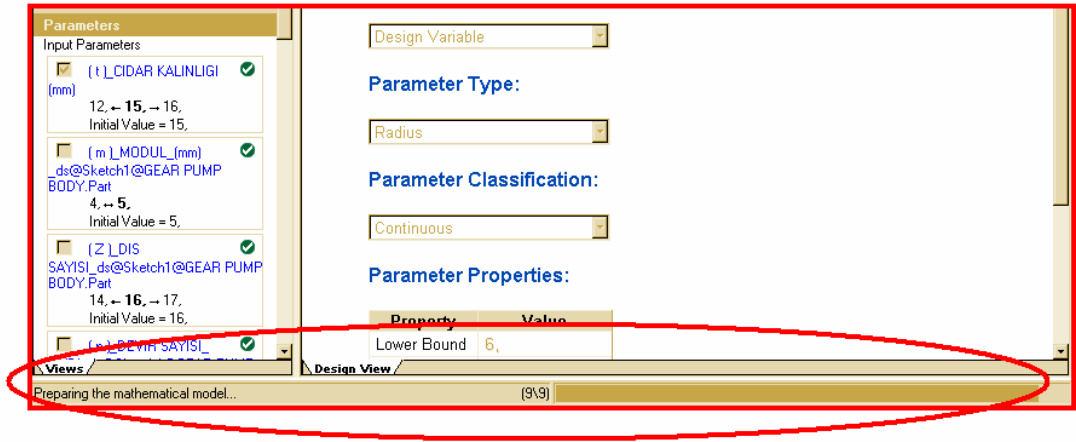
7.3.5. Dizayn noktalarının çözümü

Otomatik oluşturulan dizayn noktalarının tanımlanmasından sonra bu noktalara ait cevap değerlerinin belirlenmesi için Designxplorer çözümüne geçilir. Ara yüz içerisinde araç çubuklarında bulunan “RUN” ikonuna basılarak belirlenen noktalar için “çöz” komutu verilir (Şekil 7.11, Şekil 7.12). Designxplorer modülünde bu çalışma için DOE metodu seçilmiştir. Daha önce bahsedildiği gibi Designxplorer dizayn–cevap parametrelerine göre dizayn eğrisini oluşturmak için otomatik

tanımlanan her parametre değerine yeni bir sonlu elemanlar çözümü yapar ve bu çözümlere göre bir dizayn eğrisi oluşturur.



Şekil 7.11. “Run” ikonu , “Çöz” komutu



Şekil 7.12. Statü çubuğu - çözüm işlemi

7.3.6. Sonuçların görüntülenmesi

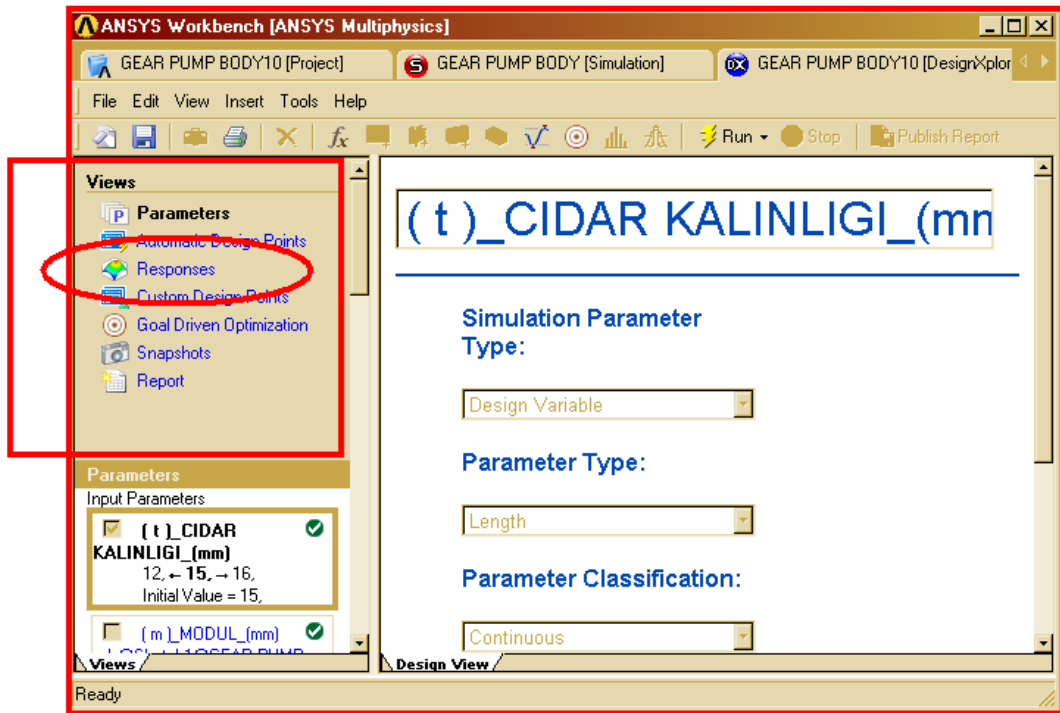
Designxplorer çözümünden sonra oluşturulan dizayn eğrisi ve sayısal değerleri (Şekil 7.13) 2 ve 3 boyutlu grafikler olarak görüntülenebilir. Dizayn noktalarının çözümünden sonra 3 boyutlu grafikleme ve bir dizayn yüzeyi görülebilir. Çözüm sonrası görünüm linklerinden “Responses” linki tıklanarak sonuçların grafik dökümü alınabilir (Şekil 7.14). Aynı zamanda çözümler sonucu oluşturulan dizayn yüzeyinin uygunluğu “Responses” linkinin altındaki detay penceresinde görmek mümkündür. Burada uygunluğu değerlendirmek için kolayca anlaşılabilir bir sınıflandırma yapılmıştır. Yaklaşım yıldızlar ile bir ölçü tanımlanmıştır (Şekil 7.15). Kullanılan yıldızların tanımlamaları tablo 7.3’ de verilmiştir.

Parameter	Design Point 1	Design Point 2	Design Point 3
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	14,	12,	16,
(Dd) CIVATA DELIK CAPI (mm)	9,	9,	9,
Geometry Mass	3,7944	3,2106	4,3927
Equivalent Stress 2 Maximum	172,71	207,41	158,5
Total Deformation 2 Maximum	2,5741e-002	3,4069e-002	2,0386e-002

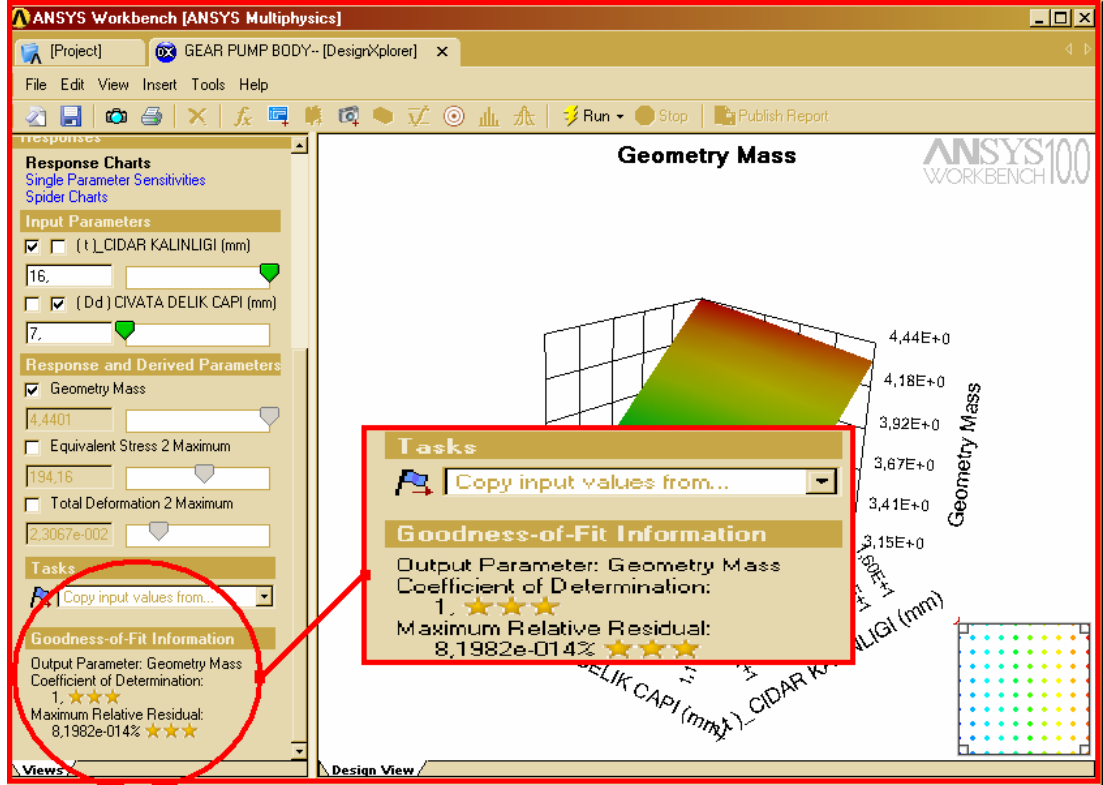
Parameter	Design Point 4	Design Point 5	Design Point 6
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	14,	14,	12,
(Dd) CIVATA DELIK CAPI (mm)	7,	11,	7,
Geometry Mass	3,8418	3,7352	3,258
Equivalent Stress 2 Maximum	210,95	150,58	244,21
Total Deformation 2 Maximum	2,9364e-002	2,27e-002	3,9086e-002

Parameter	Design Point 7	Design Point 8	Design Point 9
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	16,	12,	16,
(Dd) CIVATA DELIK CAPI (mm)	7,	11,	11,
Geometry Mass	4,4401	3,1514	4,3335
Equivalent Stress 2 Maximum	190,11	223,28	134,49
Total Deformation 2 Maximum	2,3069e-002	2,9978e-002	1,8094e-002

Şekil 7.13. Oluşturulan dizayn noktalarına göre cevap parametrelerinin sonuçları



Şekil 7.14. "Responses" linki - sonuçların görüntülenmesi

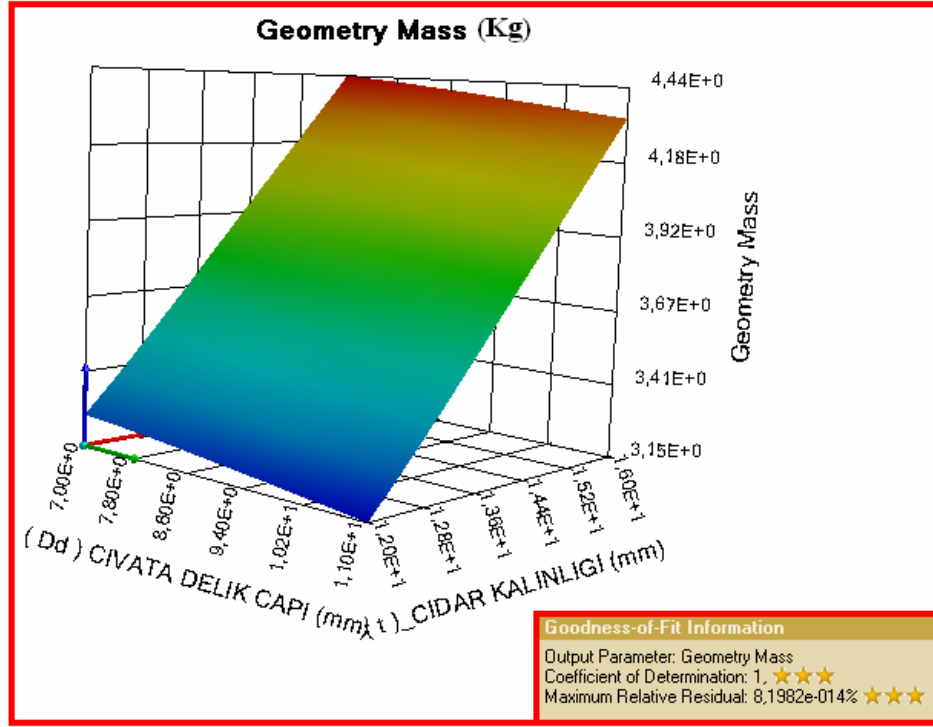


Şekil 7.15. Grafik detay penceresi ve dizayn yüzeyinin uygunluğu

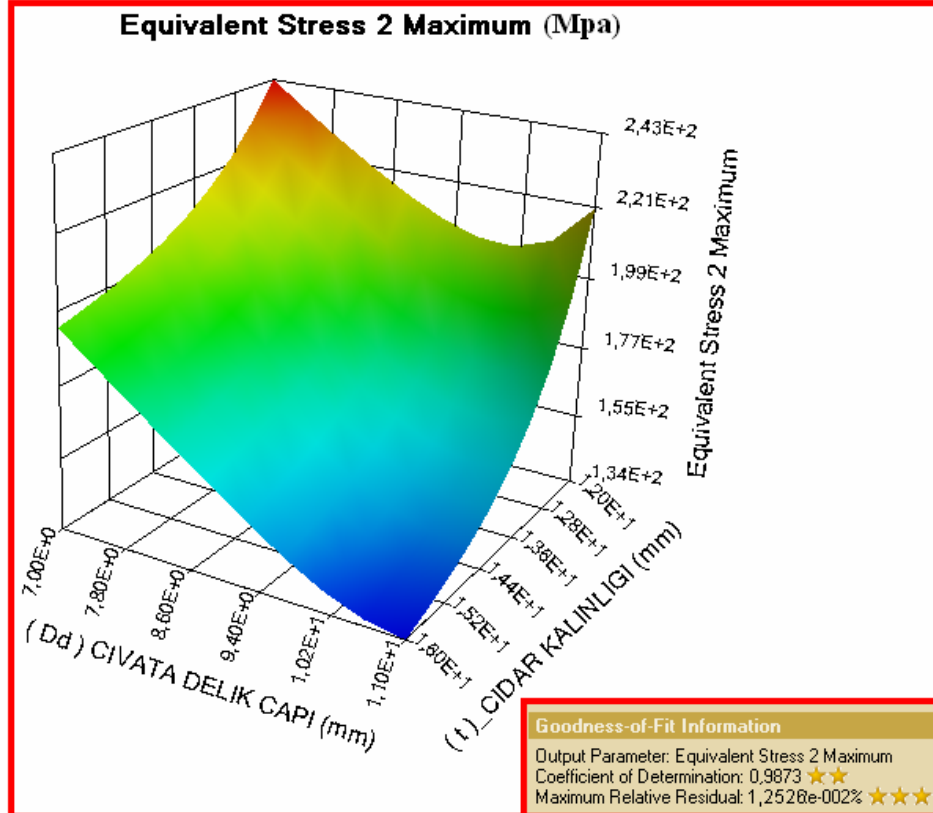
Tablo 7.3. Değerlendirmede kullanılan yıldız yaklaşımının tanımlamaları

★★★★	İşlem sonucuna bağlı en uygun oran
×××	İşlem sonucuna bağlı en uygun olamayan oran
—	İşlem sonucuna bağlı değişmeyen oran

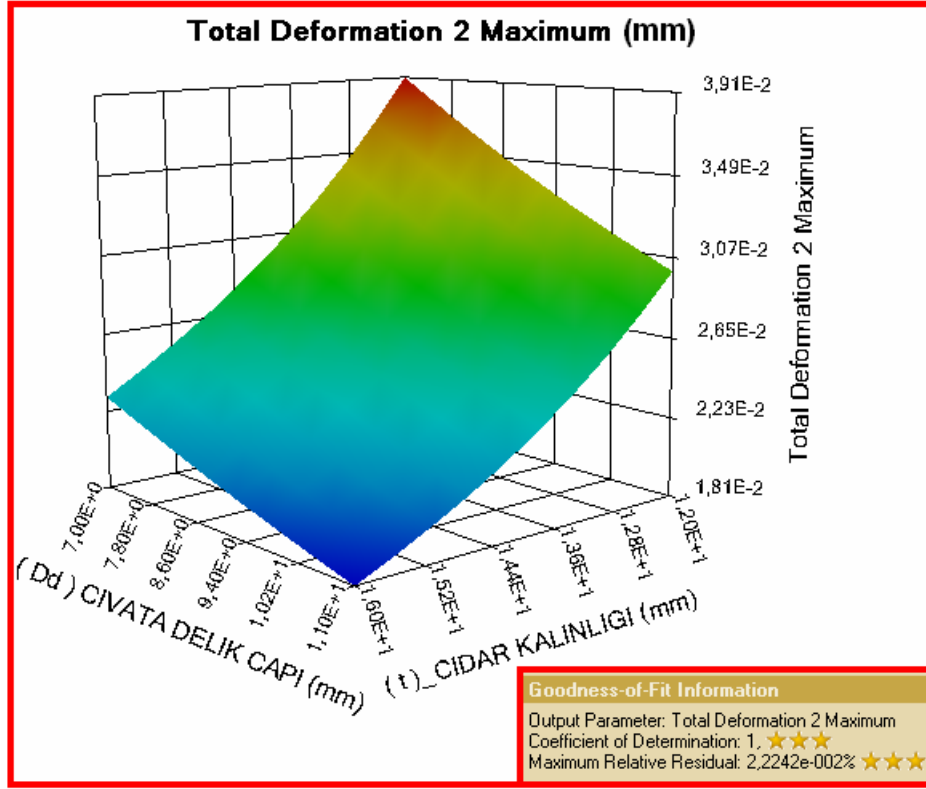
Cevap parametrelerinin yani ağırlık, maksimum eş değer gerilme ve maksimum yer değiştirme değerlerinin dizayn parametreleri, cidar kalınlığı ve civata delik çapına göre değişimleri 3 boyutlu grafiklerle ile şekil 7.16 - şekil 7.18’de görülebilir. Aynı zamanda dizayn parametrelerinin cevap parametrelerine göre değerlendirilmesi şekil 7.19 - şekil 7.24’de 2 boyutlu olarak verilmiştir.



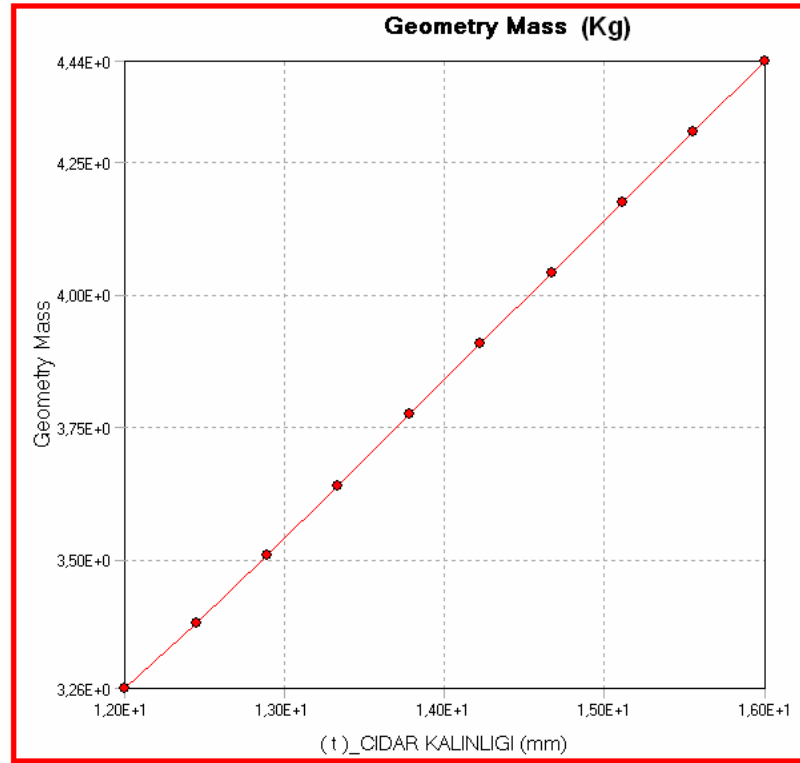
Şekil 7.16. Pompa ağırlığının cidar kalınlığı ve civata delik çapı ile değişimi (3 boyutlu grafikleme)



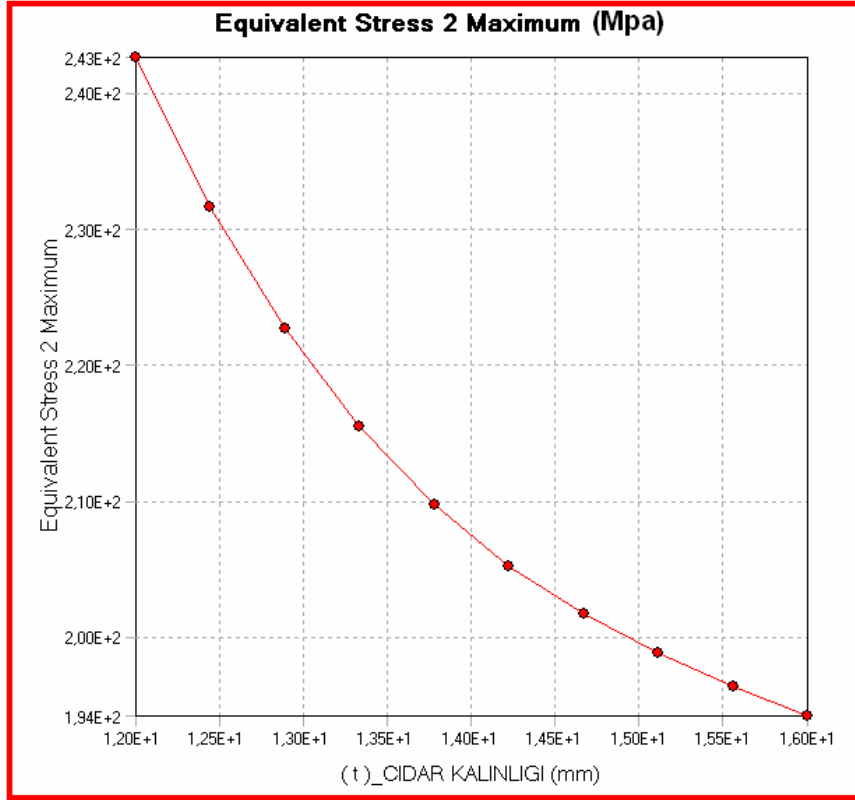
Şekil 7.17. Eşdeğer gerilmenin cidar kalınlığı ve civata delik çapı ile değişimi (3 boyutlu grafikleme)



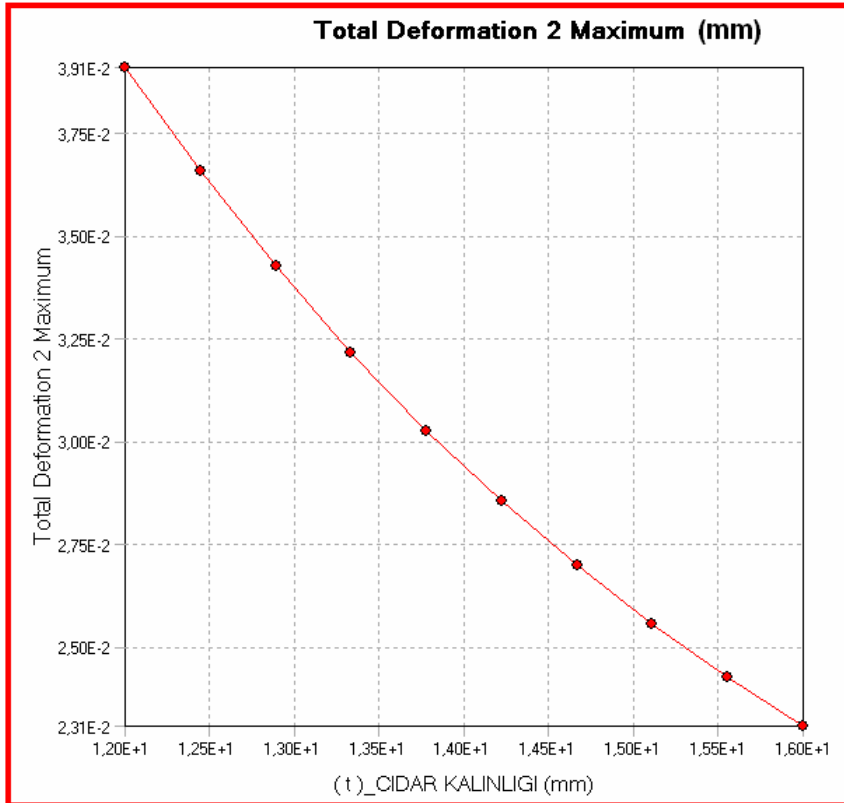
Şekil 7.18. Yer değiştirmenin cidar kalınlığı ve civata delik çapı ile değişimi (3 boyutlu grafikleme)



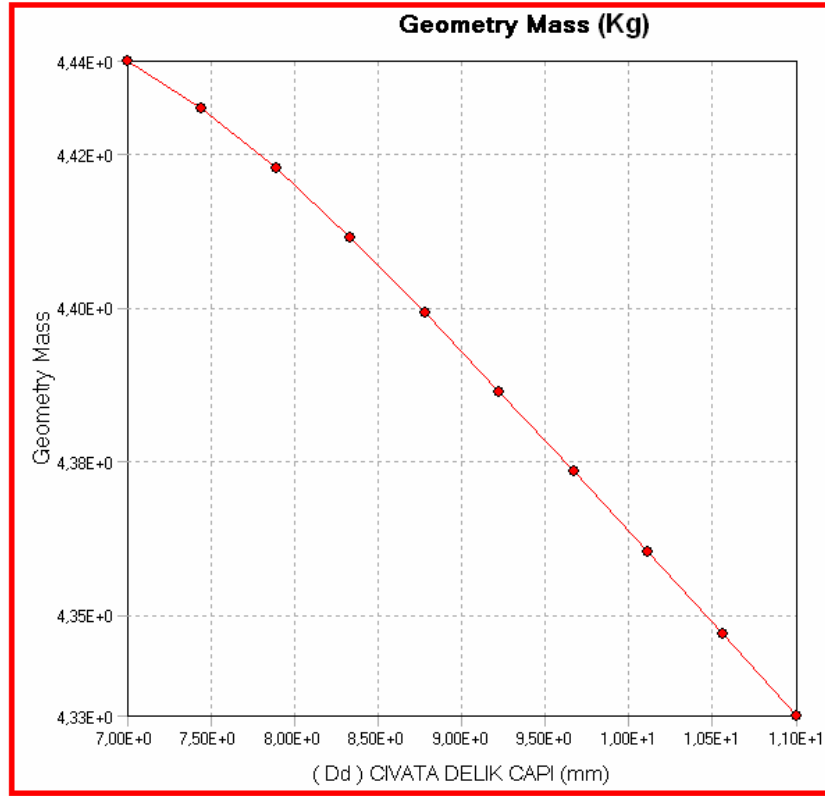
Şekil 7.19. Ağırlığın cidar kalınlığı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)



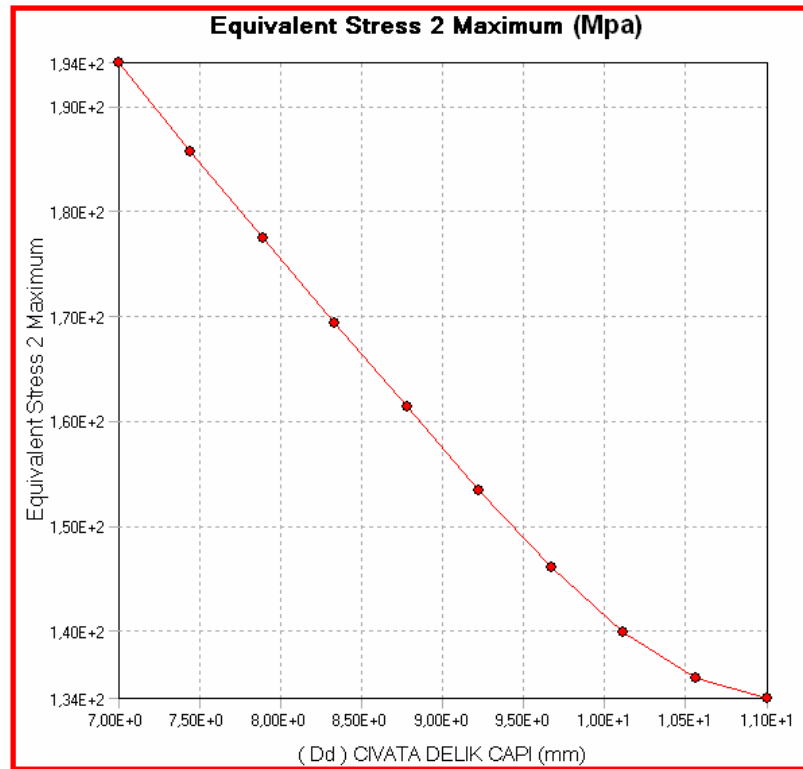
Şekil 7.20. Maksimum eşdeğer gerilmenin cidar kalınlığı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)



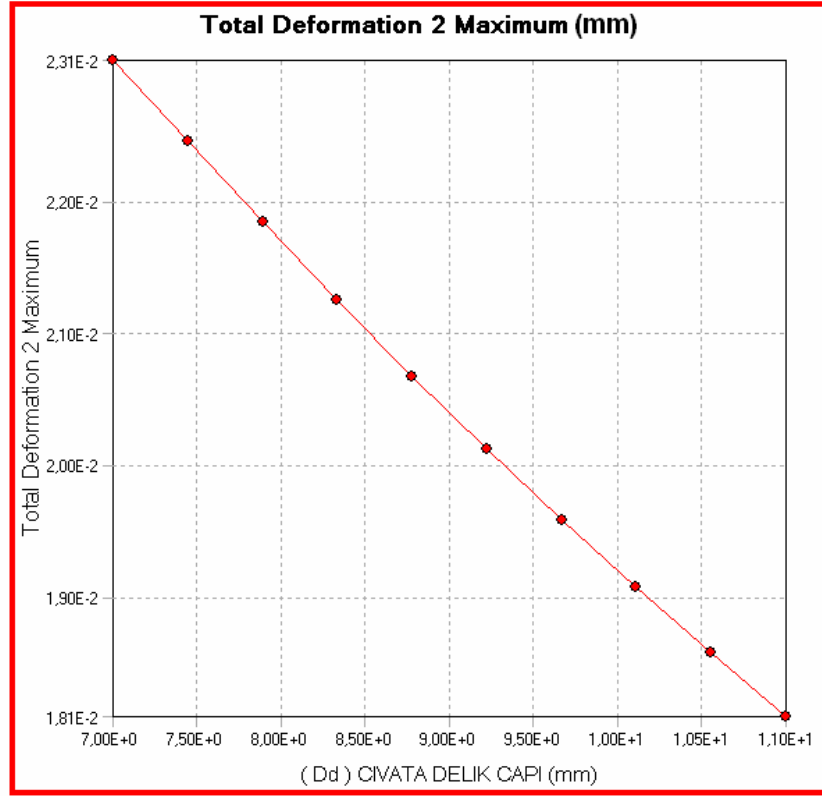
Şekil 7.21. Maksimum yer değiştirmenin cidar kalınlığı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)



Şekil 7.22. Ağırlığın civata delik çapı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)

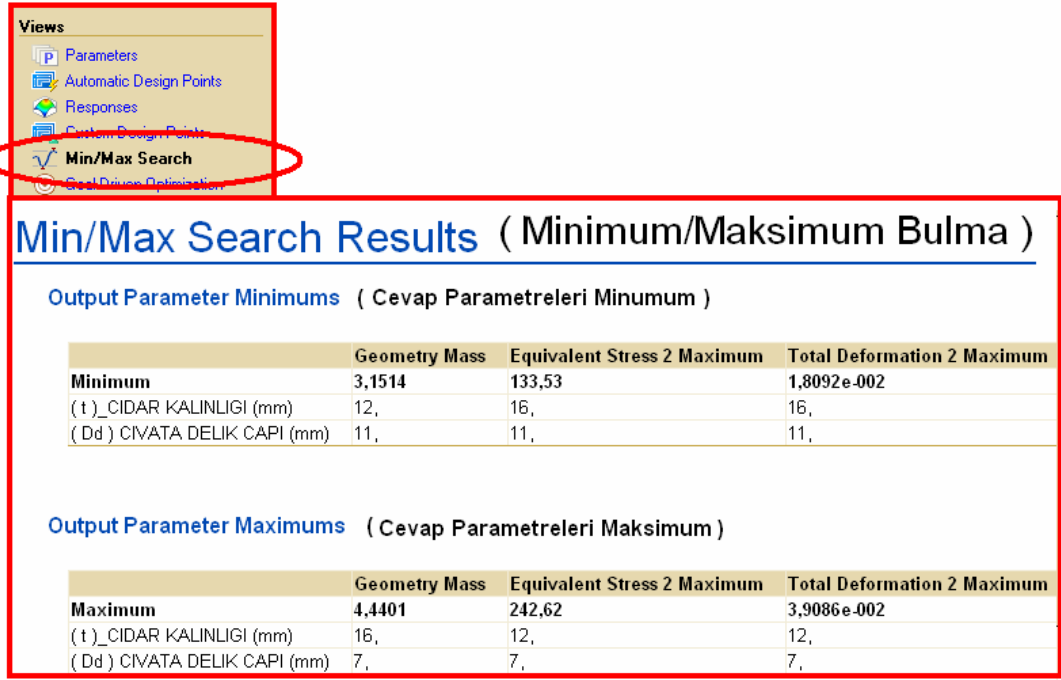


Şekil 7.23. Maksimum eş değer gerilmenin civata delik çapı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)



Şekil 7.24. Maksimum yer değiştirmenin civata delik çapı ile değişimi (2 boyutlu grafikleme)

Dizayn parametrelerinin değişimi ile cevap parametrelerinin nasıl değiştiği bu grafikler yardımıyla görülebilmektedir. 2 Boyutlu grafiklerin incelenmesiyle de açıkça görüldüğü gibi cidar kalınlığının artmasıyla ağırlık artmakta, maksimum eşdeğer gerilme ve maksimum yer değiştirme değerleri azalmaktadır. Benzer şekilde incelendiğinde civata delik çapının büyümesiyle ağırlık, maksimum eşdeğer gerilme ve maksimum yer değiştirme değerleri azalmaktadır. Bununla beraber her iki dizayn değişkenin her bir cevap parametreleri ile olan ilişkisi 3 boyutlu grafikler yardımıyla değerlendirilebilir. Tasarımcı bu grafikler yardımıyla tasarımına yön verebilir. Ayrıca görünüm linklerinden “Max/Min Search” (Maksimum ve minimum bulma) linki tıklanarak cevap parametrelerinin dizayn değişkenlerine bağlı maksimum ve minimum değerleri görüntülenebilir (Şekil 7.25). Kullanıcı arzulanan amaç doğrultusunda uygun dizayn parametrelerini gözlemleyebilir. Grafiklemenin ardından en uygun dizayn parametrelerinin belirlenmesi için Designxplorer “Goal driven optimization” yaklaşımına geçilebilir.



Şekil 7.25. Maksimum ve minimum bulma

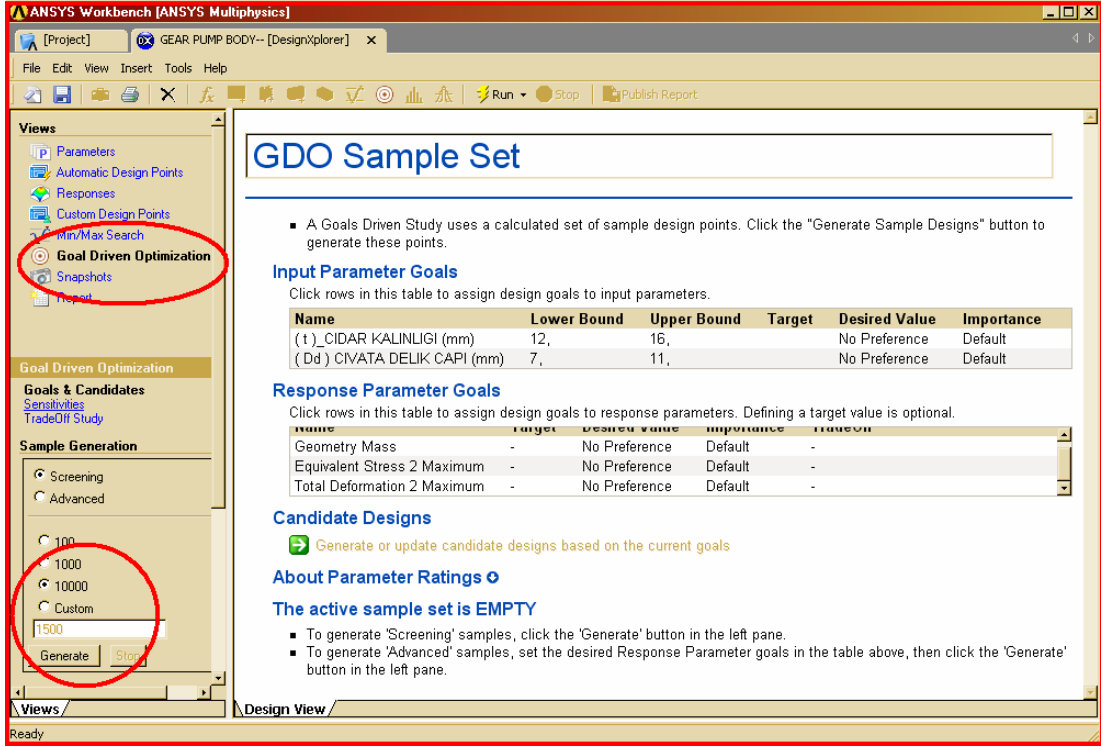
7.3.7. "Goal Driven Optimization" (GDO) (Amaçlanan Optimizasyon)

GDO yaklaşımı ile dizayn için belirlenen sınırlamalar ve hedef fonksiyon doğrultusunda dizayn değişkenlerinin hangi değerleri alacağı değerlendirilir. GDO yaklaşımı, kurulan parametreler doğrultusunda en iyi dizayn değerlerini belirlemek için kullanılan bir metottür. [27] GDO yaklaşımı ile çalışırken belirli bir akış adımları ile hareket edilir. Bu adımlar şu şekilde sıralanır.

- Dizayn değişkenleri ve cevap parametrelerinin tanımlanması
- Örnek dizaynlardan oluşan bir aday setinin oluşturulması
- Hedef fonksiyonun tanımlanması
- En uygun dizaynın belirlenmesi

GDO yaklaşımına görünüm linklerinden "Goal Driven Optimization" linki tıklanarak geçilebilir (Şekil 7.26). Bu yaklaşım için ilk önce aktif dizayn örneklerinden oluşan bir dizayn seti yaratılmalıdır. Dizayn örneklerini yaratmak için detay penceresinde "Sample Generation" (Örnek yaratma) sekmesinden kaç örnek ile çalışılacağı belirlenir. Bu sekmede program tarafından tanımlanmış değerlerden

yararlanılabileceği, iterasyon sayılarıyla ilgili tanımlamaların yapıldığı ileri seviye seçimlerinin girilebileceği gibi kullanıcıda örnek sayısını belirtebilir. Pompa gövdesi çalışması için program tarafından tanımlanmış 10000 örnek seçeneği ile örnek noktalar yaratılmıştır (Şekil 7.26).



Şekil 7.26. GDO ekranı ve örnek dizayn noktalarının yaratılması

Dizayn setlerinin oluşturulmasından sonra hedef fonksiyon doğrultusunda ulaşılmak istenilen değerler, sınırlamalar ve öncelikleri tanımlanır (Şekil 7.27). Pompa gövdesi çalışması için hedef fonksiyon minimum cidar kalınlığıdır. Bunun yanında dizayn değişkeni olan cıvata delik çapı, cevap parametreleri; ağırlık, gerilme ve yer değiştirme değerlerinin de hangi değerler arasında istendiği tanımlanmalıdır. Bunun için program içerisinde aşağıdaki tablo 7.4’de verilen istekler doğrultusunda 3 Aday dizayn için tanımlamalar yapılmıştır. Tanımlamalar sonunda her aday dizaynın kendi içerisinde 3 alt dizayn sonucu görülebilmektedir. Bu alt dizaynlardan kullanıcı GDO yaklaşımı için referans alınacak uygun bir dizaynı seçer. Bu işlem “insert selected candidate as a soft design” linkinin tıklanmasıyla gerçekleşir (Şekil 7.28).

“soft desing point” Olarak tanımlanan bu dizayn noktaları değerleri tamamen Designxplorer içinde sınırlamalar dahilinde çözülmüş ve ileride kullanılmak üzere saklanacak sonuçlardır.

Desired Value

Near Midpoint

No Preference

Near Lower Bound

Near Midpoint

Near Upper Bound

Importance

Default

Higher

Default

Lower

Input Parameter Goals

Name	Lower Bound	Upper Bound	Target	Desired Value	Importance
(t)_CIDAR KALINLIĞI (mm)	12,	16,		Near Midpoint	Default
(Dd)_CIVATA DELİK CAPI (mm)	7,	11,		No Preference	Default

Response Parameter Goals

Name	Target	Desired Value	Importance	TradeOff
Geometry Mass		No Preference	Default	
Equivalent Stress 2 Maximum		No Preference	Default	
Total Deformation 2 Maximum		No Preference	Default	

Candidate Designs

Target	Desired Value
111	Near Target
	Near Target
	Less Than Target
	Greater Than Target

Desired Value

No Preference

No Preference

Minimum Possible

Maximum Possible

Şekil 7.27. Aday dizaynlar için düşünülen değerlerin girilmesi

Minumum Cidar Kalınlığı Aday dizayn 1

Input Parameter Goals

Name	Lower Bound	Upper Bound	Target	Desired Value	Importance
(t)_CIDAR KALINLIĞI (mm)	12,	16,		Near Lower Bound	Higher
(Dd)_CIVATA DELİK CAPI (mm)	7,	11,		Near Lower Bound	Higher

Response Parameter Goals

Name	Target	Desired Value	Importance	TradeOff
Geometry Mass		Minimum Possible	Higher	On
Equivalent Stress 2 Maximum		Minimum Possible	Higher	On
Total Deformation 2 Maximum		Minimum Possible	Higher	On

Candidate Designs

Parameter	Candidate A	Candidate B	Candidate C
(t)_CIDAR KALINLIĞI (mm)	12,385	12,316	12,379
(Dd)_CIVATA DELİK CAPI (mm)	9,0588	8,6369	8,215
Geometry Mass	3,3138 kg	3,3068 kg	3,3356 kg
Equivalent Stress 2 Maximum	199,26 MPa	207,16 MPa	212,15 MPa
Total Deformation 2 Maximum	3,2056e-002 mm	3,3308e-002 mm	3,3966e-002 mm

Insert selected candidate as a soft design

Şekil 7.28. Alt aday dizaynlar-sonuçların görüntülenmesi ve seçilmesi

Tablo 7.4. Aday dizayn değerleri oluşturulurken tanımlanan açıklamalar

DİZAYN DEĞİŞKENLERİ						
Parametreler	Alt Limit	Üst Limit	Hedef Değer	İstenilen Değer	Önem Derecesi	
Cıdar Kalınlığı (t) (mm)	12	16	--	Alt limite yakın	Yüksek	Aday 1
Cıvata Delik Çapı (Dd) (mm)	7	11	--	Alt limite yakın	Yüksek	
Cıdar Kalınlığı (t) (mm)	12	16	--	Alt limite yakın	Yüksek	Aday 2
Cıvata Delik Çapı (Dd) (mm)	7	11	--	Üst limite yakın	Yüksek	
Cıdar Kalınlığı (t) (mm)	12	16	--	Alt limite yakın	Yüksek	Aday 3
Cıvata Delik Çapı (Dd) (mm)	7	11	--	Alt ve üst limit ortası	Yüksek	
CEVAP PARAMETRELERİ						
Parametreler	Hedef Değer		İstenilen Değer		Önem Derecesi	
Ağırlık (Kg)	--		Mümkün Minimum		Yüksek	Aday 1
Maks. Gerilme (Mpa)	--		Mümkün Minimum		Yüksek	
Maks. Yer Değiş. (mm)	--		Mümkün Minimum		Yüksek	
Ağırlık (Kg)	--		--		--	Aday 2
Maks. Gerilme (Mpa)	250		Hedef değerden küçük		Yüksek	
Maks. Yer Değiş. (mm)	--		Mümkün Minimum		Yüksek	
Ağırlık (Kg)	--		Mümkün Minimum		Yüksek	Aday 3
Maks. Gerilme (Mpa)	--		Mümkün Maksimum		Yüksek	
Maks. Yer Değiş. (mm)	--		Mümkün Minimum		Yüksek	

Alt dizayn değerlerinin seçiminden sonra bu dizayn değerleri “custom design point” (Kullanıcı dizayn noktaları) linkinin altında ayrı ayrı veya toplu şekilde görüntülenebilir. Alt dizayn seçimleri ve sonuçları ayrı ayrı şekil 7.29, şekil 7.30, ve şekil 7.31’de, toplu olarak şekil 7.32’de görülmektedir.

Minumum Cidar Kalınlığı Aday dizayn 1

- A Goals Driven Study uses a calculated set of sample design points. Click the "Generate Sample Designs" button to generate these points.

Input Parameter Goals

Click rows in this table to assign design goals to input parameters.

Name	Lower Bound	Upper Bound	Target	Desired Value	Importance
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	12,	16,		Near Lower Bound	Higher
(Dd) CIVATA DELIK CAPI (mm)	7,	11,		Near Lower Bound	Higher

Response Parameter Goals

Click rows in this table to assign design goals to response parameters. Defining a target value is optional.

Name	Target	Desired Value	Importance	TradeOff
Geometry Mass	-	Minimum Possible	Higher	On
Equivalent Stress 2 Maximum	-	Minimum Possible	Higher	On
Total Deformation 2 Maximum	-	Minimum Possible	Higher	On

Candidate Designs

Generate or update candidate designs based on the current goals

Parameter	Candidate A	Candidate B	Candidate C
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	12,385	12,316	12,379
(Dd) CIVATA DELIK CAPI (mm)	9,0588	8,6369	8,215
Geometry Mass	3,3138 kg	3,3068	3,3356 kg
Equivalent Stress 2 Maximum	199,26 MPa	207,16	212,15 MPa
Total Deformation 2 Maximum	3,2056e-002 mm	3,3308e-002	3,3966e-002 mm

Insert selected candidate as a soft design

Şekil 7.29. Aday dizayn-1 ve sonuçları

Minumum Cidar Kalınlığı Aday dizayn 2

- A Goals Driven Study uses a calculated set of sample design points. Click the "Generate Sample Designs" button to generate these points.

Input Parameter Goals

Click rows in this table to assign design goals to input parameters.

Name	Lower Bound	Upper Bound	Target	Desired Value	Importance
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	12,	16,		Near Lower Bound	Higher
(Dd) CIVATA DELIK CAPI (mm)	7,	11,		Near Upper Bound	Higher

Response Parameter Goals

Click rows in this table to assign design goals to response parameters. Defining a target value is optional.

Name	Target	Desired Value	Importance	TradeOff
Geometry Mass	-	No Preference	Default	-
Equivalent Stress 2 Maximum	250, MPa	Less Than Target	Higher	Off
Total Deformation 2 Maximum	-	Minimum Possible	Higher	On

Candidate Designs

Generate or update candidate designs based on the current goals

Parameter	Candidate A	Candidate B	Candidate C
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	12,102	12,717	13,331
(Dd) CIVATA DELIK CAPI (mm)	10,985	10,99	10,988
Geometry Mass	3,1792 kg	3,3511 kg	3,533 kg
Equivalent Stress 2 Maximum	213,54 MPa	185,14 MPa	166,48 MPa
Total Deformation 2 Maximum	2,9552e-002 mm	2,7012e-002 mm	2,4801e-002 mm

Insert selected candidate as a soft design

Şekil 7.30. Aday dizayn-2 ve sonuçları

Minimum Cidar Kalınlığı Aday dizayn 3

■ A Goals Driven Study uses a calculated set of sample design points. Click the "Generate Sample Designs" button to generate these points.

Input Parameter Goals
Click rows in this table to assign design goals to input parameters.

Name	Lower Bound	Upper Bound	Target	Desired Value	Importance
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	12,	16,		Near Lower Bound	Higher
(Dd) CIVATA DELIK CAPI (mm)	7,	11,		Near Midpoint	Higher

Response Parameter Goals
Click rows in this table to assign design goals to response parameters. Defining a target value is optional.

Name	Target	Desired Value	Importance	TradeOff
Geometry Mass	-	Minimum Possible	Higher	On
Equivalent Stress 2 Maximum	-	Maximum Possible	Higher	On
Total Deformation 2 Maximum	-	Minimum Possible	Higher	On

Candidate Designs

Generate or update candidate designs based on the current goals

Parameter	Candidate A	Candidate B	Candidate C
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	12,001	12,002	12,001
(Dd) CIVATA DELIK CAPI (mm)	9,0002	9,5002	10,
Geometry Mass	3,2108 kg	3,1967 kg	3,1818 kg
Equivalent Stress 2 Maximum	211,39 MPa	206,08 MPa	204,03 MPa
Total Deformation 2 Maximum	3,4068e-002 mm	3,296e-002 mm	3,1922e-002 mm

Insert selected candidate as a soft design

Şekil 7.31. Aday dizayn-3 ve sonuçları

Design Comparison

This table provides a comparison of your designs.

Parameter	Design Point 1	Design Point 2	Design Point 3
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	12,316	12,102	12,001
(Dd) CIVATA DELIK CAPI (mm)	8,6369	10,985	9,0002
Geometry Mass	3,3068	3,1792	3,2108
Equivalent Stress 2 Maximum	207,16	213,54	211,39
Total Deformation 2 Maximum	3,3308e-002	2,9552e-002	3,4068e-002

Şekil 7.32. Aday dizayn 1-2-3 ve sonuçların toplu gösterimi ve karşılaştırılması

Bu sonuçlar tamamen designxplorer içerisinde çözülmüştür. Bu aşama ana değerlendirme aşamasıdır. Pompa gövdesi minimum cidar kalınlığı optimizasyon çalışması için designxplorer'da yapılan çalışma sonucunda şekil 7.32'deki aday dizaynlar elde edilmiş ve karşılaştırılmıştır. Bu sonuçlar aday dizaynların yaratılması sırasında verilen hedef tanımlamaları ve sınırlamalarına göre ortaya çıkan sonuçlardır. Bu çalışmada aday dizayn 3 noktası için tanımlanan hedefler ve sınırlamalar doğrultusunda ortaya çıkan sonuçlar diğer sonuçlarla karşılaştırıldığında minimum cidar kalınlığı, minimum ağırlık, minimum yer değiştirmeye göre daha uygun olduğu, gerilme değerinin ise malzemenin akma mukavemeti sınırının altında kaldığı görülmektedir. Bu değerler altında programın verdiği uygunluk derecesi de

göz önüne alınarak pompa gövdesi tasarımı dizayn değişkenleri Aday dizayn 3 noktası değerlerine göre referans alınarak yenilenecektir.

Seçilen dizayn değerlerinin katı model geometrisine uygunluğu, kontrolü ve tekrar analizde doğrulanması için bir aşama daha vardır. Designxplorer'da aday dizayn 3 penceresinde "Generate a hard reference design based on the input parameter values" linki tıklanarak son bir kontrol yapılır (Şekil 7.33). Buradaki "Hard design point" diye tanımlanan değerler tamamen Ansys WB simülasyon modülünde yapılan analiz sonuçlarıdır (Şekil 7.34).

Design Point 3

Input Parameters
All parameter ratings were determined with respect to the current goals.

Name	Value	Rating
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	12,001	★★★
(Dd)_CIVATA DELIK CAPI (mm)	9,0002	★★★

Soft Response Parameters
The response parameter values listed below are predictions based on the response surface set. Generate a reference design to obtain response values based on an analysis solution.

Name	Value	Rating
Geometry Mass	3,2108	★★★
Equivalent Stress 2 Maximum	211,39	★
Total Deformation 2 Maximum	3,4068e-002	× ×

Tasks

- Generate a hard reference design based on the input parameter values
- Make this design current

My Assessment
Design Rating:

Şekil 7.33. "Hard design point" linki

Design Comparison

This table provides a comparison of your designs.

Parameter	Design Point 3	Reference Design Point 1
(t)_CIDAR KALINLIGI (mm)	12,001 ★★★	12,001 ★★★
(Dd)_CIVATA DELIK CAPI (mm)	9,0002 ★★★	9,0002 ★★★
Geometry Mass	3,2108 ★★★	3,2108 ★★★
Equivalent Stress 2 Maximum	211,39 ★	211,39 ★
Total Deformation 2 Maximum	3,4068e-002 × ×	3,4068e-002 × ×

Şekil 7.34. Dizayn değerleri sonuçlarının kontrolü

Yapılan optimizasyon çalışması sonrası gövde cidar kalınlığı ve ağırlıkta iyileştirme yapılmıştır. Buna karşılık gerilme ve yer değiştirme değerlerinin pompa çalışmasını kötü yönde etkilemeyecek sınırlarda tutulmasına dikkat edilmiştir. Tanımlanan sınırlamalar ve hedef fonksiyon doğrultusunda ve kabul edilebilir gerilme ve yer değiştirme optimizasyon öncesi ve sonrası değerleri tablo 7.5’de görülmektedir.

Tablo 7.5. Dizayn değişkenlerinin ve cevap parametrelerinin optimizasyon öncesi ve sonrası değerleri

	OPTİMİZASYON ÖNCESİ DEĞERLER	OPTİMİZASYON SONRASI DEĞERLER
Cidar Kalınlığı (t) [mm]	15	12,001
Cıvata Delik Çapı (Dd) [mm]	8	9,002
Ağırlık [Kg]	4,1169	3,2108
Maks. Eşdeğer Gerilme [Mpa]	180,77	211,39
Maks. Yer Değiştirme [mm]	$2,430 \times 10^{-2}$	$3,4068 \times 10^{-2}$

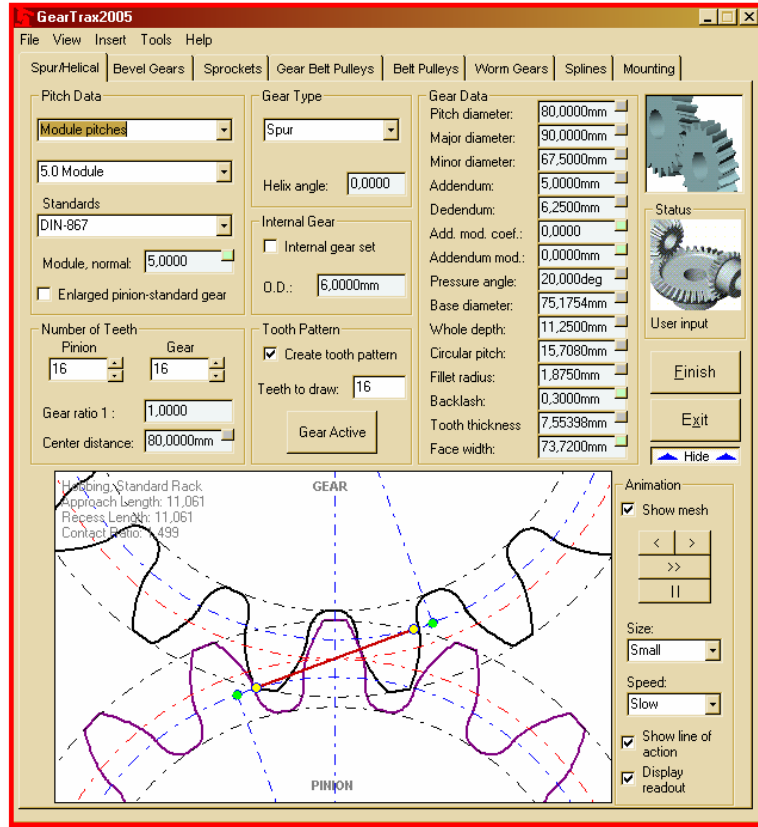
Böyle bir çalışma ile imalata gidilirken; optimizasyon çalışması sonrası çıkan sonuçlar, tasarımcı tarafından sistemin çalışma koşulları ve seçilen malzemenin yük altında çalışma ömrü dikkate alınarak değerlendirilmelidir. Değerlendirme sırasında standart makine elemanları göz önüne alınmalıdır. Malzemenin çalışma ömrü malzemeye ait yorulma diyagramından tespit edilebilir. Optimizasyon çalışması ve değerlendirme sonrası tasarımcı, kullanılacak malzeme ve standart makine elemanları boyutlarına göre dizayn değişkenlerinin değerlerini seçip, son bir analiz ile son kontrolünü yaparak sonuca gitmelidir.

8. POMPA DIŞLİLERİNİN GERİLME ANALİZİ

Dişli pompa dişlilerinin çalışma şartları ve pompa içerisinde girişten çıkışa doğru artan basınç dağılımından ötürü maruz kaldıkları zorlanmalar bölüm II’de teorik olarak ele alınmıştır. Bu dengesiz basınç dağılımından ötürü pompanın çalışması sırasında dişliler, özellikle diş diplerinde zorlanma ve temas yüzeylerinde aşınma olmak üzere iki kritik durumla karşı karşıya kalırlar. Pompanın çalışması sırasında, her iki durumunda incelenmesi için takip eden bölümlerde dişli çarkların çalışma şartları 3 boyutlu olarak simule edilmiştir. Dişli pompaya ait dişlilerin gerilme analizi için sonlu elemanlar metodu paket programı Ansys WB kullanılmıştır.

8.1. Pompa Dişlilerinin 3 Boyutlu Modellenmesi ve Ansys WB İçerisine Aktarılması

Dişlilerin 3 boyutlu olarak modellenmesi ve montajı Solidworks ortamında gerçekleştirilmiştir. 3 Boyutlu modelleme, Solidworks altında çalışan ve ayrı bir modül olarak eklenen “GEARTRAX” adında dişli çark parametrelerine ve standartlarına bağlı 3 boyutlu katı modeller üreten bir dişli çark yazılımı kullanılarak yapılmıştır. Geartrax yazılımının ara yüzü şekil 8.1’de verilmiştir.

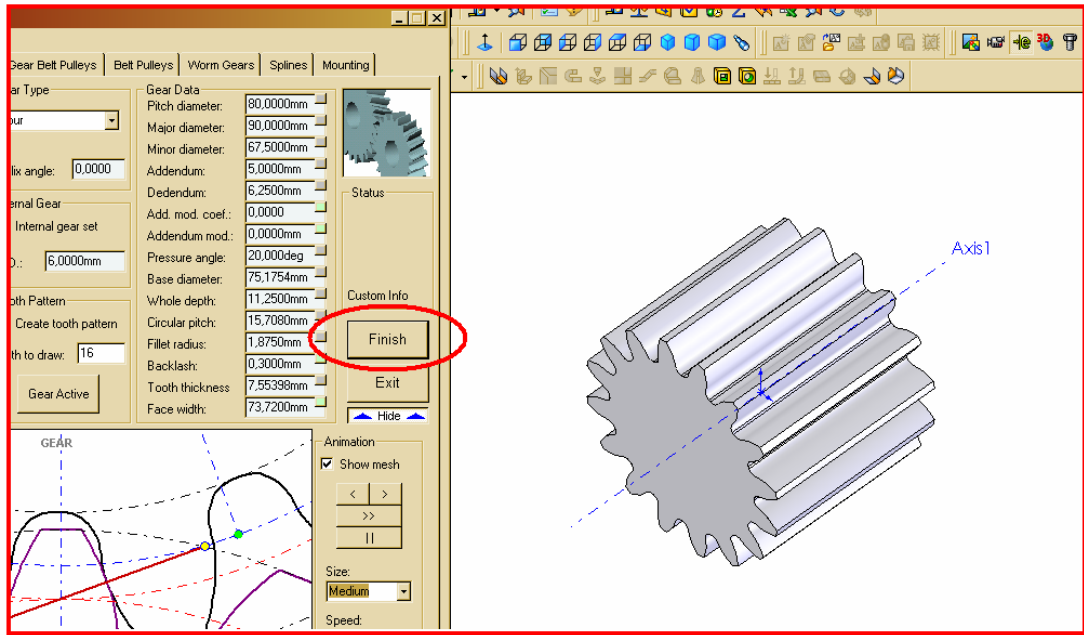


Şekil 8.1. "GEARTRAX", 3 Boyutlu dişli çark modelleme yazılımı ara yüzü

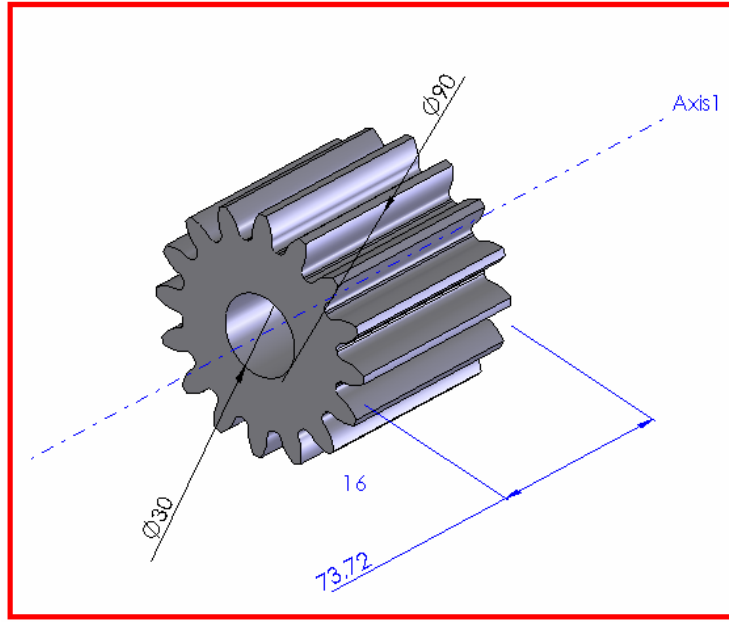
Modellenen pompa gövdesine uygun olarak dişlilerin boyutlandırılması için yazılıma modül, diş sayıları, dişli üretim standardı, dişli genişliği parametreleri girilmiştir. Dişli çarkların boyutlandırılmasında kullanılan diğer parametreler yazılım tarafından dişli çark boyutlandırma denklemleri ile birbirine bağlı, otomatik olarak hesaplanmaktadır. Analiz için kullanılan dişli çark parametreleri ve değerleri tablo 8,1'de verilmiştir. Bu parametrelere bağlı oluşturulan 3 boyutlu dişli katı modeli, yazılımın "finish" sonlandır ikonuna basılarak Solidworks penceresi içerisinde otomatik olarak oluşturulmuştur (Şekil 8.2). Oluşturulan model şekil 8.3'de görülmektedir. Katı modelde analizde kullanılması amacı ile merkezinden 30 mm. çapında bir boşaltma yapılmıştır. Bu işlemin ardından katı model Solidworks montaj modülüne aktarılarak çalışma konumlarına göre montajı yapılmıştır (Şekil 8.4). Montajı yapılan dişli çark katı modeli Ansys WB içerisine "plug-in" özelliği ile aktarılmıştır (Şekil 8.5).

Tablo 8.1. Dişli çark boyutlandırma parametreleri değerleri

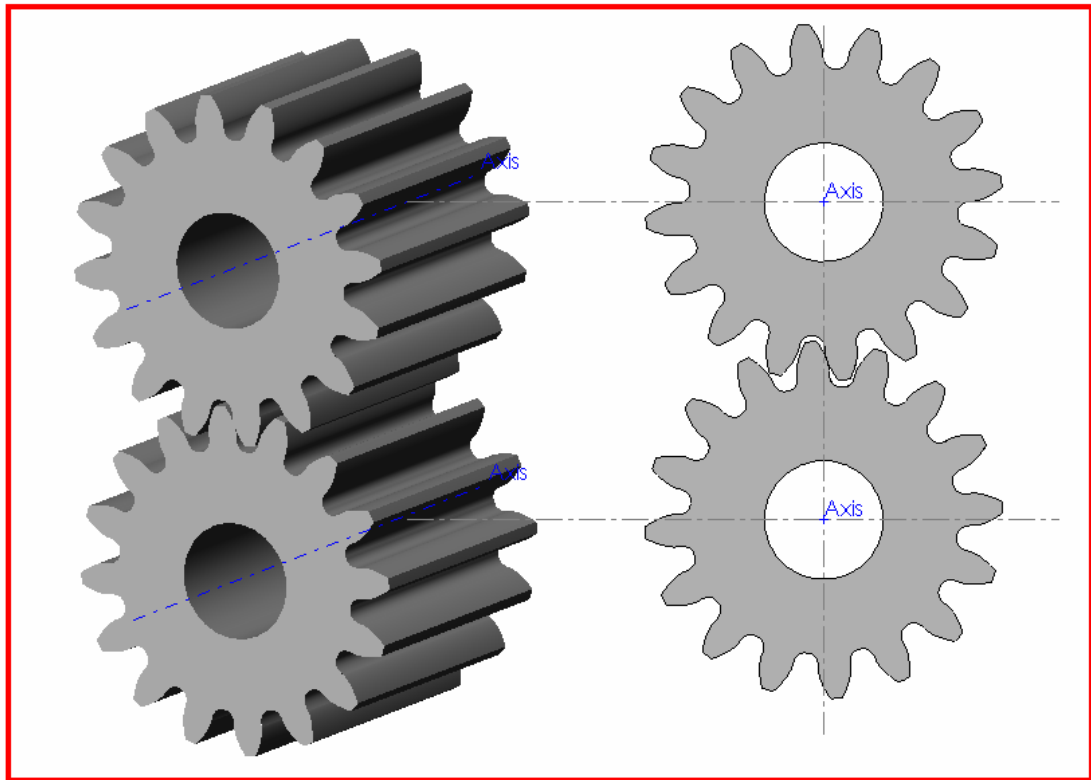
GİRİLEN PARAMETRELER		HESAPLANAN PARAMETRELER	
Modül (m) [mm]	5	Bölüm Dairesi Çapı (Db) [mm]	80
Diş Sayısı (z)	16	Diş Üstü Çapı (Da) [mm]	90
Dişli Üretim Standardı	DIN 867	Diş Dibi Çapı (Df) [mm]	67,5
Diş Genişliği (b) [mm]	73,72	Kavrama Açısı (α) [°]	20
		Temel Dairesi Çapı (Dt) [mm]	75,1754
		Adım (t) [mm]	15,7080
		Diş Üstü Yüksekliği (h1) [mm]	5
		Diş Dibi Yüksekliği (h2) [mm]	6,25
		Eksenler Arası Mesafe (a) [mm]	80



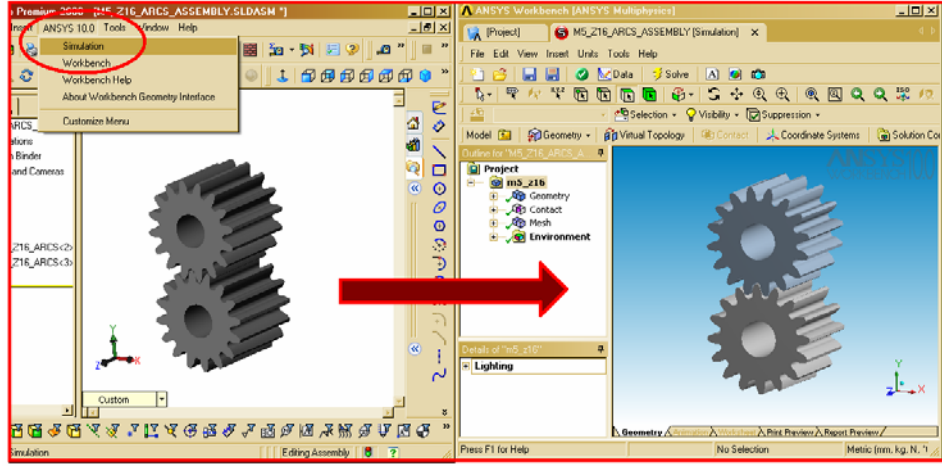
Şekil 8.2. “GEARTRAX” ile oluşturulan 3 boyutlu dişli katı modeli



Şekil 8.3. Katı modelin montaja ve analize hazırlanması



Şekil 8.4. Dişlilerin montajı



Şekil 8.5. "Plug-in" Özelliği ve katı modelin Ansys WB içerisine aktarılması

8.2. Pompa Dişlilerinin Analizi

8.2.1. Pompa dişlileri için sınır koşulları

Pompa dişlilerinin analizine gidilirken, dişlilerin en çok zorlandığı an olan tek dişin temasta olduğu an göz önüne alınmıştır. Bununla beraber pompanın çalışması sırasında girişten çıkışa doğru artan basınç dağılımı, diş boşluklarına karşılık gelen basınçlar, gövde analizde hesaplandığı gibi denklem 2.7'de verilen $P = P_{max} \cdot (\beta / \pi)$ bağıntısına göre hesaplanarak dişli diş boşluklarına uygulanmıştır (Şekil 8.6).

Her diş boşluğuna karşılık gelen açı ($360^\circ / \text{Diş sayısı}$) : $[360^\circ / 16] = 22,5^\circ$

$$P_{\min} = 0 \quad [\text{bar}]$$

$$P_{\max} = 100 \quad [\text{bar}]$$

$$P_1 = 12,5 \quad [\text{bar}]$$

$$P_2 = 25 \quad [\text{bar}]$$

$$P_3 = 37,5 \quad [\text{bar}]$$

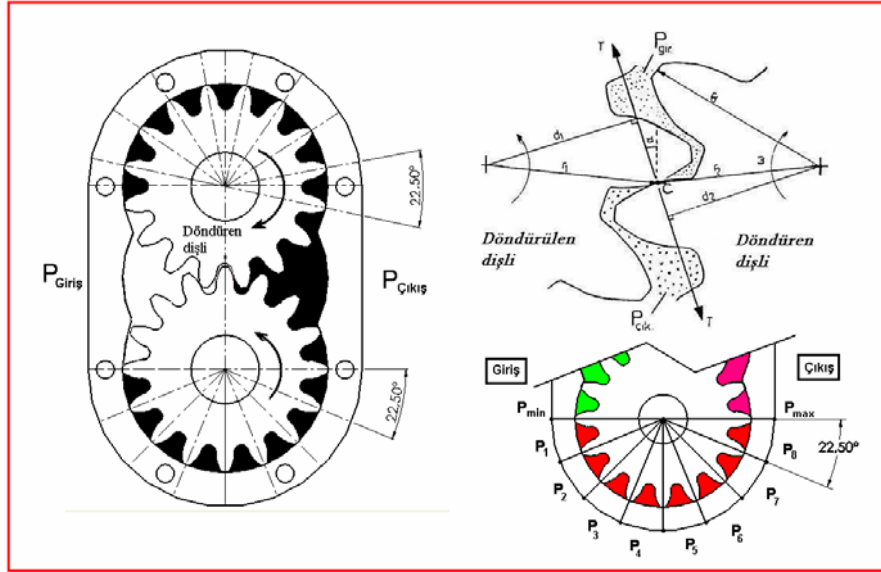
$$P_4 = 50 \quad [\text{bar}]$$

$$P_5 = 62,5 \quad [\text{bar}]$$

$$P_6 = 75 \quad [\text{bar}]$$

$$P_7 = 87,5 \quad [\text{bar}]$$

$$P_8 = 100 \quad [\text{bar}]$$



Şekil 8.6. Dişli pompa dişlileri üzerine etkiyen basınçlar

Analiz, Akışkan kaçağının hiçbir bölgede olmadığı, tek dişin temasta olduğu anda döndürülen dişlinin sabit olduğu kabulü ve döndüren dişliye verilen tahrik momentinin uygulanması ile simüle edilmiştir. Bu tahrik momentini, denklem 2.5’ de verilen ifadeden pompa gücünün “kw” cinsinden çekilmesi ve denklem 8.1 ile hesaplanmasıyla elde edilmiştir. Burada Δp : giriş ve çıkış hattındaki basınç farkı [bar], P : pompa gücü [kw], η_T : toplam verim, Q_e : efektif debi [lt/dk], n : devir sayısı [dev/dk] ve Md : döndürme momentini [daN.cm] ‘ dir.

$$\Delta p = \frac{P \cdot \eta_T \cdot 600}{Q_e} \quad [\text{bar}] \quad (2.5)$$

$$Md = 97400 \cdot (P/n) \quad [\text{daN.cm}] \quad (8.1)$$

$$\Delta p = 100 \text{ bar}$$

$$n = 600 \text{ dev/dk}$$

$$\eta_T = 0,9$$

$$Q_e = 100 \text{ lt/dk}$$

Olmak üzere pompa gücü P ve döndürme momenti Md ;

$$P = \frac{100.100}{600.0,9} = 18,5185 \cong 18,5 \quad [\text{kw}] \quad (8.2)$$

$$Md = 97400. \frac{18,5}{600} = 3003,166 \cong 3003,2 \quad [\text{daN.cm}] = 300320 \quad [\text{N.mm}] \quad (8.3)$$

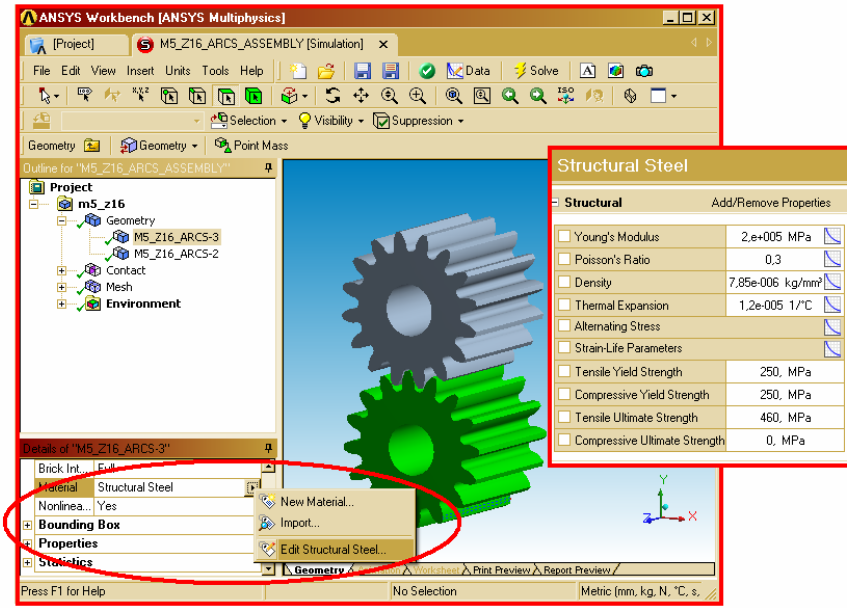
olarak bulunur.

8.2.2. Malzeme özellikleri ve kontak tanımlaması

Analizde kullanılacak dişli malzemesi Ansys WB malzeme kütüphanesinden çelik esaslı bir malzeme olarak seçilmiştir (Şekil 8.7). Malzeme özellikleri tablo 8.2’de verilmiştir.

Tablo 8.2. Dişli analizi için seçilen malzeme özellikleri

Elastik Modül (Young’s Modulus)	2.10^5 Mpa
Poission Oranı (Poission’s Ratio)	0,3
Malzeme Yoğunluğu (Density)	$7,85.10^{-6}$ kg/mm ³
Akma Mukavemeti (Yield Stress)	250 Mpa



Şekil 8.7. Malzeme özelliklerinin tanımlanması

Dişlilerin tek dişinin temasta bulunduğu anda (Şekil 8.8) bir temas bölgesi oluşur. Ansys WB montaj analizlerinde temasta olan bölgeleri otomatik olarak tanımlar. İstenildiği takdirde kullanıcı tarafından istenilen bölgeler için kontak tanımlaması da yapılabilir. [17] Bu tür analizler kontak analiz (Contact analysis) diye anılır. Kontak türü kullanıcı tarafından analizin türüne göre tanımlanır. Analiz içinde bu temas bölgesi sürtünmeli kontak (Frictional contact) olarak tanımlanmış ve sürtünme katsayısı denklem 8.4'den çekilerek 0,018 olarak programa girilmiştir (Şekil 8.9). [11]

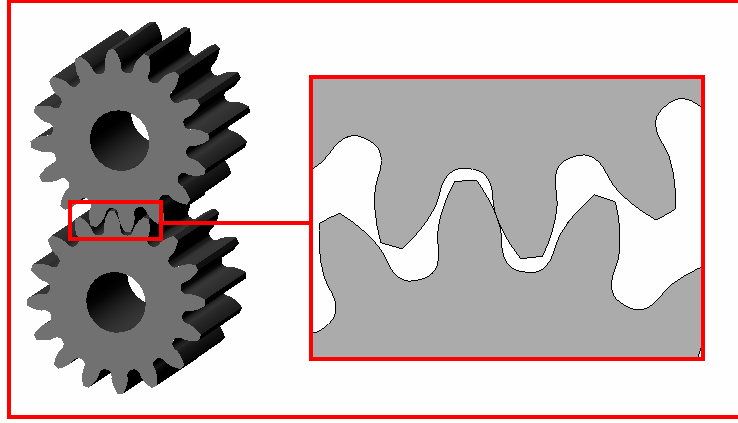
Burada i : çevrim oranı, z : diş sayısı, f_r : Sürtünme katsayısı olmak üzere;

$$f_r = \frac{i+1}{7 \cdot z \cdot i} \quad (8.4)$$

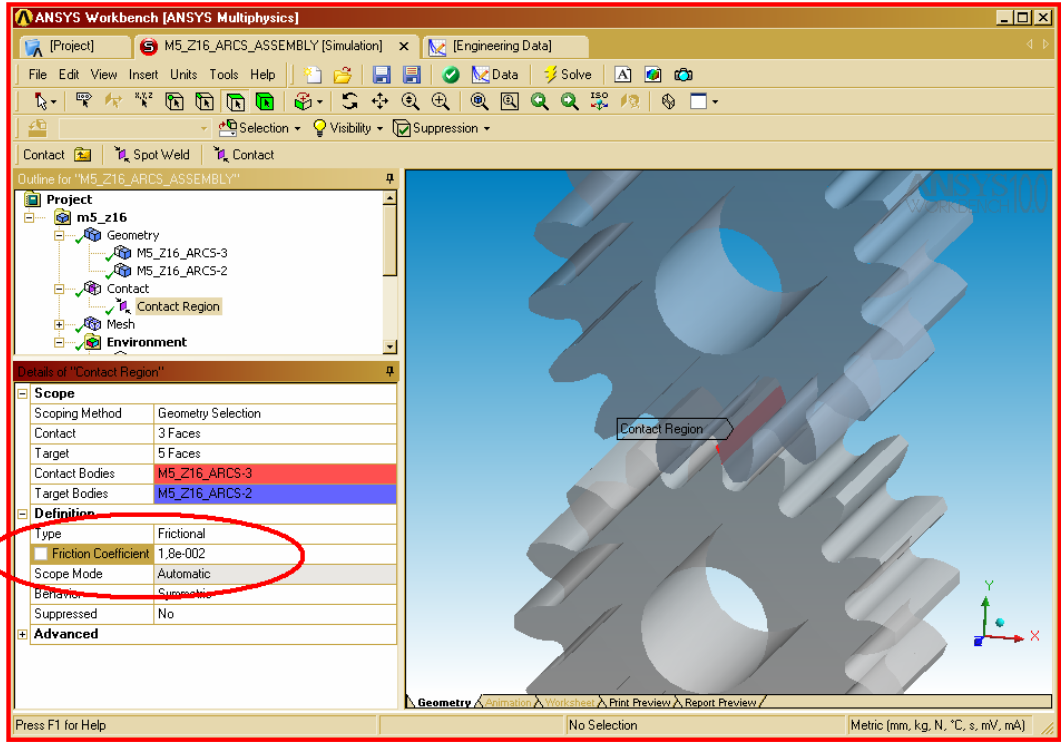
$z=16$ ve $i=1$ için (Eş dişliler);

$$f_r = \frac{1+1}{7 \cdot 16 \cdot 1} = 0,01785 \cong 0,018 \quad (8.5)$$

değeri bulunur.



Şekil 8.8. Tek dişin temasta olduğu an

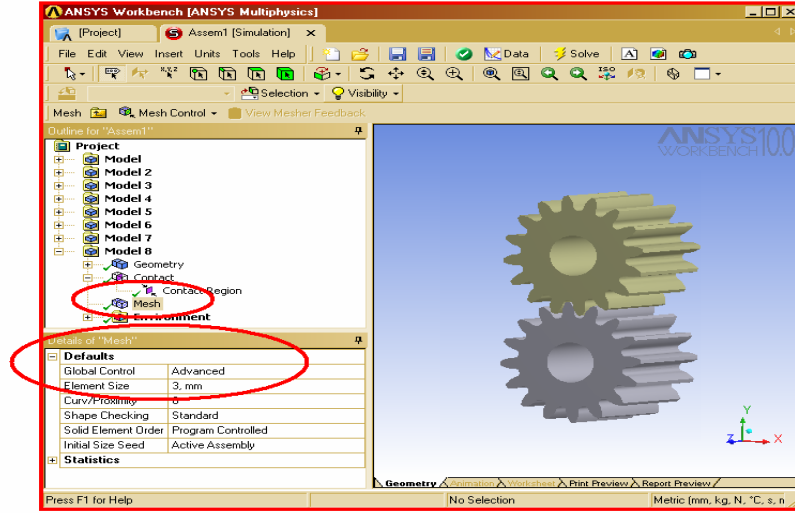


Şekil 8.9. Sürtünme katsayısı ve kontak tanımı

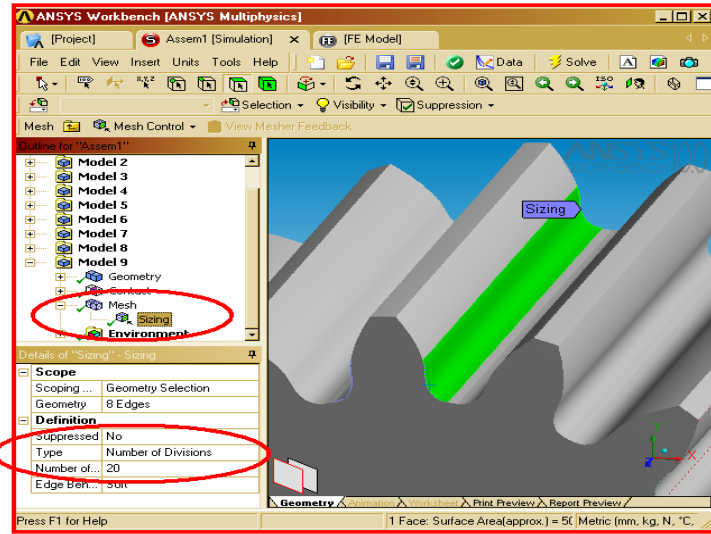
8.2.3. Sonlu eleman modelinin hazırlanması (Meshing)

Model için malzeme özelliklerinin ve temas bölgesindeki kontak tanımlanmasının ardından sonlu eleman modelinin hazırlanması (Mesh işlemi) için “meshing” dalına geçilebilir. Dişli modeli için bu aşamada “mesh” dalından “advanced meshing” fonksiyonu ile her iki dişli modeli için 3 mm eleman boyutu tanımlanmıştır (Şekil 8.10). Ek olarak diş diplerindeki çizgiler “sizing” fonksiyonu ile 20 aralığa bölünmüş

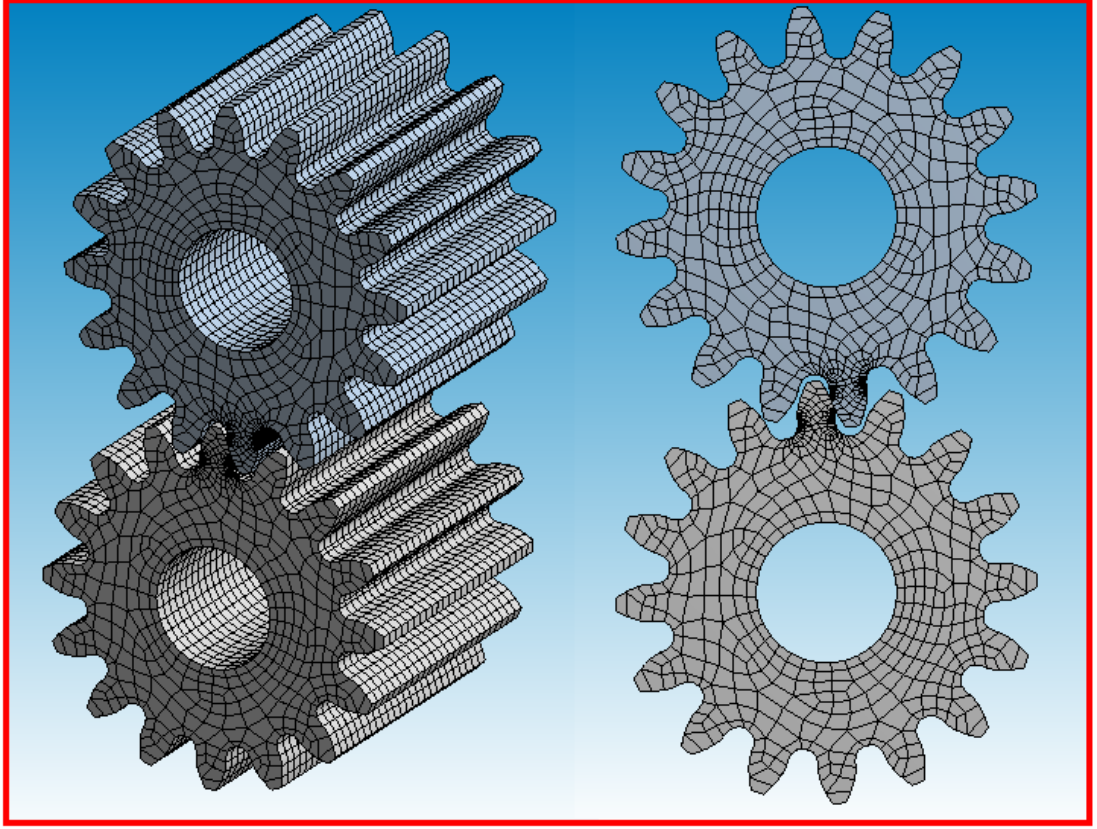
ve tüm model için mesh işlemi başlatılmıştır (Şekil 8.11). Uygulanan eleman boyutları denemeler ile uygunluğu kontrol edilerek seçilmiştir. Dişlilerin sonlu eleman modeli şekil 8.12 ve şekil 8.13’de görülmektedir.



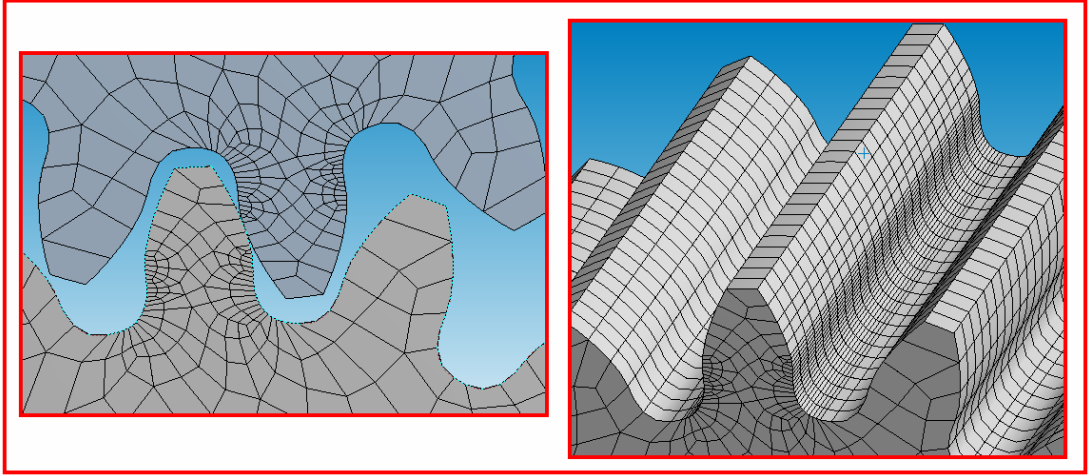
Şekil 8.10. "Mesh" dalı ve eleman boyutu seçimi



Şekil 8.11. "Sizing" fonksiyonu uygulaması



Şekil 8.12. Dişlilerin sonlu eleman modeli (1)



Şekil 8.13. Dişlilerin sonlu eleman modeli (2)

Sonlu eleman modelinin oluşturulmasından sonra “Fe Modeller“ modülüne geçilmiştir. Şekil 8.14’de, dişlilerin sonlu eleman modeline ait verileri gösterilmiştir.

TABLE 1—FE Model Summary (TABLO.1--Sonlu Eleman Modeli Verileri)		
Description (Tanımlama)	Quantity (Miktar)	
Total Nodes	130538	Toplam nod sayısı
Total Elements	27900	Toplam elemanlar
Total Body Elements	26750	Toplam katı elemanlar
Total Contact Elements	1150	Toplam temas elemanlar
Total Spot Weld Elements	0	Toplam punta elemanlar
Element Types	3	Eleman tipi
Coordinate Systems	0	Koordinat sistemi
Materials	1	Malzemeler
Thicknesses	0	Kalınlıklar (kabuk elemanlar için)
Layered Composites	0	Çizgisel bileşenler
Rod Properties	0	Rod eleman özellikleri
Bar Properties	0	Bar eleman özellikleri
Beam Properties	0	Kiriş eleman özellikleri
Mass Properties	0	Ağırlık özellikleri
Spring Properties	0	Yay eleman özellikleri
Components	2	Bileşenler
Contacts	1	Temaslar
Spot Welds	0	Punta tanımlamaları
Constraint Equations	0	Sınır şartı denklemleri
Constraints	1	Sınır şartları
Forces	0	Kuwetler
Pressures	18	Basınçlar (Yüzey)

TABLE 2—Bodies Summary (TABLO-2--Model Verileri)		
Body Name (Model Adı)	Nodes (Nodlar)	Elements (Elemanlar)
1-1	65269	13375
1-2	65269	13375

TABLE 3—Element Types Summary (TABLO-3--Eleman Tipi Verileri)				
Generic Element Type Name (Genel Eleman Tipi)	NASTRAN Name (NASTRAN Adı)	ANSYS Name (ANSYS Adı)	ABAQUS Name (ABAQUS Adı)	Description (Tanımlama)
20-Node Quadratic Hexahedron	Solid186	20-Node Hexahedral Structural Solid		
Quadratic Quadrilateral Contact	Conta174	Hi-order Surface to Surface Contact		
Quadratic Quadrilateral Target	Targe170	Surface Contact Target		

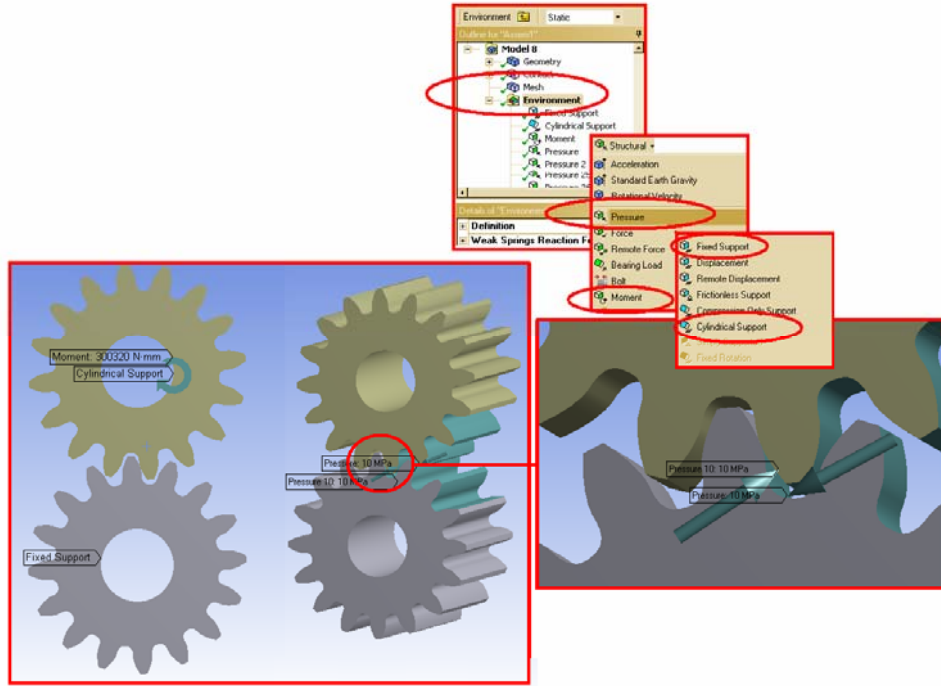
Şekil 8.14. Dişlilerin sonlu eleman modeli verileri

8.2.4. Yüklerin ve sınır koşullarının tanımlanması

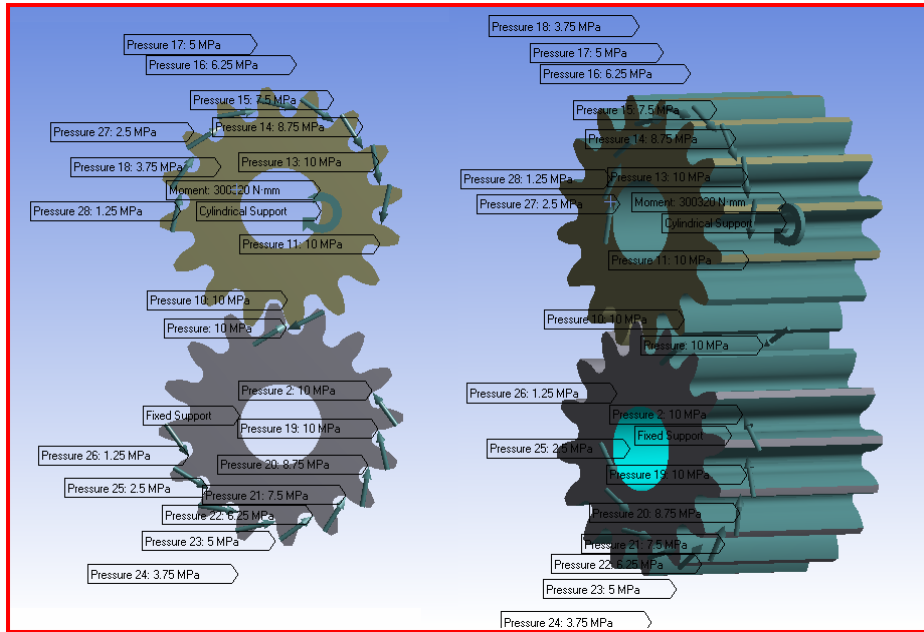
Pompa dişlilerinin simülasyonu için yapılan kabuller doğrultusunda; akışkan kaçağının olmadığı, döndürülen dişlinin sabit olduğu, döndürülen dişliye bir döndürme tahriki uygulandığı ve tek dişin temasta olduğu bir anda, akışkanın dişli boşluklarına $P=P_{max}(\beta/\pi)$ bağıntısı ile girişten çıkışa doğru şekil 8.6’da gösterilen şekilde etkimesi “Environment” dalı altında yer alan fonksiyonlar ile uygulanmıştır.

Dişli gövdesine açılan dairesel boşaltmalar üzerinden döndürülen dişlinin tüm serbestlik dereceleri “fixed support” uygulanarak sıfırlanmıştır. Döndüren

dişlinin gövdesindeki dairesel boşaltmaya ise “cylindrical support” uygulanmış dairesel hareket (tangential) hariç diğer tüm yönlerdeki serbestlik dereceleri sıfırlanmıştır. Döndüren dişliye yine dairesel boşaltmasından 300320 N.mm’ lik moment uygulanmıştır (Şekil 8.15, Şekil 8.16).



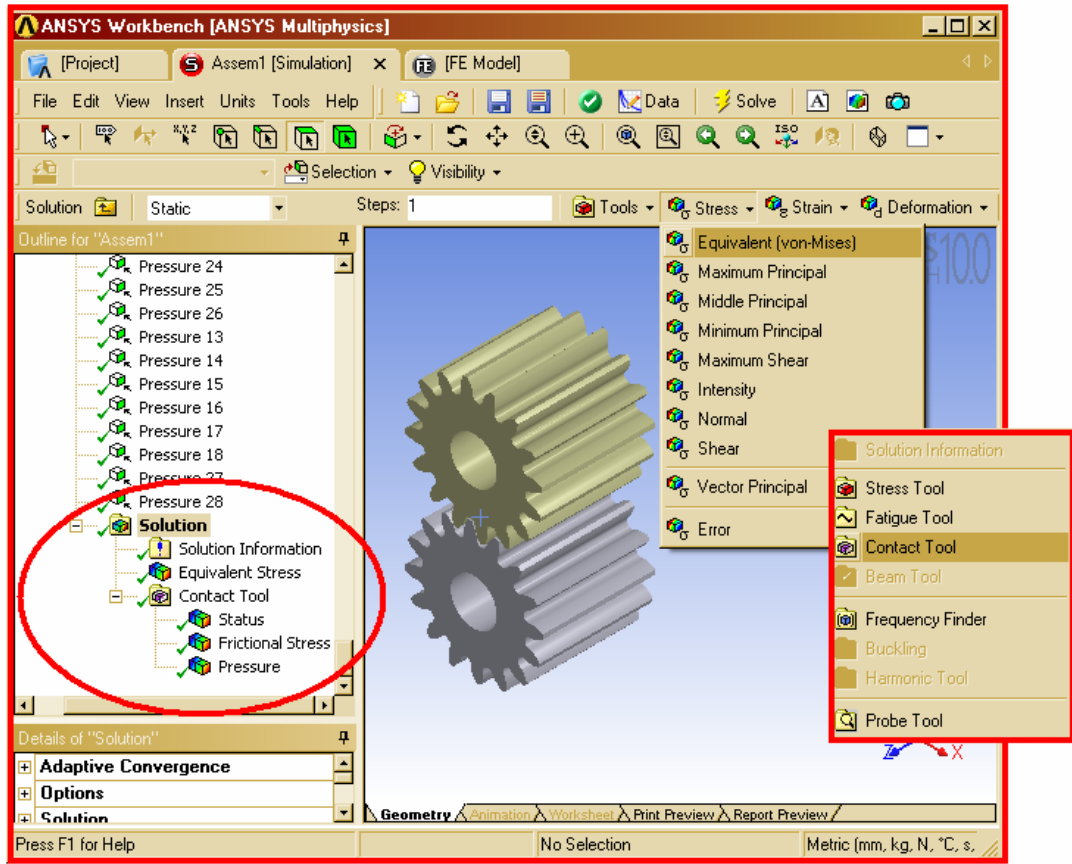
Şekil 8.15. Serbestlik dereceleri, moment ve basıncın uygulanması



Şekil 8.16. Tüm serbestlik sınırlamaları ve yükleri

8.2.5. Görüntülenecek sonuçların seçimi ve çözüm işlemi

Çözüm işlemine geçilmeden önce analiz sonrası görüntülenmesi istenilen sonuçların seçilmesi gereklidir. Dişlilerin simülasyonun da eşdeğer gerilme (equivalent stress) ve kontak bölgesinin temas yüzeyindeki basınç (contact pressure) değerlendirildiği ve kontak detaylarının alındığı kontak alt dalı (contact tool), “solution” dalı kullanılarak seçilmiştir (Şekil 8.17). “solve” komutunun çalıştırılmasıyla çözüm işlemi başlatılmıştır.

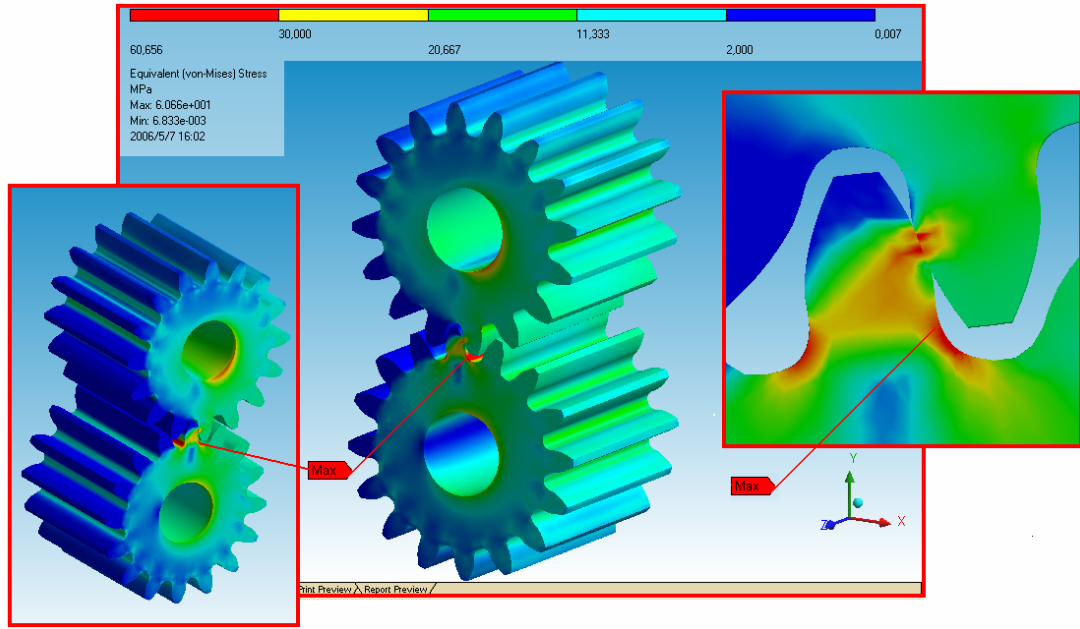


Şekil 8.17. Görüntülenecek sonuçların seçimi

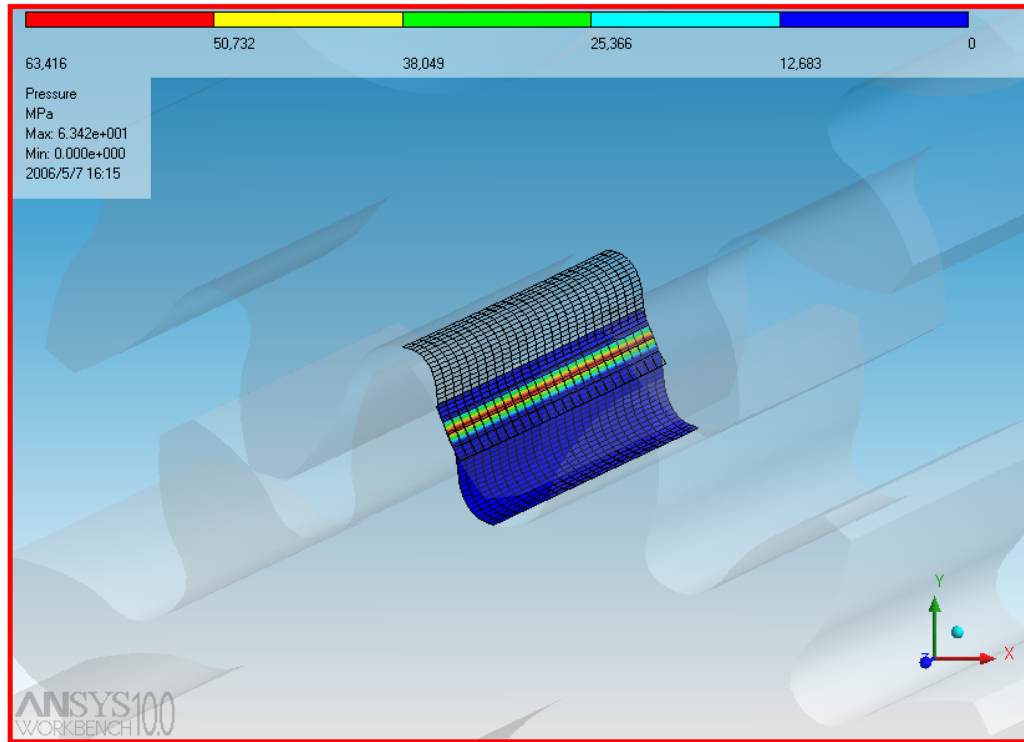
8.2.6. Sonuçların görüntülenmesi

Analiz sonrası değerlerden de görülebileceği gibi analizin kabuller doğrultusunda oluşan gerilmeleri ağırlıklı olarak tek dişin temasta olduğu diş temas yüzeyleri ve diş dibinde oluşmuştur (Şekil 8.18, Şekil 8.19). Diğer bölgelerde ki gerilmeler pompanın çalışma prensibi doğrultusunda girişten çıkışa doğru artmaktadır. Maksimum eşdeğer

gerilme döndürülen dişlinin diş dibinde oluşmuştur. Sonuçların değerleri tablo 8.3’de verilmiştir.



Şekil 8.18. Dişliler üzerinde meydana gelen gerilmeler

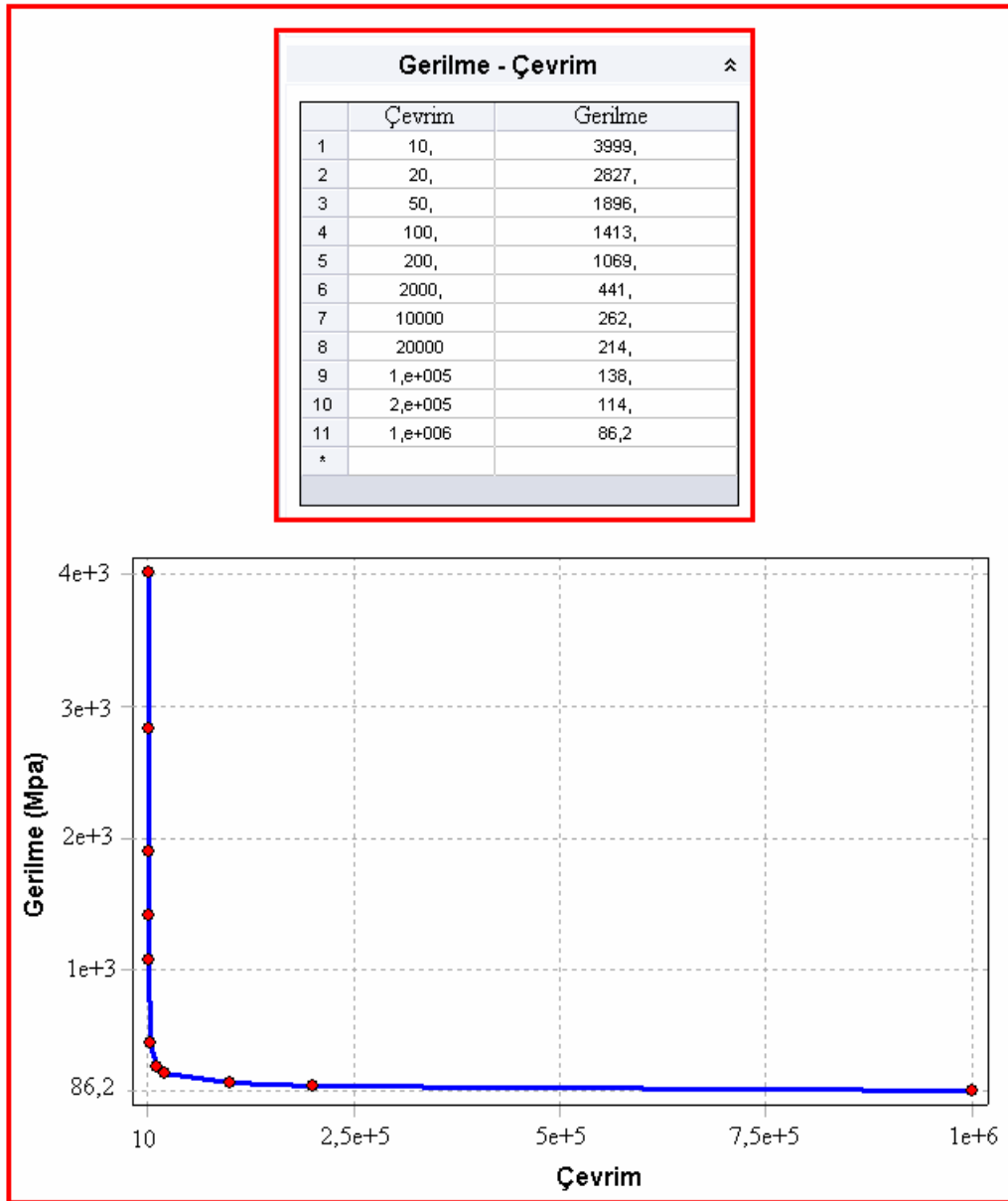


Şekil 8.19. Temas yüzeyi üzerinde meydana gelen gerilmeler

Tablo 8.3. Diş dibinde oluşan maks. gerilme ve temas yüzeyindeki maks. basınç değerleri

Maks. Eşdeğer Gerilme (Mpa)	Maks. Kontak Basıncı (Mpa)
60,656	63,416

Dişli pompanın dişlilerine ait gerilme ve yüzey basıncı değerleri, dişli malzemesi olan çelik esaslı malzemenin yorulma diyagramı baz alınarak değerlendirilmiştir. Malzemeye ait yorulma diyagramı (Şekil 8.20) incelendiğinde dişlilerin çıkan gerilme değerleri altında sonsuz çevrim sayısında çalıştığı belirlenmiştir. Dişlilerin çalışması sırasında her hangi bir düzgünlük görülmemektedir.



Şekil 8.20. Analizde kullanılan malzemeye ait gerilme - çevrim diyagramı

9. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Parametrik modelleme teknikleri ve sonlu eleman metodu birçok esnek ve kullanışlı yönlerinden dolayı günümüzde oldukça tercih edilmektedirler. Özellikle bilgisayarların kapasitelerinin artmasıyla birlikte üretimin geliştirilmesi ve hızlandırılması için bir ön araştırma ve geliştirme platformu halini almaktadırlar. Dizayn edilen bir sistemin çalışması günümüzde yeterli sayılmamakta, artık en iyi dizaynın elde edilmesi için çalışmalar yapılmaktadır. Optimizasyon tekniklerinin paket programlarla entegre kullanılmasıyla da artık bir çok üretim yapan kuruluş sanal ortamda dizaynlarını en iyiyi elde etme yönünde geliştirmektedirler.

Bu çalışmada dıştan dişli tip bir hidrolik pompaya ait gövde ve dişli çarkın 3 boyutlu parametrik modellemesi, gerilme-deformasyon analizi ve gövde için cidar kalınlığı optimizasyon çalışması yapılmıştır. 3 boyutlu modelleme için Solidworks katı model yazılımı, gerilme analizi ve optimizasyon çalışması için Ansys Workbench sonlu elemanlar paket programı kullanılmıştır.

Analiz sonrası dizayn parametrelerine bağlı olarak gövde’de oluşan gerilmeler ve yer değiştirmeler cidar kalınlığı için bir iyileştirme yapılabileceğini göstermiş, model ve seçilen dizayn değişkenleri Ansys WB Designxplorer optimizasyon modülüne aktarılarak minimum cidar kalınlığı dizayn sınırlamalarına bağlı kalarak optimize edilmiştir. Optimizasyon modülünde belirlenen hedefler (Tablo 9.1) doğrultusunda optimize edilen gövdenin, optimizasyon öncesi ve sonrası parametre değerleri tablo 9.2’de görülmektedir.

Tablo 9.1. Aday dizayn 3 değerleri oluşturulurken tanımlanan açıklamalar

DİZAYN DEĞİŞKENLERİ					
Parametreler	Alt Limit	Üst Limit	Hedef Değer	İstenilen Değer	Önem Derecesi
Cidar Kalınlığı (t) (mm)	12	16	--	Alt limite yakın	Yüksek
Cıvata Delik Çapı (Dd) (mm)	7	11	--	Alt ve üst limit ortası	Yüksek
CEVAP PARAMETRELERİ					
Ağırlık (Kg)	--		Mümkün Minimum	Yüksek	Aday 3
Maks. Gerilme (Mpa)	--		Mümkün Maksimum	Yüksek	
Maks. Yer Değiş. (mm)	--		Mümkün Minimum	Yüksek	

Tablo 9.2. Dizayn değişkenleri ve cevap parametrelerinin optimizasyon öncesi /sonrası değerleri

	OPTİMİZASYON ÖNCESİ DEĞERLER	OPTİMİZASYON SONRASI DEĞERLER
Cidar Kalınlığı (t) [mm]	15	12,001
Cıvata Delik Çapı (Dd) [mm]	8	9,002
Ağırlık [Kg]	4,1169	3,2108
Maks. Eşdeğer Gerilme [Mpa]	180,77	211,39
Maks. Yer Değiştirme [mm]	$2,430 \times 10^{-2}$	$3,4068 \times 10^{-2}$

Sonuçlar değerlendirildiğinde cidar kalınlığı yaklaşık 3mm inceltilmiş ve ağırlıktan yaklaşık 1 kg kazanılmıştır. Bu değerler özellikle seri üretim yapan firmalar için önemli bir iyileştirme değildir.

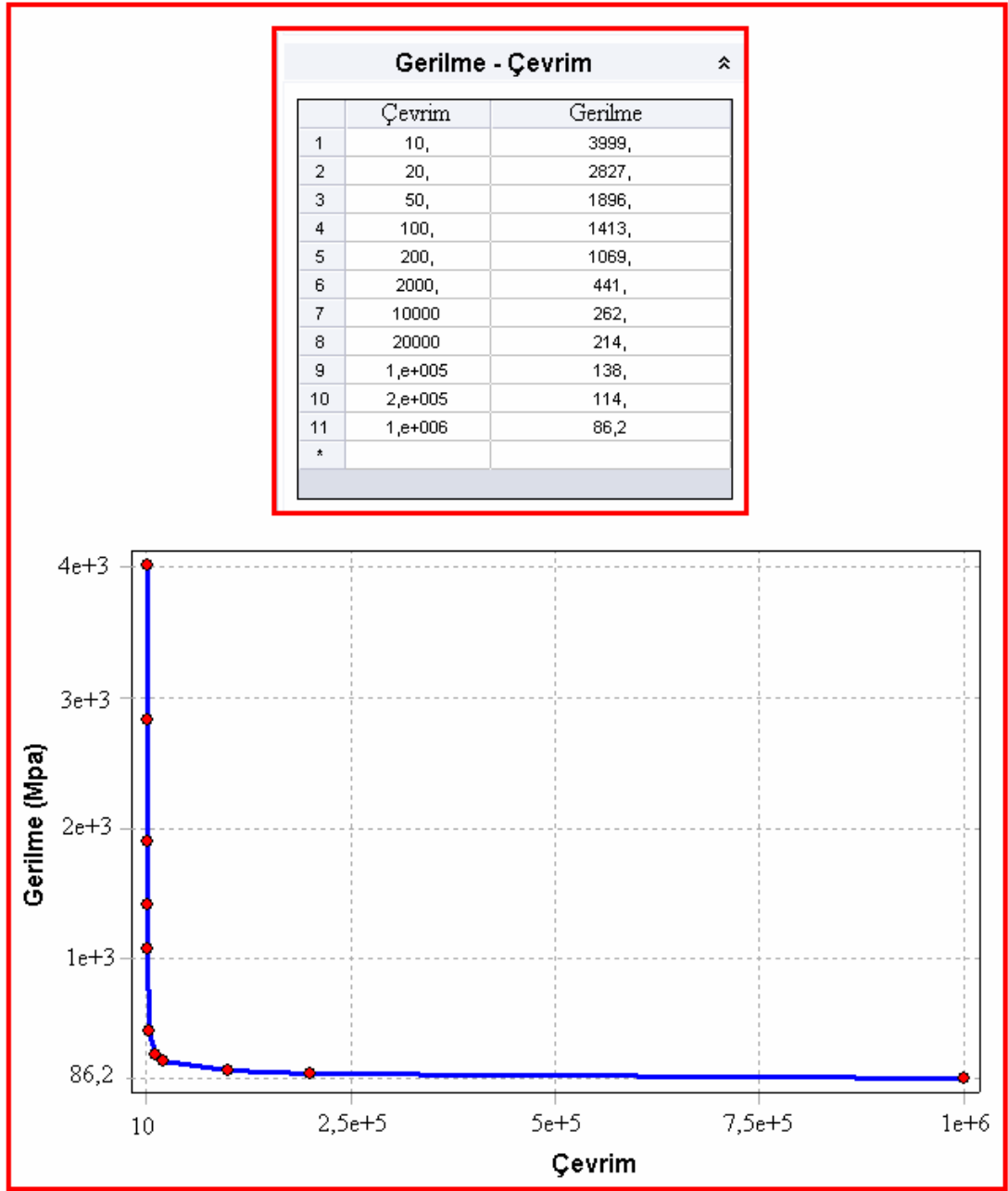
Gerilme ve deformasyon değerleri ilk değerlerden yüksek çıkmasına rağmen, maksimum eşdeğer gerilme malzemenin kabul edilen sınır değeri olan akma mukavemet değerinin altında kalmış, yer değiştirme değeri de çıkış deliği etrafında yaklaşık 1µm artmıştır. Bu artış değeri pompa performansını etkilemeyecek kadar küçük ve kabul edilebilir sınırlar içerindedir. Optimize edilen parametreler yeni dizayn parametreleri olarak kabul edilmiştir.

Optimizasyon sonrası pompaya ait dişli çarkın pompa parametrelerine uygunluğunu kontrol için pompanın çalışma şartları simüle edilerek 3 boyutlu gerilme analizi yapılmıştır. Yapılan analiz ile dişli çarkın diş dibi mukavemeti ve yüzey basıncı hesaplanarak, tablo 9.3'deki değerler elde edilmiştir. Elde edilen değerler malzemenin akma değerinin çok altında olup dişli çarkların pompa gövdesiyle uyumlu çalışabileceği görülmüştür. Her iki çalışma için kullanılan malzemeye ait gerilme-çevrim sayısı diyagramı şekil 9.1'de verilmiştir.

Tablo 9.3. Maksimum gerilme ve yüzey basıncı değerleri

Maks. Eşdeğer Gerilme (Mpa)	Maks. Kontak Basıncı (Mpa)
60,656	63,416

Yapılan bu çalışmadaki amaç, pompa gövdesi için optimum cidar kalınlığının tayin edilmesidir. Bunun yanında, optimizasyon yöntemlerinin entegre olarak kullanıldığı bir yazılım aracılığı ile sanal ortamda üretim öncesi maliyet ve zaman kaybının önüne geçilerek tasarımının optimum düzeye yükseltilebileceğini göstermektir. Bu çalışma ile özellikle pompa ve dişli çark üreticilerinin tasarım süreçlerinin kısaltılması ve optimum malzeme kullanımına yaklaşımları için yeni nesil bir yol göstermiştir. Bu yöntemler birçok ürün için benzer şekilde uygulanabilecek olup ürün geliştirmeye büyük ölçüde katkı sağlayacaktır.



Şekil 9.1. Her iki analizde kullanılan malzemeye ait gerilme - çevrim diyagramı

KAYNAKLAR

1. Kutoğlu, H., Y., “Uygulamalı Hidrolik ve Hidroloji”, 1. Baskı, *Milli Eğitim Basımevi*, 3 – 5 (1980)
2. Küçük, M., “Hidrolik Pnömatik”, birinci baskı, *Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları*, İstanbul, (2003)
3. Karacan, İ., “Endüstriyel Hidrolik” 4. Baskı, *Gazi Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Matbaası*, (1987)
4. Koç, E., Yatçı, A., “Yüksek Basınçlı Dişli Pompaların Tasarım Esasları ve Performans Araştırması”, *Makine ve Mühendis*, cilt 37, sayı:438
5. Canbulut, F., “Yüksek Basınçlı Dişli Pompalarda İç Akışkan Kaçağı, Tahrik Momenti ve Elastik Deformasyonların Teorik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, *Erciyes Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Kayseri, (1986)
6. Dikici, A., “Pozitif ve Negatif Tahsisli Dişlilerin Dişli Pompa Verimi Üzerine Olan Etkilerinin Araştırılması”, Yüksek Lisans Tezi, *Fırat Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Elazığ, (1996)
7. Çelik, H., İzciler, M., “Bilgisayar Destekli Dişli Pompa Tasarımı ve Verimliliğın Araştırılması”, *Uluslar Arası Makine ve Tasarım Kongresi*, ODTÜ, Ankara, (1998)
8. Çeviri, Sever, E., “Temel Hidrolik”, *Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları*, 76 – 77 (1994)
9. Karabıyık, A., “Dişli Pompalar”, *Makine ve Mühendis*, cilt 22, sayı:253, (1978)
10. Parlar, A., Underwood, R., K., “Hidrolik Dişli Pompalarda Gürültü Seviyesinin Düşürülmesi: Helis Dişli Uygulamaları”, *IV. Ulusal Hidrolik Pnömatik Kongresi*, İzmir, (2005)
11. Başaran, A., “Eşdeğer Devir Sayısında Dönen İmalatı Gerçekleştirilmiş Helis ve Düz Dişli Pompaların Karakteristikleri ve Mukayesesi”, Yüksek Lisans Tezi, *Anadolu Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü*, Eskişehir, (1986)
12. Vimpi Pompa, 2006, “Pompa Seçimi – Pompa Sızdırmazlık Elemanları”, (online), <http://www.vimpi.com.tr/pomsec.html> (**Ziyaret tarihi: 10 Ocak 2006**)

13. Drexler, P., Faatz, H., Geis, H., Morlok, J., and Wiesmann, E., “Planning and Design of Hydraulic Power Systems”, Hydraulic Trainer Vol 3., First Edition, **Mannesmann Rexroth**, (1988)
14. Akkurt, M., “Makine Elemanları – Güç ve Hareket İletim Elemanları”, **Birsen Yayınları**, Cilt III, İstanbul, (1982)
15. Rende, H., “Makine Elemanları – Hesap ve Konstrüksiyon”, **Seç Yayın Dağıtım**, Cilt II, İstanbul, (1997)
16. Babalık, F., C., “Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri”, **Uludağ Üniversitesi Güçlendirme Vakfı Yayını**, Cilt III, (2002)
17. Karpat, F., “Helisel Dişli Çarkların Boyutlandırılmasında Bilgisayar Desteği”, Yüksek Lisans Tezi, **Uludağ Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, Bursa, (2001)
18. Özkara, H., “Meslek Resmi III – Ders Uygulama Kitabı”, **Aydan Yayınları**, Ankara, (2005)
19. Baysal, S., Özer, T., Kırmızıgül, Z., “Dişli Çarkların Malzemeleri”, Bitirme Tezi, **Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik – Mimarlık Fakültesi**, Isparta, (2002)
20. Doğruer, C., U., “Düz Dişlilerin Dinamik Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, **ODTÜ Fen Bilimleri Enstitüsü**, Ankara, (1999)
21. Cürgül, İ., “Makine Elemanları”, **Kocaeli Üniversitesi Yayınları**, Cilt II, (1993)
22. Fetvacı, C., “Düz Dişli Çarkların Sonlu Elemanlar Metodu ile Modellenmesi ve Gerilmelerin İncelenmesi”, Doktora Tezi, **İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, (2001)
23. Erdem, S., S., “Dişli Çarklarda Diş Üzerinde ANSYS Sonlu Elemanlar Paket Programı ile Gerilme Analizi”, Yüksek Lisans Tezi, **İstanbul Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, (1996)
24. Çalık, A., “ANSYS ve Uygulamaları”, Bitirme Tezi, **Zonguldak Karaelmas Üniversitesi Mühendislik Fakültesi**, Zonguldak, (2004)
25. Akhoroz, E., “ANSYS Programı ile Dizayn Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, **İstanbul teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İstanbul, (1999)
26. Sipahi, E., “Dip Klepesinin ANSYS ile Dizayn Optimizasyonu”, Yüksek Lisans Tezi, **Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü**, İzmir, (2004)
27. ANSYS Workbench **Products Release Notes** For V.10.0, (2005)
28. Pinches, M., J., Ashby, J., G., “Güç Hidroliği”, Doç. Dr. M. Nalbant, **Milli Eğitim Bakanlığı Yayınları**, Ankara, (1994)

ÖZGEÇMİŞ

1980 yılında Antalya'da doğdu. İlk, orta ve lise öğrenimini Antalya'da tamamladı. 1998 yılında girdiği Kocaeli Teknik Eğitim Fakültesi Otomotiv Öğretmenliği Bölümü'nden 2003 yılında Otomotiv Teknik Öğretmeni olarak mezun oldu. Ekim 2003 yılında Kocaeli Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Eğitimi Anabilim Dalında yüksek lisans öğrenimine başladı. Halen özel bir kuruluşun konstrüksiyon bölümünde çalışmaktadır.