



T.C.
KONYA TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
LİSANSÜSTÜ EĞİTİM ENSTİTÜSÜ

KOMPOZİT MALZEMELERİN HİDROLİK
SİLİNDİRLERDE KULLANILABİLİRLİĞİNİN
ARAŞTIRILMASI

Taner COŞKUN

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Mayıs-2022
KONYA
Her Hakkı Saklıdır

TEZ KABUL VE ONAYI

Taner COŞKUN tarafından hazırlanan “Kompozit Malzemelerin Hidrolik Silindirlerde Kullanılabilirliğinin Araştırılması” adlı tez çalışması 16/05/2022 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oy birliği / ~~oy çokluğu~~ ile Konya Teknik Üniversitesi Lisansüstü Eğitim Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı’nda YÜKSEK LİSANS TEZİ olarak kabul edilmiştir.

Jüri Üyeleri

İmza

Başkan

Prof. Dr. Hayrettin DÜZCÜKOĞLU

.....

Danışman

Prof. Dr. Ömer Sinan ŞAHİN

.....

Üye

Dr. Öğr. Üyesi Abdullah ASLAN

.....

Yukarıdaki sonucu onaylarım.

Prof. Dr. Saadettin Erhan KESEN
Enstitü Müdürü

TEZ BİLDİRİMİ

Bu tezdeki bütün bilgilerin etik davranış ve akademik kurallar çerçevesinde elde edildiğini ve tez yazım kurallarına uygun olarak hazırlanan bu çalışmada bana ait olmayan her türlü ifade ve bilginin kaynağına eksiksiz atıf yapıldığını bildiririm.

DECLARATION PAGE

I hereby declare that all information in this document has been obtained and presented in accordance with academic rules and ethical conduct. I also declare that, as required by these rules and conduct, I have fully cited and referenced all material and results that are not original to this work.

İmza

Taner COŞKUN

Tarih: 16/05/2022

ÖZET

YÜKSEK LİSANS TEZİ

KOMPOZİT MALZEMELERİN HİDROLİK SİLİNDİRLERDE KULLANILABİLİRLİĞİNİN ARAŞTIRILMASI

Taner COŞKUN

Konya Teknik Üniversitesi
Lisansüstü Eğitim Enstitüsü
Makine Mühendisliği Anabilim Dalı

Danışman: Prof. Dr. Ömer Sinan ŞAHİN

2022, 182 Sayfa

Jüri

Prof. Dr. Hayrettin DÜZCÜKOĞLU
Prof. Dr. Ömer Sinan ŞAHİN
Dr. Öğr. Üyesi Abdullah ASLAN

Bu çalışmada hidrolik silindirlerin ağırlığını azaltmak için geleneksel çelik malzemeler yerine yüksek mukavemet/ağırlık oranı ile öne çıkan kompozit malzemelerin kullanılması amaçlanmıştır. Bu kapsamda Tip 1 ve Tip 2 olmak üzere iki farklı hidrolik silindir tasarlanmış ve ANSYS paket programı yardımıyla sayısal analizler yürütülmüştür. Tip 1 hidrolik silindirler için jeodezik kubbe profilli alüminyum astar kullanılmış ve yüzeyinde kompozit katmanlar oluşturulmuştur. Aynı şekilde Tip 2 hidrolik silindirler için açık uçlu alüminyum astar kullanılmış ve yüzeyinde kompozit katmanlar oluşturulmuştur.

Sayısal analizlerde, kutup açısı, yarıçapı, astar kalınlığı, istif sırası, elyaf malzemesi, çember sarım tabaka kullanımı ve elyaf oryantasyonu gibi tasarım parametrelerinin mekanik özellikler üzerindeki etkileri araştırılmıştır. Ayrıca yanıt yüzey optimizasyonu ile tasarım parametreleri optimize edilmiş ve böylece her iki hidrolik silindir için de optimum tasarım parametreleri belirlenmiştir. Mevcut çalışma sonucunda, kutup açısı yarıçapındaki artışın helisel sarım açısı ve dolayısıyla mekanik özellikler üzerinde önemli miktarda iyileştirici etkileri olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca helisel sarım katmanların aksel yüklerle karşı yetersiz kalabileceği ve bu nedenle teğetsel yüklerle karşı takviye edici katman olarak çember sarım tabakaların kullanılması gerektiği ortaya çıkmıştır. Diğer taraftan çelik hidrolik silindirlerle aynı mukavemete sahip kompozit hidrolik silindirlerin tasarlanabileceği tespit edilmiştir. Ayrıca kompozit malzemelerin kullanımı ile Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin geleneksel hidrolik silindirlere göre sırasıyla %53.78 ve %38.42 daha hafif olduğu gözlemlenmiştir.

Anahtar Kelimeler: ANSYS ACP, Filaman sarım, Jeodezik yörünge, Kompozit hidrolik silindir, Kubbe profili, Yanıt yüzey optimizasyonu

ABSTRACT

MS THESIS

INVESTIGATION OF THE USABILITY OF COMPOSITE MATERIALS IN HYDRAULIC CYLINDERS

Taner COŞKUN

**Konya Technical University
Institute of Graduate Studies
Department of Mechanical Engineering**

Advisor: Prof. Dr. Ömer Sinan ŞAHİN

2022, 182 Pages

Jury

**Prof. Dr. Hayrettin DÜZCÜKOĞLU
Prof. Dr. Ömer Sinan ŞAHİN
Dr. Öğr. Üyesi Abdullah ASLAN**

In this study, it was aimed to use composite materials, which stand out with their high strength/weight ratio, instead of conventional steels to reduce hydraulic cylinders weight. In this context, two different hydraulic cylinders designated as Type 1 and Type 2 were designed, and numerical analyses were conducted with the ANSYS package program. For the Type 1 hydraulic cylinders, an aluminum liner with geodesic dome profiles was used, and composite layers were formed on its surface. Likewise, the open-ended aluminum liner was used for the Type 2 hydraulic cylinders and composite layers were formed on its surface.

In the numerical analyses, the effects of the design parameters such as polar opening radii, liner thickness, stacking sequences, fiber materials, hoop winding utilization and fiber orientations on the mechanical properties were investigated. Furthermore, the design parameters were optimized by virtue of response surface optimization, and thus the optimum design parameters were determined for both hydraulic cylinders. As a result of the current study, it has been concluded that the increment in the polar opening radii had significant improvement effects on the helical winding angles and hence on the mechanical properties. Moreover, it has been revealed that the helical winding layers may be insufficient against axial loads and therefore, hoop winding layers should be used as reinforcement layers to withstand tangential loads. Apart from that, it has been determined that composite hydraulic cylinders with the same strength as steel hydraulic cylinders can be designed. Additionally, with the utilization of the composite materials, it has been observed that Type 1 and Type 2 hydraulic cylinders are 53.78% and 38.42% lighter than conventional hydraulic cylinders, respectively.

Keywords: ANSYS ACP, Composite hydraulic cylinder, Dome profile, Filament winding, Geodesic trajectory, Response surface optimization

ÖNSÖZ

Bu çalışmanın tamamlanmasında yardımlarını hiçbir zaman esirgemeyen ve her türlü desteği sağlayan değerli danışman hocam Prof. Dr. Ömer Sinan ŞAHİN' e ve hayatımın her alanında maddi ve manevi desteklerini benden hiçbir zaman esirgemeyen kıymetli aileme sonsuz teşekkürlerimi sunarım.

Taner COŞKUN
KONYA-2022



İÇİNDEKİLER

ÖZET	iv
ABSTRACT.....	v
ÖNSÖZ	vi
İÇİNDEKİLER	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR	ix
1. GİRİŞ	1
1.1. Hidrolik Silindir Bileşenleri.....	2
1.2. Hidrolik Silindir Çeşitleri	4
1.3. Hidrolik Silindirlerin Kullanım Alanları ve Hafifletme Çalışmalarının Önemi....	6
2. KAYNAK ARAŞTIRMASI	9
3. FİLAMAN SARIM YÖNTEMİ VE SARIM MODELLERİ.....	20
3.1. Kutupsal Sarım	21
3.2. Helisel Sarım.....	21
3.3. Çember Sarım	22
4. TEORİK ESASLAR.....	23
4.1. Teorik Analizler	23
4.1.1. Netting Analizi.....	24
4.1.2. Klasik Laminasyon Teorisi	26
4.1.3. Birinci Mertebe ve Yüksek Mertebeden Kayma Deformasyon Teorileri.....	31
4.2. Yapısal Kabuk ve Yüzey Elemanlar	34
4.2.1. SHELL 181 ve SHELL281 Kabuk Elemanlar.....	35
4.2.2. SURF153 ve SURF154 Yüzey Elemanlar	36
4.3. Sonlu Eleman Analizleri	37
4.3.1. Üçgen Elemanlar.....	38
4.3.1.1. Toplam Potansiyel Enerji Yaklaşımı	43
4.3.1.2. Galerkin Yaklaşımı	45
4.3.2. İzoparametrik Elemanlar.....	47
4.3.3. Sekiz ve Dokuz Döğümlü Dörtgen Elemanlar	55
4.4. Kompozit Malzemelerde Hasar Kriterleri	57
4.4.1. Maksimum Gerilme Kriteri	57
4.4.2. Maksimum Şekil Değişirme Kriteri.....	58
4.4.3. Tsai-Hill Hasar Kriteri	58
4.4.4. Tsai-Wu Hasar Kriteri	59
4.5. Yanıt Yüzey Metodolojisi.....	60
5. HİDROLİK SİLİNDİR TASARIMI.....	65

5.1. Tip 1 Hidrolik Silindir Konsept Tasarımı.....	65
5.1.1. Hidrolik Silindir Kubbe Tasarımı	68
5.1.1.1. Jeodezik Kubbe Profilinin Belirlenmesi	70
5.1.1.2. Silindir ve Kubbe Bölgelerinde Sarım Açısının Belirlenmesi.....	73
5.1.2. Tip 1 Hidrolik Silindir Tasarım Parametreleri.....	76
5.2. Tip 2 Hidrolik Silindir Konsept Tasarımı.....	81
5.2.1. Tip 2 Hidrolik Silindir Tasarım Parametreleri.....	82
6. NUMERİK ANALİZLER.....	84
6.1. Tip 1 Konsept Tasarımın Numerik Analizleri	93
6.1.1. Kubbe Profillerinin Belirlenmesi ve Katı Modellerin Oluşturulması.....	95
6.1.2. Sarım Açısının Belirlenmesi ve Elyaf Oryantasyonlarının Oluşturulması... 97	
6.2. Tip 2 Konsept Tasarımın Numerik Analizleri	100
7. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA.....	104
7.1. Tip 1 Konsept Tasarım	104
7.1.1. Tip 1 Konsept Tasarımı Üzerinde Etkili Parametrelerin İncelenmesi.....	104
7.1.1.1. Kutup Ağzı Yarıçapının Yapısal Performans Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi	104
7.1.1.2. Kompozit Elyaf Malzemesinin Yapısal Performans Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi	110
7.1.1.3. Astar Kalınlığının Yapısal Performans Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi	112
7.1.1.4. Çember Sarım Tabaka Kullanımı ve İstif Sırasının Yapısal Performans Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi	115
7.1.2. Tip 1 Optimum Tasarım Parametreleri.....	119
7.1.3. Tip 1 Hidrolik Silindirlerde Kompozit Malzeme Kullanımının Avantajları	132
7.2. Tip 2 Konsept Tasarım	133
7.2.1. Tip 2 Konsept Tasarımı Üzerinde Etkili Parametrelerin İncelenmesi.....	134
7.2.1.1. Helisel Sarım Açısının Yapısal Performans Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi	134
7.2.2. Tip 2 Optimum Tasarım Parametreleri.....	138
7.2.3. Tip 2 Hidrolik Silindirlerde Kompozit Malzeme Kullanımının Avantajları	147
7.3. Tip 1 ve Tip 2 Konsept Tasarım Sonuçlarının Karşılaştırılması	148
8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER	152
8.1 Sonuçlar	152
8.2 Öneriler	156
KAYNAKLAR	158
ÖZGEÇMİŞ	170

SİMGELER VE KISALTMALAR

Simgeler

P	: Akışkan basıncı
X_C	: Boyuna basma mukavemeti
X_T	: Boyuna çekme mukavemeti
σ_L	: Boyuna gerilme
ε_L	: Boyuna gerinim
r_f	: Bükülme noktası yarıçapı
R_θ	: Çember yay yarıçapı
[T]	: Dönüşüm matrisi
{ Ψ }	: Düğüm noktası sanal yer değiştirme vektörü
[D _{ij}]	: Eğilme ve burulma rijitlik matrisi
K	: Eğrilik sabiti
z	: Eksenel koordinat
N _x	: Eksenel kuvvet
[D]	: Elastisite matrisi
E	: Elastisite modülü
A _e	: Eleman alanı
t _e	: Eleman kalınlığı
[k _e]	: Eleman rijitlik matrisi
[B]	: Eleman şekil değiştirme-deplasman matrisi
q _{2i-1}	: Eleman x doğrultusu yer değiştirmeleri
q _{2i}	: Eleman y doğrultusu yer değiştirmeleri
σ_f	: Elyaf kopma mukavemeti
Y_C	: Enine basma mukavemeti
Y_T	: Enine çekme mukavemeti
σ_T	: Enine gerilme
ε_T	: Enine gerinim
{u}	: Genel koordinat yer değiştirme vektörü
{F}	: Genel kuvvet vektörü
[K]	: Genel rijitlik matrisi

$\{Q\}$: Genel yer değiştirme vektörü
σ	: Gerilme
ε	: Gerinim
$\overline{Q_{ij}}$: İndirgenmiş rijitlik matrisi
$[J]$: Jakobiyen matrisi
τ_{ILSS}	: Katmanlar arası kayma gerilmesi
n	: Katman sayısı
K_s	: Kayma düzeltme faktörü
λ	: Kayma eğilimi katsayısı
τ	: Kayma gerilmesi
γ	: Kayma gerinimi
G	: Kayma modülü
S	: Kayma mukavemeti
Z_k	: Kompozit katman orta düzlem uzaklığı
t_f	: Kompozit tabaka kalınlığı
r_0	: Kutup ağzı yarıçapı
N	: Kuvvet
$\{f\}$: Kütle kuvvet vektörü
M	: Moment
ν	: Poisson oranı
r	: Radyal koordinat
$[R]$: Reuters matrisi
Q_{ij}	: Rijitlik matris katsayısı
r_c	: Sabit eğrilik noktası yarıçapı
$\{\Phi\}$: Sanal deplasman vektörü
$\varepsilon(\Phi)$: Sanal Şekil değiştirme vektörü
α	: Sarım açısı
R	: Silindir yarıçapı
$[A]$: Şekil değiştirme dönüşüm matrisi
$[G]$: Şekil değiştirme dönüşüm matrisi
U_e	: Şekil değiştirme potansiyel enerjisi
$[N]$: Şekil fonksiyon matrisi

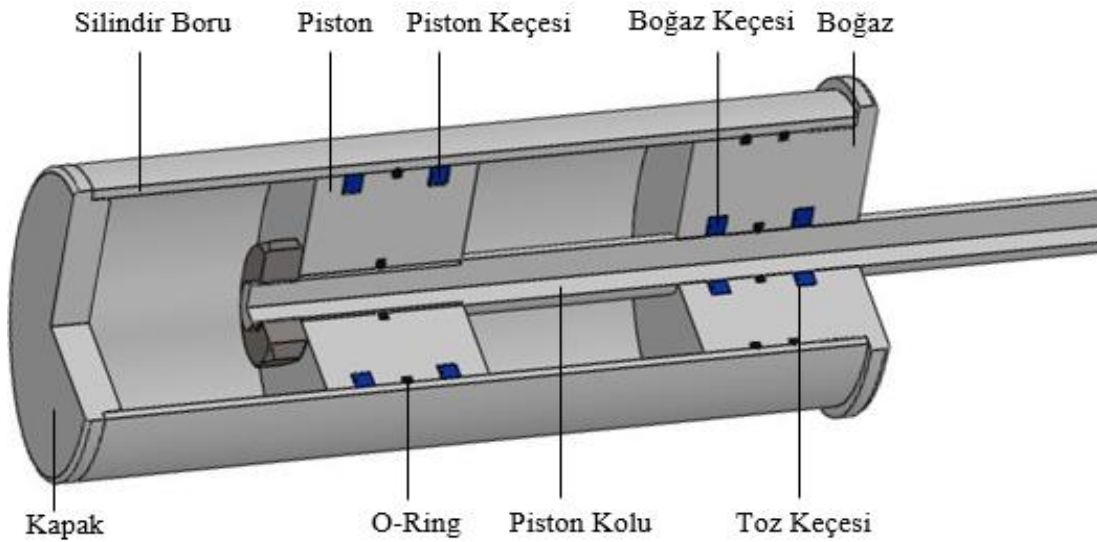
k	: Tabaka sırası
N_h	: Teğetsel kuvvet
$\{P\}$: Tekil kuvvet vektörü
Π	: Toplam potansiyel enerji
$[A_{ij}]$: Uzama ve kayma rijitlik matrisi
$[B_{ij}]$: Uzama ve eğilme rijitlik matrisi
$\{q\}$: Yerel koordinat yer değiştirme vektörü
ρ	: Yoğunluk
$\{T\}$: Yüzey kuvvet vektörü

Kısaltmalar

MPa	: MegaPaskal
GF	: Güvenlik faktörü
İS	: İstif sırası

1. GİRİŞ

Hidrolik silindirler uzun yıllar boyunca havacılık sektöründen iş makinelerine kadar birçok farklı alanda kullanılan ve günümüz teknolojisinde önemli bir yere sahip olan sistem elemanlarıdır. Yunan dilinde su anlamına gelen ‘Hydor’ ve boru anlamına gelen ‘Aulos’ kelimelerinden türetilen hidrolik terimi genel olarak sıvı basıncından faydalanılarak iş gücü elde edilen sistemleri ifade etmektedir. Çalışma prensibi ve sistem bileşenlerine göre farklı çeşitleri bulunan hidrolik silindirler temel olarak silindir boru (kovan), piston, mil (piston kolu), kapak, boğaz, sızdırmazlık elemanları ve bağlantı elemanlarından meydana gelmektedir (Zhang, 2008). Hidrolik silindirlerde kullanılan sistem bileşenleri Şekil 1.1’ de gösterilmiştir. Piston ve piston kolu hidrolik basıncın mekanik enerjiye dönüştürülmesinde kullanılan hidrolik silindir elemanlarıdır. Piston yüzey alanı ve sıvı basıncına bağlı olarak elde edilen kuvvet sistemlere piston kolu vasıtasıyla aktarılmakta ve gerekli çalışma kuvveti elde edilmektedir. Hidrolik silindirlerde kullanılan bir diğer eleman olan boğaz ise piston kolunun ileri ve geri hareketi esnasında yataklama görevi görmektedir. Ayrıca sıvı basıncı sonucunda oluşan aksel yükler de bu elemanlar tarafından karşılanmaktadır. Boğazlar ve piston yüzeyinde meydana gelen sıvı kaçağı sistem performansını olumsuz etkilemekte ve çalışma basıncının düşmesine neden olmaktadır. Sızdırmazlık elemanları silindir içerisinde veya dışında meydana gelebilecek olan sıvı kaçağını engellemek için kullanılmaktadır. Sıvı kaçağını önlemesinin yanı sıra bu elemanlar piston ve boğaz bölgelerinde metal malzemelerin birbirine temas etmesini engellemekte ve hidrolik silindirlerde önemli bir sorun olan aşınmanın da önüne geçmektedir. Sonraki bölümlerde hidrolik silindir bileşenleri, çeşitleri, kullanım alanları ve bu çalışma kapsamında yapılan hafifletme çalışmalarının önemi ayrıntılı olarak anlatılacaktır.



Şekil 1.1. Hidrolik silindir bileşenlerinin şematik gösterimi

1.1. Hidrolik Silindir Bileşenleri

Hidrolik silindir bileşenlerinden birisi olan boğazın üretiminde çoğunlukla yapısal çelik kullanılmasının yanı sıra alüminyum ve bronz alaşımlar da kullanılabilir. Sistemde piston kolu için yataklama görevi gören bu bileşenlerin üretiminde geometrik toleranslara dikkat edilmesi oldukça önemlidir. Örneğin eş merkezlik toleransına dikkat edilmemesi piston kolunun aksel hareketten sapmasına ve dolayısıyla radyal yönde istenmeyen yüklerin oluşmasına neden olmaktadır (Gamez-Montero ve ark., 2009). Bu durum başta sızdırmazlık elemanları olmak üzere birçok sistem bileşeninin hasar görmesine neden olabilmektedir. Diğer taraftan silindir boru ile boğaz montajı genellikle dişli bağlantı ile sağlanmakta olup birleşim noktalarında hidrolik sıvı kaçağının engellenmesi için sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır (Zhang, 2008). Kullanılan sızdırmazlık elemanları çalışma basıncı ve kuvvete bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Boğaz üzerinde genellikle o-ring, boğaz keçesi ve toz keçesi kullanılmaktadır. O-ring ile boğaz keçeleri sızdırmazlık ve yataklama için tercih edilirken toz keçesi piston kolu üzerinden silindir haznesine geçebilecek toz ve parçacıkların engellenmesi için kullanılmaktadır. Sızdırmazlık elemanları için oluşturulan kanalların tıpkı diğer kritik yüzeylerde olduğu gibi minimum yüzey pürüzlülüğü ile imal edilmesine ve sızdırmazlık elemanlarının hasar görmemesine dikkat edilmelidir.

Hidrolik silindirlerde sıvı basıncı ve piston yüzey alanının büyüklüğü ile doğru orantılı olarak mekanik kuvvet elde edilmektedir (Chapple, 2014). Elde edilen bu kuvvet piston kolu vasıtasıyla sisteme aktarılmaktadır. Fakat piston ile piston kolunun montajı sonucunda sıvı basıncının etki ettiği efektif yüzey alanları açılma ve kapanma yönlerinde farklılık göstermektedir. Piston kolu çapından kaynaklı olarak kapanma yönünde basınç uygulanan yüzey alanı diğer yüzeye göre daha az olmakta ve bu durum çekme ve basma yönlerinde farklı büyüklükte kuvvetlerin meydana gelmesine neden olmaktadır. Ayrıca piston kolunun açılma ve kapanma hızları da bu sebepten dolayı farklılık göstermektedir. Yapısal çelik kullanılarak üretilen bu bileşenlerin montajında genellikle piston kolu üzerinde ani çap değişimlerinin yaşandığı ve fatura olarak adlandırılan bölgeler oluşturulmaktadır. Fatura yüzeyine yaslanan piston somun bağlantısı ile iki yüzey arasında sıkıştırılmakta ve pistonun mil üzerindeki aksel konumu sabitlenmektedir. Hem silindir içerisinde hem de dış ortamda çalışan piston kolunda korozyon oluşumunun engellenmesi için yüzey kaplaması yapılmaktadır. Ayrıca mil yüzeyi sızdırmazlık elemanları ile temas halinde olduğundan dolayı silindir borunun iç yüzeyinde olduğu gibi minimum yüzey pürüzlülüğüne sahip olacak şekilde imal edilmektedir. Piston üzerinde sızdırmazlık elemanları için kanallar oluşturulmakta ve montajı yapılmaktadır. Kullanılan bu sızdırmazlık elemanları silindir hazneleri arasında hidrolik sıvı geçişini engellemesinin yanı sıra metal bileşenlerin birbiri ile temas etmesini de engelleyerek sistemin güvenli bir şekilde çalışmasını sağlamaktadır.

Sızdırmazlık elemanları temel olarak iki farklı basınç bölgesi arasında akışkan geçişini engellemek amacıyla kullanılan sistem bileşenleri olarak tanımlanmaktadır. İki bölge arasında meydana gelebilecek akışkan geçişi istenilen çalışma kuvvetinin elde edilememesine ve dolayısıyla hidrolik sistem performans değerlerinin düşmesine neden olmaktadır. Diğer taraftan bu bileşenler hidrolik sıvı kaçağını engellemesinin yanı sıra yataklama görevi de görmektedir. Metal malzemelerinin birbiri ile temasını engelleyen bu elemanlar silindir bileşenlerin aşınmasının önüne geçmektedir. Ayrıca sızdırmazlık elemanları dış ortamdan silindir haznesine geçebilecek toz ve parçacıkların engellenmesi için de kullanılmaktadır. Silindir haznesine harici parçacık girmesi hidrolik silindirlerde sıklıkla karşılaşılan hasarlardan birisidir. Silindir içerisine giren toz ve parçacıklar boğaz veya pistonda kullanılan sızdırmazlık elemanlarının hasar görmesine ve dolayısıyla hidrolik sistemlerin işlevini yerine getirememesine neden olmaktadır. Bütün bu sebeplerden dolayı hidrolik silindir tasarımında sızdırmazlık elemanlarının seçimine oldukça dikkat edilmelidir. Statik veya dinamik çalışma

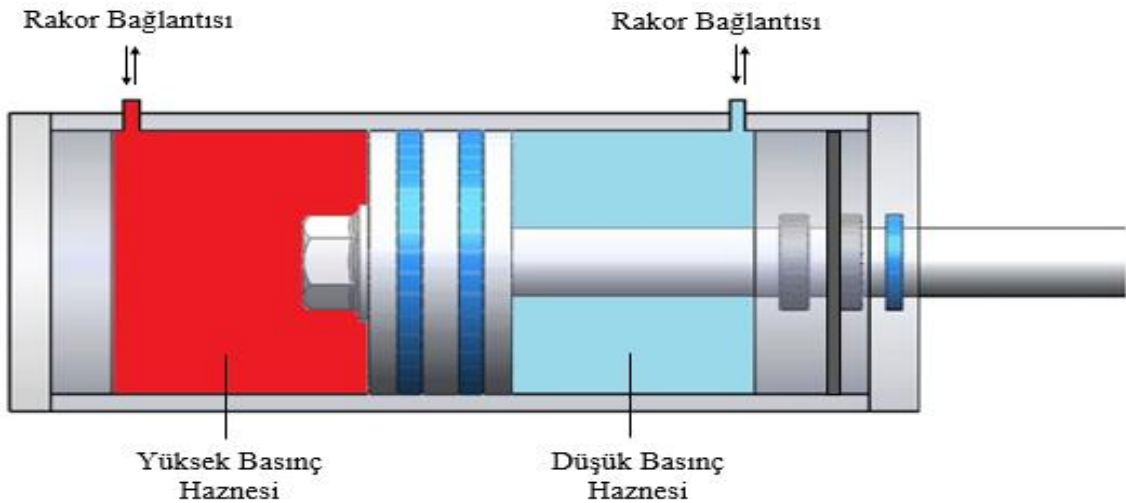
koşullarına bağlı olarak farklı türleri bulunan sızdırmazlık elemanlarının seçiminde birçok farklı parametre etkili olmaktadır. Örneğin boğaz ve piston üzerinde kullanılan sızdırmazlık elemanları çalışma basıncı, çalışma sıcaklığı, hidrolik akışkan türü, kayma hızı vb. birçok parametre dikkate alınarak seçilmektedir.

Bir başka hidrolik silindir bileşeni olan silindir boru incelendiği zaman sistemde yataklama görevi gördüğü ve sıvı giriş çıkış haznesi olarak kullanıldığı görülmektedir. En önemli hidrolik silindir bileşenlerinden birisi olarak görülen silindir borular sızdırmazlık elemanları ile temas halinde çalışmaktadır. İç yüzey pürüzlülüğü fazla olan silindir borularda sızdırmazlık elemanlarının kısa zaman içerisinde aşındığı ve sistem hasarı ile sonuçlandığı görülmektedir. Bu sebepten dolayı bu bileşenlerin iç yüzeyleri genellikle honlanmakta ve yüzey pürüzlülüğü minimum seviyeye indirilmektedir. Diğer taraftan silindir boruların aksel doğrusalılığı da sistem performansı açısından oldukça önemlidir. Aksel doğrusalılıkta hata olması hazneler arasında hidrolik sıvı geçişinin meydana gelmesine ve dolayısıyla sistem performansının düşmesine neden olmaktadır. Bütün bu sebeplerden dolayı silindir boruların boyut ve yüzey toleranslarına dikkat edilerek üretilmesi büyük önem arz etmektedir. Diğer taraftan çalışma kuvveti ve basıncı dikkate alınarak hidrolik silindir tasarımı yapıldığında ilk olarak silindir borunun iç çapı belirlenmekte ve gerekli mukavemet hesaplamaları sonrasında et kalınlığı elde edilmektedir. Yüksek basınç ve kuvvet gerektiren uygulama alanlarında kullanılan bu bileşenler muazzam boyutlara ulaşabilmekte ve genellikle yapısal çelik kullanılarak üretildiğinden dolayı hidrolik silindirlerin çok fazla ağır olmasına sebep olmaktadır. Bu sebepten dolayı bu çalışmada yüksek mukavemet/ağırlık oranı ile ön plana çıkan kompozit malzemeler kullanılarak silindir boru tasarımının yapılması amaçlanmıştır.

1.2. Hidrolik Silindir Çeşitleri

Savunma sanayinden tarım aletlerine kadar birçok farklı endüstriyel alanda kullanılan hidrolik silindirler sistem gereksinimlerine bağlı olarak farklı tasarım ve çalışma prensibine sahip olabilmektedir. Bu yapılar genellikle etki sayısı, mil ve piston türü başta olmak üzere farklı tasarım parametreleri dikkate alınarak sınıflandırılmaktadır. İlk olarak hidrolik silindirler etki sayısına göre incelendiğinde çift etkili ve tek etkili olmak üzere ikiye ayrıldığı görülmektedir (Doddannavar ve ark., 2005). Şekil 1.2' de çift etkili hidrolik silindir şematik olarak gösterilmiştir. Tek etkili

hidrolik silindirlerde akışkan pistonu tek yönlü olarak etki etmekte ve pistonun açılması için gerekli olan kuvvet akışkan basıncı tarafından sağlanmaktadır. Piston kolunun kapanması için gerekli olan kuvvet ise genel olarak dışarıdan uygulanan ağırlık veya yay mekanizması ile elde edilmektedir. Bu tür hidrolik silindirlerde akışkan giriş ve çıkışı tek taraftan sağlanmakta olup akışkanın yönü kontrol valfleri kullanılarak ayarlanmaktadır. Bu silindir türleri piyasada çok fazla tercih edilmemekle birlikte çoğunlukla krikol gibi harici besleme mekanizması gerektirmeyen sistemlerde kullanılmaktadır. Diğer taraftan çift etkili hidrolik silindirlerde açılma ve kapanma yönünde gerekli olan kuvvetler her iki yönde de akışkan basıncı tarafından sağlanmaktadır. Hareket yönüne bağlı olarak silindir haznesine akışkan giriş ve çıkışı yapılmakta, piston yüzeyine uygulanan basınç ile çalışma kuvveti elde edilmektedir. Fakat çift etkili silindir türlerinde piston yüzey alanları farklılık gösterdiğinden dolayı basma ve çekme yönlerindeki kuvvetler farklılık göstermektedir. Bu durumun istenmediği uygulama alanlarında çift milli hidrolik silindirler kullanılmaktadır. İki mil kullanılan hidrolik silindir türlerinde efektif yüzey alanı her iki piston yüzeyinde de aynı olduğundan dolayı iki yönde de aynı büyüklüğe sahip çalışma kuvveti elde edilebilmektedir. Çift etkili hidrolik silindirlerde akışkanın silindir haznelere giriş ve çıkışı rakorlar üzerinden sağlanmakta olup akışkan yönü, hızı ve debisi PLC mekanizması tarafından hassas bir şekilde kontrol edilmektedir. Bu silindir türleri piyasada en çok tercih edilen hidrolik silindir çeşitlerindedir.



Şekil 1.2. Çift etkili hidrolik silindirlerin şematik gösterimi

Tek etkili ve çift etkili hidrolik silindirlerin yanı sıra teleskopik ve tandem silindirlerde endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılmaktadır. İç içe geçmiş iki veya daha fazla silindirden oluşan teleskopik silindirler hem yüksek strok uzunluğu sağlamakta hem de kullanıldıkları sistemlerde çok fazla yer kaplamamaktadır. Genellikle çift etkili olarak çalışan bu silindirlerde maksimum çalışma kuvveti ilk kademede elde edilirken açılma hızı her kademede giderek artmaktadır. Bu silindir türleri genellikle damperli kamyon, vinç ve römork gibi yüksek strok uzunluğunun istenildiği sistemlerde kullanılmaktadır. Diğer taraftan tandem silindirler ise yüksek çalışma kuvveti elde etmek için kullanılan özel silindirlerdendir. Hidrolik silindirlerde daha büyük çalışma kuvveti istenildiği zaman genellikle piston çapı artırılmakta ve buna bağlı olarak silindir boru çapı ve et kalınlığı değişmektedir. Fakat tandem silindirlerde daha fazla çalışma kuvveti elde etmek için iki adet piston kullanılmakta ve böylece silindir boru çapı değiştirilmeden çalışma kuvveti artırılmaktadır.

1.3. Hidrolik Silindirlerin Kullanım Alanları ve Hafifletme Çalışmalarının Önemi

Kompozit malzemeler en az iki farklı malzemenin bir araya getirilmesi sonucu elde edilen ve mühendislik uygulamalarında sıklıkla kullanılan yapı malzemeleridir. Havacılıktan otomotiv sektörüne kadar birçok farklı alanda tercih edilen bu malzemelerin geleneksel metal malzemelerle karşılaştırıldığında daha avantajlı oldukları görülmektedir. Geleneksel çelikler yüksek mukavemete sahip olmasına rağmen düşük mukavemet/ağırlık oranından dolayı ağırlığın kritik olduğu alanlarda çok fazla tercih edilmemektedirler. Örneğin, Boeing 787 uçağında yaklaşık olarak %10 oranında çelik kullanılırken, bu oran kompozit malzemeler için %50 civarındadır (Giurgiutiu, 2015). Özgül mukavemetlerinin yüksek olmasının yanı sıra kompozit malzemeler tasarım esnekliği ile de ön plana çıkmaktadır. Elyaf oryantasyonu, katman sayısı, fiber ve matris malzemesi gibi tasarım parametrelerine bağlı olarak kompozit malzemelerin çekme, basma ve kayma yönündeki mukavemetleri istenilen kullanım şartlarına göre rahatlıkla optimize edilebilmektedir. Örneğin kompozit malzemelerin çekme mukavemetleri 3450-7060 MPa aralığında değişirken, çelikler için bu değerler 500-1770 MPa aralığındadır (Liu ve ark., 2015). Bütün bunların haricinde kimyasal tepkime, sıvı teması, oksitlenme gibi etkiler sonucunda korozyonun meydana geldiği çelikler yerini yüksek korozyon direnci ile ön plana çıkan kompozit malzemelere bırakmıştır.

Hidrolik silindirler birçok farklı alanda temel sistem bileşenleri veya yardımcı ekipmanlar olarak kullanılmaktadır. Uygulama alanları ve küresel ticaret hacmi sürekli olarak artan bu yapıların havacılık ve savunma sanayi, endüstriyel ekipmanlar, taşıma ve yükleme araçları, yapı ve maden endüstrisi, tarım aletleri ve geri dönüşüm sistemlerinde sıklıkla kullanıldığı görülmektedir. Havacılık ve savunma sanayi ile yapı ve maden endüstrisinin büyük oranda pazar payına sahip olduğu hidrolik silindir endüstrisinde tarım aletlerinin pay oranı da oldukça fazladır. Hava araçlarının iniş takımları, kanat kapakçıkları, uçuş ve yakıt kontrol sistemlerinden traktör, forklift ve ekskavatör gibi iş makinelerine kadar birçok farklı alanda yoğun olarak kullanılan hidrolik silindirler genel olarak geleneksel çelik malzemeler kullanılarak üretilmektedir. Fakat hava araçları gibi ağırlığın büyük sorun olduğu alanlarda bu malzemelerin kullanılması yakıt maliyeti, efektif kalkış ağırlığı ve performans verimliliğine kadar birçok farklı noktada olumsuz yönde etki etmektedir. Özellikle yakıt performansı elde etmek amacıyla hava araçlarında sürekli yapılan ağırlık azaltma çalışmaları da dikkate alındığı zaman kompozit malzeme oranının her geçen gün arttığı görülmektedir. Örneğin, A310 tipi uçaklarda kullanılan kompozit malzeme oranı yaklaşık olarak %5 civarında iken bu oran A350 tipi uçaklarda %53 seviyelerine kadar ulaşmıştır (Zhang ve ark., 2020). Hava araçlarının yakıt tüketimi ve manevra kabiliyetine önemli derecede katkı sağlayan bu malzemelerin kullanım oranının daha da fazla artması beklenmektedir. Diğer taraftan iş makineleri, damperli kamyonlar ve otomobiller gibi kara araçlarında araç ağırlığı yakıt performansını olumsuz yönde etkilemektedir. İş makinelerinde kullanılacak kompozit hidrolik silindirlerin sağlamış olduğu hafiflikten dolayı yakıt performansının artması, atalet momentlerinde meydana gelecek azalmadan dolayı hareket kabiliyeti ile performans verimliliğinin de iyileşmesi beklenmektedir. Endüstriyel uygulamalarda kullanılan iş makinelerinin sayısı da dikkate alındığı zaman hafifletme çalışmaları sonucu elde edilen yakıt performansı ile hem ekonomik açıdan kazanım elde edilecek hem de egzoz emisyon değerleri düşürülerek daha çevreci araçların kullanılmasına imkân sağlanacaktır. Yakıt performansının yanı sıra iş makinelerinde kullanılacak kompozit hidrolik silindirlerin sağlamış olduğu hafiflikten dolayı atalet kuvvetlerinde de azalma meydana gelecektir. Bu azalmanın etkisiyle sistem performansı ve hareket kabiliyetinde artış yaşanacağı ve dolayısıyla çalışma veriminin artacağı düşünülmektedir.

Bütün bu sebeplerden dolayı bu çalışmada birçok mühendislik alanında tercih edilen hidrolik silindirlerin kompozit malzeme kullanılarak ağırlığının azaltılması ve

mukavemetin artırılması planlanmıştır. Literatür araştırmasında, bu malzemelerin yüksek basınçlı akışkan depolama ve taşıma sistemlerinde sıklıkla kullanıldığı ve bu konuda birçok bilimsel çalışma yürütüldüğü görülmüştür (Lifshitz ve Dayan, 1995; Kabir, 2000; Hocine ve ark., 2009; Kumar ve Kumari, 2012; Mertiny, 2012; Kangal ve ark., 2020; Liu ve Shi, 2020). Yapılan çalışmalarda metal veya polimer astarların kompozit malzeme ile kaplanarak depolama tanklarının üretildiği ve bu yapıların hafiflik ve yüksek mukavemetten dolayı önemli avantajlar sağladığı görülmüştür. Hava araçlarının oksijen depolama sistemlerinden toplu taşıma araçlarının yakıt depolama tanklarına kadar birçok farklı alanda tercih edilen bu yapılar yüksek korozyon direnci ile uzun yıllar süren kullanım ömrü ve daha az bakım maliyeti sunmaktadır. Diğer taraftan literatürde kompozit katmanlı hidrolik silindirler üzerinde yürütülen bilimsel çalışmalar incelendiği zaman yok denecek kadar az çalışmanın bulunduğu belirlenmiştir. Bu sebepten dolayı bu çalışmada özgün bir tasarıma sahip olan kompozit katmanlı hidrolik silindirin tasarım çalışmaları yürütülmüştür. İki farklı konsept tasarım üzerinden yürütülen çalışmalar ile tasarım etkileri ve performans değerleri araştırılmıştır. Numerik çalışmalar sonucunda performans karakteristiklerine etki eden parametreler incelenmiş ve yanıt yüzey metodolojisi kullanılarak optimize edilmiştir.

2. KAYNAK ARAŞTIRMASI

Kompozit malzemelerin otomotiv, havacılık, rüzgâr, petrol, basınçlı kaplar, medikal ve spor ürünlerinde kullanım oranı hafif olmalarından dolayı gittikçe artmaktadır (Elmar ve Bernhard, 2015). Bu malzemeler geleneksel malzemelere göre yüksek mukavemet/ağırlık oranı, yorulma ve korozyona karşı direnç gibi birçok avantaja sahiptirler (Takeichi ve ark., 2003; Züttel, 2003). Örneğin karbon elyaf çelikten en az dört kat daha hafiftir ve aynı zamanda daha yüksek mukavemete sahiptir (Liu ve Kumar, 2012) Başta karbon ve cam fiberler olmak üzere birçok elyaf türü kompozit malzemelerde takviye edici malzeme olarak kullanılmaktadır. Kompozit fiberler esas olarak bir matriste kullanılmak üzere tasarlanmış ve yapıların mekanik özelliklerini iyileştirmek için stresin matristen uzağa aktarılmasına yardımcı olmaktadır (Buckley ve Edie, 1993). Yao ve ark. (2018) çalışmalarında ileri yüzey işleme teknikleri ve karbon elyaf takviyeli termoplastik kompozitlerin üretilmesi ile ilgili literatür araştırması yapmışlardır. Termoplastik kompozitlerde karbon elyaf kullanımının avantaj ve dezavantajlarının da incelendiği çalışmada cam elyaflar ile karşılaştırıldığında karbon elyafların daha düşük yoğunluk, daha yüksek mukavemet ve aşınma direncine sahip olduğu belirtilmiştir. Dezavantajlarına bakıldığı zaman ise tek yönlü karbon elyafların daha düşük şekil değiştirme sergilediği ve cam elyaflara göre daha pahalı olduğu belirtilmiştir. Oromiehie ve ark. (2019) ise kompozit üretim tekniklerinden olan otomatik elyaf yerleştirme yöntemi ile ilgili literatür çalışması yapmışlar ve üretim aşamasında meydana gelen kusurların nihai ürün özellikleri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Konsolidasyon kuvveti, yerleştirme hızı ve kürleşme sıcaklığı etkilerinin de incelendiği çalışmada, artan konsolidasyon kuvveti ile numune bünyesinde daha fazla boşluk meydana geldiği belirtilmiştir. Ayrıca artan yerleştirme hızının yapışma kalitesini düşürdüğü ve daha fazla boşluk oluşumuna sebep olduğu belirtilmiştir. Bir diğer çalışmada, Shirvanimoghaddam ve ark. (2017) fiber takviyeli metal matris kompozitler üzerine literatür araştırması yapmış ve geleneksel metal malzemelerle karşılaştırıldığında fiber takviyesinin malzeme özelliklerine etkisini incelemişlerdir. Bu kapsamda, bu tür yapılarda sıklıkla kullanılan metal ve takviye edici fiber malzemeler araştırılmış ve kullanılan malzemenin mekanik sonuçlara etkisi incelenmiştir. Üretim yöntemlerinin avantaj ve dezavantajlarının da araştırıldığı bu çalışmada metal matrisli kompozitlerde karbon fiber kullanımının mekanik performans, aşınma direnci, termal ve elektriksel özellikleri önemli ölçüde artırdığı belirlenmiştir.

Raghubanshi ve ark. (2016) ise potansiyel uygulama alanları ve mükemmel özellikleri ile ön plana çıkan helisel karbon fiberler ile ilgili araştırma yapmışlardır. Helisel yapıya sahip bu malzemelerin, fiber ve bobin çapının yanı sıra bobin hatvesine göre çok geniş bir morfoloji aralığına sahip olduğu belirtilmiştir. Ayrıca, bu çalışmada hidrojen depolamadan çeşitli sensörlere kadar birçok farklı alanda kullanılan bu malzemelerin yüksek elastisite, yapısal kararlılık, elektriksel iletkenlik, elektromanyetik dalga emilimi vb. özellikler sergilediği belirtilmiştir. Günümüzde kompozit malzemelerin bu avantajları göz önüne alındığında, kullanıldığı endüstriyel uygulamaların sayısında çok hızlı bir artış yaşandığı söylenebilir.

Kompozit malzemedan üretilmiş silindirik tüpler, sıkıştırılmış hidrojen veya doğalgazın depolanması gibi (Verijenko ve ark., 2001) farklı mühendislik dallarında kullanılmaktadırlar (Vasiliev ve ark., 2003). NASA'nın ilk kez kompozit basınçlı kap uygulamasından sonraki yıllarda ise uygulama alanları sürekli olarak genişlemektedir. (Haddock ve Darms, 1990; Chamis ve Minnetyan, 2001; Mirza ve ark., 2001). Kompozit kabın tasarım özellikleri, elyaf sargı desenleri ve tabaka kalınlığının uyarlanabilir olması bu malzemelerin farklı çalışma koşullarına ve ortamlara uygulanabilir olmasını sağlar. Bu nedenle kompozit yapıların mekanik özelliklerinin ve hasar mekanizmalarının incelenmesi büyük önem arz etmektedir. Afrathim ve ark. (2021) çalışmalarında ince kompozit basınç tanklarının ilk katman patlama basıncını belirlemek amacıyla numerik çalışmalar yürütmüş ve bu kapsamda Tsai-Wu ve maksimum gerilme hasar kriterlerini kullanmışlardır. Ayrıca bu çalışmada bazalt, cam elyaf ve S2 cam elyaf malzemeler tanımlanmış ve sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışmadan bazalt elyaf takviyeli basınç tanklarının daha yüksek patlama basıncı sergilediği sonucuna varılmıştır. Park ve ark. (2021) tarafından yürütülen çalışmada 700 bar çalışma basıncı altında Tip 4 hidrojen basınç tankı tasarımı yapılmıştır. Bu kapsamda izotensoid ve küresel kubbe profiline sahip plastik astar tasarlanmış ve böylece filaman sarım esnasında elyafların kubbe yüzeyinde kayması engellenmiştir. Kompozit katmanların başlangıç kalınlığı netting analizi kullanılarak elde edilmiş ve sonrasında yanıt yüzey metodolojisi kullanılarak optimum tasarım yapılmıştır. Çalışma sonucunda silindirik ve kubbe bölgeleri için helisel ve çember sarım tabaka kalınlıklarının yanı sıra alüminyum başlık boyutları belirlenmiş ve patlama basınçları elde edilmiştir. Bir diğer çalışmada (Özaslan ve ark., 2021) kubbe ve silindirik bölgelerin rijitlik farkından dolayı kompozit katmanlı basınç tanklarında istenmeyen eğilmelerin meydana gelebileceği ve bu durumun kubbe ile silindir geçiş bölgesinde

düzgün olmayan gerinimlerin ortaya çıkmasına neden olabileceği söylenmiştir. Bu kapsamda metal astarlı basınç tankı numerik olarak tasarlanmış ve geçiş bölgesi gerinimi değerleri deneysel olarak incelenmiştir. Ayrıca geçiş bölgesi kesitleri optik mikroskop yardımıyla incelenmiştir. Çalışma sonucunda deneysel veriler ve iki farklı numerik model sonuçları doğrultusunda kubbe ile silindir geçiş bölgesi için analizler gerçekleştirilmiş ve basınç tankı tasarımında dikkat edilmesi gereken hususlar sunulmuştur. Sepetcioglu ve ark. (2022) tarafından yürütülen çalışmada grafen nanoplatelet katkısının bazalt elyaf takviyeli kompozit basınç tanklarının yorulma davranışına etkisini belirlemek amacıyla deneysel çalışmalar yürütülmüştür. Bu kapsamda sızma hasarının meydana geldiği nihai enine gerilme değerinin %30, %35, %40, %50 ve %60 yük oranlarında testler yürütülmüş ve hasar oluşumu ile aşamaları incelenmiştir. Çalışma sonucunda hasar gelişiminin sırasıyla sızıntı, sızma ve patlama şeklinde meydana geldiği belirlenmiştir. Ayrıca düşük oranda grafen nanoplatelet (%0.25) katkısının hasar çevrim sayısını artırdığı ve yorulma ömrünü artırdığı sonucuna varılmıştır. Jois ve ark. (2021) tarafından yapılan çalışmada farklı kubbe profillerine sahip kompozit katmanlı basınç tanklarının gerilme dağılımları numerik olarak incelenmiştir. Bu kapsamda polimer astar, tek katman tabakalı polimer astar ve çoklu katman takviyeli polimer astar basınç tankları tasarlanmış ve çoklu katman takviyeli polimer astar basınç tanklarının numerik sonuçları deneysel verilerle karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda kubbe ile silindir birleşme noktalarında meydana gelen ikincil gerilmelerin basınç tanklarının hasar mekanizmalarında oldukça etkili olduğu sonucuna varılmıştır.

Literatürde kompozit boruların mekanik özelliklerini belirleme ile alakalı birçok çalışma yapılmıştır. Gemi (Gemi, 2004; Gemi, 2014; Gemi, 2018), farklı sarım açılarında üretilmiş elyaf takviyeli kompozit borulara statik patlatma ve yorulma deneyleri yapmıştır. Çalışmalarında $\pm 45^\circ$, $\pm 55^\circ$ ve $\pm 75^\circ$ sarım açılarında üretilmiş borularda sarım açısının statik patlatma mukavemetine ve yorulma ömrüne etkisini deneysel olarak incelemişlerdir. Bir başka çalışmada iç basınç altında yorulma yüklemesi sırasında oluşan hasar gelişimi incelenmiştir (Gemi ve ark., 2009). Taşyürek ve Tarakçioğlu (2017) çalışmalarında 55° sarım açısına sahip cam elyaf takviyeli kompozit boruların yorulma davranışını incelemiş ve farklı oranlarda ilave edilen karbon nanotüp takviyesinin nihai sonuçlar üzerindeki etkilerini deneysel olarak belirlemişlerdir. Farklı en boy oranlarına sahip yüzey çatlak etkilerinin de incelendiği çalışmada karbon nanotüp kullanımının katmanlar arası yapışma kalitesini artırdığı ve

bunun sonucu olarak da kompozit boruların yorulma ömürlerinde iyileşme elde edildiği belirtilmiştir. Fakat kullanılan karbon nanotüp oranının sonuçlar üzerinde etkili olduğu, düşük oranlarda nanotüp kullanımı ile patlama mukavemeti ve yorulma ömründe önemli derecede artış elde edildiği belirlenmiştir. Hastie ve ark. (2021) tarafından yürütülen çalışmada filaman sarım sandviç boruların iç basınç ve termal yüklem altında numerik analizleri yürütülmüş ve çeşitli basınç ve sıcaklık altında aksel olarak sınırlanmış ve kapalı uçlu borular için hasar indeksleri belirlenmiştir. Ayrıca mevcut çalışmada uygulama koşulları dikkate alınarak optimum sarım açısı irdelenmiştir. Çalışma sonucunda aksel kısıtlı borularda çekirdek için hasar katsayısının düşük iç basınçlarda sıcaklığa oldukça bağımlı olduğu belirlenmiş ve bu durumun uygulama alanlarında kabul edilebilir sıcaklık aralığını oldukça azalttığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca çalışma sonucunda 55° elyaf oryantasyonunun kapalı uçlu borular için optimum olduğu sonucuna varılmıştır. Bir diğer çalışmada (Firouzsalar ve ark., 2021) katman sayısı ve iç çapın etkisini belirlemek amacıyla çeşitli keten kumaş takviyeli kompozit borular üretilmiş ve iç basınç altında deneysel patlatma testlerine tabi tutulmuştur. Sızıntı ve patlama basınçlarının yanı sıra boru yüzeylerinden radyal ve aksel gerinimi sonuçları elde edilmiş ve ilgili sonuçlar karşılaştırılmıştır. Çalışma sonucunda artan katman sayısı ve azalan boru çapına bağlı olarak maksimum patlama basınçlarında artış meydana geldiği belirlenmiştir. Ayrıca kompozit boruların fonksiyonel ve yapısal olarak iki farklı hasar modu sergilediği söylenmiştir. Fonksiyonel hasar modunda matris hasarının baskın olduğu fakat yapısal hasar modunda radyal yönde yönlendirilmiş elyafların yırtılması sonucu kompozit borularda patlama meydana geldiği sonucuna varılmıştır. Hocine ve ark. (2009) çalışmalarında alüminyum astar üzerine karbon elyafların filaman sarım yöntemi ile sarılması sonucu elde edilen hidrojen basınç tankının deneysel ve numerik analizlerini gerçekleştirmişlerdir. Analizlerde sadece silindirik bölge dikkate alınmış olup üç farklı filaman sarım açısı kullanılarak sarım açısının performans değerleri üzerindeki etkisi incelenmiştir. Ayrıca Tsai-Wu hasar kriterinden faydalanılarak farklı sarım açılara sahip basınç tankları için patlama basınçları bulunmuş ve maksimum patlama basıncı 55-60° sarım aralığı için belirlenmiştir. Nebe ve ark. (2020) yaptıkları çalışmada kompozit basınçlı kaplarda istif sırasının yapısal deformasyon, laminat kalitesi ve patlama basıncını nasıl etkilediğini deneysel ve analitik olarak incelemişlerdir. Deneysel sonuçlar doğrultusunda istif sırasının patlama basıncını %67 oranında değiştirdiğini gözlemlemişlerdir. Park ve Sakai (2019) fiber takviyeli kompozit basınç tanklarında meydana gelen gerilmeleri

hesaplayabilen 3 boyutlu matematiksel bir model geliştirmişlerdir. Tsai-Wu hasar kriterini patlama basıncı ve hasarın meydana geldiği katmanı belirlemek için kullanmışlardır. Yapılan bu çalışmada istif sırasının patlama basıncını önemli oranda etkilediği optimizasyon sonuçları ile belirlenmiştir. Bir diğer çalışmada (Li ve ark., 2021) oluklu metal parça kullanılan karbon elyaf takviyeli kompozit tüpler geliştirilmiş ve çekme davranışları deneysel ve numerik olarak incelenmiştir. Kompozit tüplerin uç kısımlarına oluklu metal parçalar yerleştirilmiş ve çekme testlerine tabi tutulmuştur. Böylece geleneksel yapıştırma bağlantılarının yerine oluklu metal parça kullanımının çekme davranışına etkileri incelenmiştir. Çalışma sonucunda oluklu metal parça kullanımının geleneksel yapıştırma bağlantılı kompozit tüplere kıyasla hasar modlarında değişikliğe neden olduğu sonucuna varılmıştır. Ayrıca oluklu metal parça kullanımının hasar yükünü yaklaşık olarak %37 oranında artırdığı belirlenmiştir. Diğer taraftan farklı rijitliğe sahip metal parçalar ile kompozit malzemelerin birlikte kullanımının kompozit malzemelerde katmanları arası kayma gerilmesi yığılmasına neden olduğu belirlenmiştir. Özbek ve ark. (2019) farklı elyaf oryantasyonlarında cam, bazalt ve cam/bazalt elyaf kullanılarak üretilen kompozit boruları basma testine tabi tutarak hasar modlarını, enerji absorpsiyon kapasitelerini ve ezilme davranışlarını incelemişlerdir. Bulunan sonuçlar doğrultusunda elyaf oryantasyonunda meydana gelen artışın, enerji absorpsiyon değerlerinde azalmaya, ezilme yük verimliliğinde ise artışa sebep olduğu belirlenmiştir. Ayrıca cam elyaf kullanılarak üretilen boruların en yüksek enerji absorpsiyon değerine sahip olduğu gözlemlenmiştir. Prabhakar ve ark. (2019) ise yapmış oldukları çalışmada filaman sargılı kompozit boruların burkulma, patlama, korozyon ve dayanıklılık gibi mekanik özelliklerini ele almışlardır. Patlatma analizleri ile gözlemlenen minimum hasar mekanizmaları doğrultusunda $\pm 55^\circ$ sarım açısının optimum değer olduğu ve literatür çalışmaları kapsamında boruların %90 oranında cam elyaf kullanılarak üretildiği belirtilmiştir. Bir diğer çalışmada (Wang ve ark., 2021) farklı katman sayılarına sahip termoplastik borularda meydana gelen deformasyon ve gerilmeleri belirlemek amacıyla iki farklı analitik yöntem geliştirilmiştir. Analitik yöntemlerden elde edilen sonuçlar sonlu elemanlar yöntemi ve deneysel çalışmalardan elde edilen verilerle karşılaştırılarak sonuçların doğrulaması yapılmıştır. Analitik yöntemlerle gerilme dağılımları ve hasar basınçlarının elde edilmesinin yanı sıra hasar modları, hasar sıraları, hasar başlangıç basınçları ve patlama basınçları belirlenmiştir. Çalışma sonucunda sarım açısının $\pm 55^\circ$ olması durumunda başlangıç hasarının elyaf matris kayma hasarı olarak meydana geldiği ve patlama basıncının elyaf kırılması

tarafından kontrol edildiği sonucuna varılmıştır. Ayrıca sonuçlardan sarım açısının $\pm 35^\circ$ ile $\pm 65^\circ$ aralığında olması tavsiye edilmiş belirtilen aralıkta sarım açısının önemli derecede etkili olduğu ve kompozit boruların yük taşıma kapasitesini oldukça artırdığı belirlenmiştir.

Sadece kompozit elyaf/epoksi kullanılarak üretilen kaplar, kompozit malzemenin gözenekli yapısı nedeniyle sızıntılara sebep olabilmektedir. Bu dezavantajın üstesinden gelmek için, kompozit elyaflar metal bir astar üzerine kaplanmaktadır. Bu konsept, astarın sızdırmazlık ile birlikte korozyon direnci sağladığı, astarın yüksek iç basınca dayanması için yüklendiği hibrit bir yapı olarak kabul edilir (Varga ve ark., 1995). Bu yaklaşım ile üretilen kaplar tamamı metal kaplara kıyasla %50' ye varan ağırlık tasarrufu sağlar (Lifshitz ve Dayan, 1995; Varga ve ark., 1995; Kabir, 2000). Metal astar ile kompozit malzeme arasındaki yapışma performansı hibrit kompozit yapılar için oldukça önemlidir. Di Boon ve ark. (2018) kullanılan metal astar yüzeyine oluk açma ve kum püskürtme yöntemlerini kullanarak yapışma performansını artırmayı amaçlamışlardır. Kangal ve ark. (2020) yapmış oldukları çalışmada metal bir astar üzerine elyafların sarılmasıyla elde edilen kompozit basınç tankının patlama basınç değerlerini numerik ve deneysel olarak incelemişler ve numerik sonuçların %8 sapma oranı ile deneysel sonuçları doğruladığını belirlemişlerdir. Ayrıca bu çalışmada, karbon ve cam elyaflar ile üretilen hibrit yapıda kullanılan karbon elyafların patlama basıncı üzerinde önemli etkisinin olmadığı görülmüştür. Gu ve ark. (2020) ise sırasıyla metal astar, kompozit iç yüzey, oluklu yapı ile desteklenmiş ve arası PVC köpük ile doldurulmuş ara yüzey ve kompozit dış yüzeyden oluşan hibrit yapı bir silindir tasarlamış ve üretmişlerdir. Üretilen hibrit yapı silindirin teorik ve deneysel olarak hasar modları incelenmiştir. Bir diğer çalışmada Rafiee (2016) cam fiber takviyeli polimer kompozit boruların üretim tekniklerinden bahsetmiş ve üretim prosesinden bağımsız olarak tüm kompozit boruların astar, yapısal tabaka ve dış tabakadan oluştuğunu belirtmiştir. Kullanılan astarın düşük kalınlığa ve pürüzsüz iç yüzeye sahip olduğu ve bu malzemelerin sıvı ile kompozit tabaka arasındaki teması engellemek için kullanıldığı belirtilmiştir. Ayrıca bu çalışmada filaman sarım açısının hasar davranışını nasıl etkilediğini belirlemek için yürütülen deneysel ve numerik çalışmalar incelenmiş ve sarım açısının malzeme performansı üzerinde oldukça etkili olduğu belirlenmiştir. Buna ek olarak kompozit boruların çevresel şartlandırma altında mekanik performanslarının nasıl değiştiği incelenmiş ve nem oranı ile deniz suyunun performans değerleri üzerinde oldukça etkili olduğu belirlenmiştir.

Halihazırda, kompozit-metalik yapıların silindirik kısmının gerilme ve hasar analizi üzerine çok sayıda çalışma yapılmıştır (Varga ve ark., 1995; Verijenko ve ark., 2001; Parnas ve Katırcı, 2002; Vasiliev ve ark., 2003; Zheng ve Liu, 2008). Kompozit yapıların davranışını araştırmak için klasik laminasyon teorisi (Parnas ve Katırcı, 2002) ve elastisite teorisi (Tutuncu ve Winckler, 1993; Chapelle ve Perreux, 2006) olmak üzere iki farklı teorik yaklaşım kullanılır. Birinci teori, kompozit laminatların bir düzlem gerilme durumunda olduğunu ve kalınlık yönünde hiçbir gerilme oluşmadığını varsaymaktadır. İkincisi, radyal kalınlıkta gelişen gerilmenin istifleme sıralaması seçimi üzerinde büyük bir etkiye sahip olduğunu göstermektedir (Tutuncu ve Winckler, 1993). Fiber takviyeli plastik boruların tasarımı ve kalifikasyonu esas olarak standartlara (API 15, ISO 14692) ve endüstriyel şartnamelere tabidir. Lifshitz ve Dayan (1995), kalın metal astarlı simetrik olmayan basınçlı kaptaki gerilme ve şekil değişimlerinin belirlenmesi için Klasik laminasyon teorisini (CLT) kullanmışlardır. Parnas ve Katırcı (2002) CLT ve genelleştirilmiş düzlem şekil değişimi varsayımına dayanarak silindirik kompozit laminatlar için elastik gerilme ve yer değiştirme çözümlerini elde etmiştir. Chapelle ve Perreux (2006) yaptıkları çalışmada izotropik bir astar üzerine sarılmış kompozit laminatlar için gerilme, şekil değiştirme ve yer değiştirme için analitik çözümler üretmiştir. Bouhafs ve ark. (2012) iç basınca maruz kalan filaman sarım kalın kompozit boruların gerilme analizi için analitik bir yöntem geliştirmiştir. (Mertiny ve Gold, 2007) ise filaman sarım tüplerinin sızıntı davranışı ile ilgili deneysel bir çalışma gerçekleştirmiş ve boyuna elastiklik modülünün sıcaklığa çok duyarlı olduğu bulunmuştur (Guedes ve Sá, 2010). Olsson (2011) çalışmasında iki ve üç eksenli yükleme durumunda kompozit tabaka mukavemetinin belirlenmesi ile ilgili olarak literatürde yapılan çalışmaları incelemiştir. Elde edilen bilgiler doğrultusunda çok eksenli deneyler için gerekli olan test aparatı ve numunelerin pahalı ve karmaşık olduğu, bu sebepten dolayı tek eksenli yükleme durumundan faydalanılarak çok eksenli gerilme durumunun elde edilebileceği belirlenmiştir. Çalışmanın sonucu olarak ise V çentikli giriş ve eğimli çift çentik kayma testlerinin kayma mukavemetini belirlemede en uygun yöntemler olduğu belirtilmiştir.

Kompozit malzemelerin enerji absorbe edebilme kapasiteleri üzerine tüp geometrisi (Costas ve ark., 2013; Eshkoo ve ark., 2014), üretim tekniği (Paz ve ark., 2014; Rezvani ve Jahan, 2015), tabaka yönelimi (Hu ve ark., 2016), laminat istifleme sırası (Hull, 1991; Wolff ve ark., 1994), hasar mekanizması (Alkbir ve ark., 2014; Paz ve ark., 2014) ve maksimum yük (Baroutaji ve ark., 2017) etkisi incelenmiştir. Kumar

(2019) bir çalışmasında hibrit yapıli kompozit tüplerin çarpmaya dayanıklılık ve enerji absorpsiyon değeriilerinin düz alüminyum tüplere göre daha yüksek olduğunu ortaya koymuştur. Deneysel sonuçlar doğrultusunda metal astar üzerine cam elyaf kullanımının özgül enerji absorpsiyon değeriini %23-30, cam/kenaf elyaf kullanımının ise %40-52 oranında artırdığı belirlenmiştir. Supian ve ark. (2018) ise çalışmalarında takviye edici eleman olarak hibridizasyon elyaf ve termoset polimer kullanımının kompozit tüplerin enerji absorpsiyon değeri üzerindeki etkilerini incelemişlerdir. Geleneksel metalik malzemelerle karşılaştırıldığında kompozit malzemelerin daha fazla yük taşıma kapasitesine sahip olduğu ve enerji absorpsiyon kapasitesini artırmada hibridizasyon etkisinin oldukça fazla olduğu belirtilmiştir. Ayrıca elyaf ve matris malzeme türü, üretim tekniğı ve elyaf oryantasyonu etkilerinin incelendiğı çalışmada deformasyon ve hasar mekanizmalarının sarım açısına oldukça bağılı olduğu belirlenmiştir.

Denizcilik ve havacılık uygulamalarında farklı şekillerde olan ince levhalar genellikle burkulma hasarına neden olabilecek normal gerilme ve kesme yükleri altında çalışmaktadır. Kritik burkulma yükünü en üst düzeye çıkarmak daha yüksek yapısal stabilite elde edilmesi ile mümkündür. Bu nedenle, bazı araştırmacılar bu yapılardaki çeşitli parametreleri optimize ederek burkulma yükünün artırılması konusunda çalışmışlardır. Reguera ve Cortínez (2016) kritik burkulma yükünü en üst seviyeye çıkarmak ve ince duvarlı kompozit kirişlerin ağırlığını minimize etmek için bir optimizasyon çalışması yürütmüştür. Qiu ve Zhu (2014) basma yükleri altında bir kompozit kirişin katman oryantasyonlarını optimize etmek için genetik algoritma yaklaşımını kullanmıştır. Struzziero ve ark. (2019) ise termoset kompozit malzemelerin optimizasyon çalışmaları ile ilgili literatür araştırması yapmışlardır. Bu kapsamda, literatürde kullanılan farklı optimizasyon yöntemlerinden bahsedilmiş ve bu yöntemlerin gradyan temelli optimizasyon ve sıfırıncı dereceden optimizasyon olmak üzere iki farklı kategoriye ayrıldığı belirtilmiştir. Ayrıca üretim yöntemine bağılı olarak optimizasyon çalışmalarında farklı parametre ve kısıtların kullanıldığı, filaman sarımda ise fiber ön gerilmesi, ağırlık, maliyet ve elyaf yörüngesinin optimize edilebileceğı belirtilmiştir. Nikbakt ve ark. (2018) kompozit yapıları kiriş, plaka, kabuk ve diğeri kompozitler olmak üzere kategorize etmiş ve bu yapıların optimizasyonu için yürütölen çalışmaları incelemişlerdir. Literatürde kullanılan optimizasyon türlerinin gösterildiğı çalışmada genetik algoritma, benzetimli tavlama, parçacık sürü optimizasyonu, karınca kolonisi optimizasyonu ve ateşböceğı algoritmasının yüksek verimliliklerinden dolayı

en fazla tercih edilen optimizasyon teknikleri olduğu belirtilmiştir. Ayrıca bu çalışmada katman istifleme sırasının en fazla optimizasyonu yapılan parametre olduğu, burkulma yükünün maksimize edilirken ağırlığın minimize edildiği fonksiyonun ise en fazla kullanılan amaç fonksiyonu olduğu belirtilmiştir. Bir diğer çalışmada Chang ve ark. (2010) ağırlıkta herhangi bir kısıtlama olmadan kritik burkulma yükünü iyileştirmek için kompozit lamine plakaların istifleme sırasının optimizasyonunu araştırmışlardır. Deveci ve ark. (2016) katmanların istiflenme sırasını optimize etmek için, güven bölgesi yansıtıcı algoritması ile birlikte genetik algoritma (GA) yaklaşımını kullanmışlardır. Karakaya ve Soykasap (2009) GA ve Genelleştirilmiş Desen Arama Algoritması (GPSA) uygulayarak, basitçe mesnetlenmiş lamine kompozit plakaların burkulma yükünü maksimize etmeyi araştırmışlardır. Ehsani ve Rezaeepazhand (2016) ise GA yaklaşımını kullanarak bir optimizasyon çalışması yürütmüştür. Jing ve ark. (2016) kritik burkulma ve hasar yükünü maksimize etmek amacıyla kompozit plakaların istifleme sırasını optimize etmişlerdir. Cho (2018) katman oryantasyonlarını optimize ederek kompozit kabuğun burkulma yükünü ve hasar direncini maksimize etmiştir. Optimizasyon sonuçları doğrultusunda burkulma performansının yük durumuna göre %28.9 'dan % 48.6' ya, hasar durumuna göre ise % 22.2' den % 50.6' ya yükseldiği gözlemlenmiştir. Ho-Huu ve ark. (2016) kompozit malzemelerin tabaka kalınlıkları ve oryantasyon açılarını optimize ederek kompozit levhaların burkulma yük faktörünü maksimize etmişlerdir. Bruyneel ve ark. (2012) ise lamine kompozitlerin istiflenme sırasını optimize ederek maksimum rijitlik değerini elde etmeye çalışmışlardır. Fares ve ark. (2006) Liapunov-Bellman teorisini kullanan çok amaçlı bir optimizasyon yaklaşımıyla hem burkulma yükünü maksimize etmek hem de burkulma sonrası dinamik tepkileri minimize etmek için fiber oryantasyon açılarını ve kompozit plakanın tabaka kalınlıklarını optimize etmiştir. Sørensen ve Lund (2015) minimum yapısal ağırlığa yol açan lamine kompozit plakalardaki katman kalınlığını optimize etmek için yeni bir ANSYS yazılımı kullanarak optimizasyon çalışması yürütmüştür. Ertas ve Sonmez (2011) lamine kompozit levhaların dayanım ve yük taşıma kapasitesini en üst düzeye çıkarmak amacıyla elyaf oryantasyonunu optimize etmişlerdir. Bir diğer çalışmada (Colombo ve Vergani, 2018) kompozit boru et kalınlığı gibi tasarım parametrelerini optimize edilmesi amacıyla analitik yöntemler sunulmuştur. Çalışma üç farklı aşamada gerçekleştirilmiş olup ilk aşamada teorik modeller kullanılarak elyaf ve matris özelliklerinin yanı sıra katmanların elastik özellikleri ve mukavemetlerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. İkinci aşamada ise klasik laminasyon teorisi yardımıyla

minimum et kalınlığının belirlenmesi için elyaf hacim oranı ve sarım açısı optimize edilmiştir. Son aşamada sadece hidro testlerin yanı sıra iç basınç ve eksenel yüklerin bileşik etkisi altında tasarım parametrelerinin değişimi incelenmiş ve optimum sarım açısının $\pm 55^\circ$ den $\pm 44.5^\circ$ ile $\pm 52.5^\circ$ aralığına taşındığı gözlemlenmiştir. Çalışma sonucunda optimum elyaf hacim oranının %40 ile %60 aralığında olduğu, sarım açısının ise $\pm 44.5^\circ$ ile $\pm 52.5^\circ$ aralığında kullanılabilereği belirtilmiştir. Liu ve Shi (2020) ise yaptıkları çalışmada sarım parametrelerini optimize ederek basınçlı kaplarda daha iyi mekanik performans elde edebilmeyi amaçlamışlardır. Sarım işleminde ve termo-viskoelastik etkilerden kaynaklanan artık gerilmeleri tahmin etmek ve yük kapasitesini iyileştirmek için optimizasyon modeli oluşturmuşlardır.

Hidrolik yapılarda kompozit malzeme kullanımının sistem ağırlığı ve mekanik özellikler üzerindeki etkisini incelemek için bazı çalışmalar yapılmıştır (Solazzi ve ark., 2018; Solazzi, 2019; Solazzi ve Buffoli, 2019; Solazzi, 2020; 2021; Solazzi ve Buffoli, 2021; Solazzi ve Vaccari, 2022). Solazzi (2019) kompozit malzeme ve alüminyumdan üretilmiş olan hidrolik silindirin yüksek basınç altında çalışmasıyla ilgili fizibilite çalışması yürütmüştür. Numerik ve deneysel olarak yürütölen çalışmada hidrolik silindir ve piston tasarlanarak, belirlenen çalışma şartlarında mekanik özellikleri ve hasar mekanizmaları incelenmiştir. İç basınç altında sızdırmazlık testleri ve patlama basıncı incelenen prototip üretimler, ayrıca eksenel çekme testine tabi tutulmuştur. Kompozit malzeme ve alüminyum kullanılarak üretilen sistemin, tamamı çelik yapı ile karşılaştırıldığında yaklaşık olarak %90 oranında daha düşük ağırlığa sahip olduğu gözlemlenmiştir. Solazzi (2020) bir diğer çalışmasında kompozit malzeme sarılmış alüminyum silindir boru, kompozit piston kolu, alüminyum ataşman, flanş ve uçlardan oluşan hidrolik silindir tasarlayarak deneysel ve numerik analizlerini yapmıştır. Solazzi ve Buffoli (2019) başka bir çalışmada ise damperli kamyonlarda kullanılan teleskopik hidrolik silindir tasarlamış ve numerik olarak analizlerini yapmışlardır. Hidrolik sisteme etki eden ağır yük koşulları ve eğim etkisinin göz önüne alındığı bu çalışmada, hidrolik sistemin boyutlandırması yapılarak burkulma, gerilme ve eksenel yer değiştirme sonuçları elde edilmiştir.

Hidrolik silindirler havacılıktan iş makinelerine kadar birçok farklı alanda sıklıkla kullanılmakta ve çalışma basıncı ile kuvvetine bağlı olarak muazzam boyutlara ulaşabilmektedir. Genellikle geleneksel çelik malzemeler kullanılarak üretilen bu yapılar oldukça ağır olabilmekte ve bu durum başta sistem verimliliği ve yakıt performansı olmak üzere birçok farklı soruna neden olabilmektedir. Bu sebepten dolayı

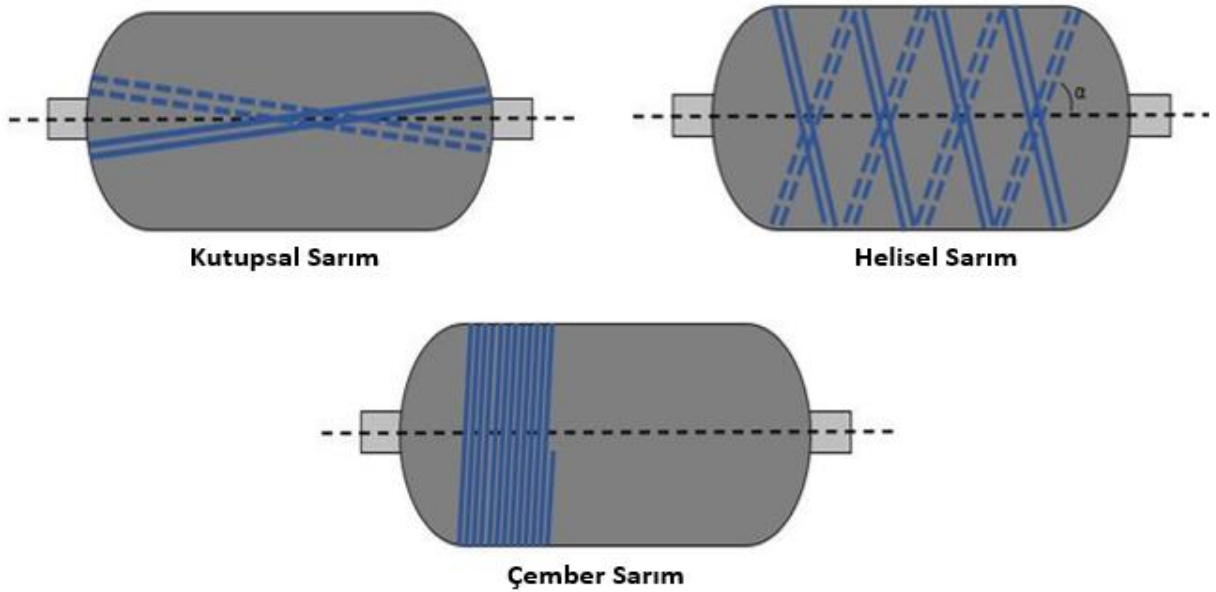
bu çalışmada Tip 1 ve Tip 2 olmak üzere iki farklı hidrolik silindir tasarımı gerçekleştirilmiş ve hidrolik silindirlerde kompozit malzeme kullanılabilirliği araştırılmıştır. Bu kapsamda numerik analizler yürütülmüş ve tasarım parametreleri incelenmiştir. Ayrıca yanıt yüzey optimizasyonu kullanılarak tasarım parametreleri optimize edilmiş ve mekanik özellikler belirlenmiştir. Çalışma sonucunda tasarım türlerinin avantaj ve dezavantajları incelenmiş ve optimum tasarım modeli belirlenmiştir. Literatürde kompozit katmanlı hidrolik silindirlerle ilgili çok az çalışmanın bulunduğu ve bu çalışmalarda genellikle Tip 2 hidrolik silindir tasarımında olduğu gibi silindirik bölgenin kompozit malzeme ile kaplandığı görülmektedir. Mevcut çalışmada ek olarak Tip 1 hidrolik silindir tasarımı yapılmış ve bütün yüzey kompozit malzeme ile kaplanmıştır. Böylece yapının daha hafif olması sağlanmış ve literatüre yeni bir hidrolik silindir türü kazandırılmıştır. Ayrıca basınç tanklarında sıklıkla kullanılan jeodezik yörüngenin hidrolik silindirlerde kullanılabilirliği araştırılmış ve jeodezik kubbe profiline sahip kompozit katmanlı hidrolik silindir tasarımı literatüre kazandırılmıştır.

3. FİLAMAN SARIM YÖNTEMİ VE SARIM MODELLERİ

Filaman sarım yöntemi reçine tankından geçirilen kompozit elyafların profil veya silindirik geometriye sahip döner mandrel üzerine belirlenen elyaf oryantasyonu ile sarım işlemidir (Quanjin ve ark., 2018). Bu yöntem başlıca açık uçlu kompozit borular, basınç tankları ve profillerin üretiminde kullanılmaktadır. Üretimin tamamlanmasından sonra kompozit boru veya profilin mandrel üzerinden kolay ayrılmasını sağlamak ve kompozit tabaka ile mandrel arasındaki yapışmayı engellemek için mandrel yüzeyine sarım öncesinde kalıp ayırıcı sürülmektedir. Basınç tanklarında ise mandrel olarak astar kullanıldığı için kalıp ayırıcı kullanılmamakta ve hatta elyaf ile astar arasındaki yapışma kalitesini artırmak için yüzey işlemi uygulanabilmektedir (Di Boon ve ark., 2018).

Filaman sarımda genellikle ıslak ve kuru sarım olmak üzere iki farklı sarım yöntemi kullanılmaktadır (Pandita ve ark., 2013). Kuru sarım yönteminde önceden reçine yedirilmiş elyaflar kullanılarak yüzey sarımı gerçekleştirilmektedir. Islak sarım yönteminde ise kompozit elyafların reçine banyosundan geçirilmesinden sonra belirlenen açı ile yüzey sarımı gerçekleştirilmektedir. Bu sarım yönteminde sarım süresince reçine banyosu sıcaklığının sabit tutulması gerekmektedir. Bu işlem reçinenin sarım esnasında kürleşmesini engellemektedir. Sarım tamamlandıktan sonra ise reçine özelliğine bağlı olarak belirli süre ve sıcaklık altında kompozit malzemeler kürleştirilmektedir. Kürleşme süresi ve sıcaklığı mukavemet değerleri üzerinde önemli ölçüde etkili olduğundan dolayı kürleşme prosedürünün dikkatli bir şekilde yürütülmesi gerekmektedir.

Filaman sarım yönteminde genel olarak kutupsal, helisel ve çember sarım olmak üzere 3 farklı sarım modeli kullanılmaktadır (Sofi ve ark., 2018). Şekil 3.1' de gösterilen bu üç farklı sarım modeli bir sonraki bölümlerde detaylı olarak anlatılacak ve kullanılan modelin sarım açısı ve tasarım esnekliği üzerindeki etkileri incelenecektir.



Şekil 3.1. Filaman sarım modelleri şematik gösterimi

3.1. Kutupsal Sarım

Kutupsal sarım modeli basınç tankları ve benzeri yapılarda kullanılan filaman sarım yöntemlerinden birisidir. Bu sarım modelinde 0° ile 5° elyaf oryantasyonu aralığında sarım yapılabilmektedir. Kutupsal sarımda kompozit elyafların aksel uzunluk boyunca ve her iki kutup ağzına teğet olacak şekilde sarılması gerekmektedir. Ayrıca silindir çapı ve uzunluğuna bağlı olan bu sarım modeli sadece uzunluk/çap oranının 2' den düşük olduğu durumlarda kullanılabilir (Sofi ve ark., 2018).

3.2. Helisel Sarım

Helisel sarım yöntemi filaman sarımda sıklıkla tercih edilen sarım modellerinden birisidir. Bu sarım modelinde 5° ile 80° aralığında sarım yapılabilmektedir (Sofi ve ark., 2018). Helisel sarımda kompozit elyaflar α sarım açısı ile helisel yolu takip ederek sarım yapmaktadır. Profil veya silindirik mandrelin uç kısmına ulaşıldığında ise elyafların yönü değiştirilmekte ve $-\alpha$ sarım açısı ile tersi yönde sarıma devam edilmektedir. Elyaf yönünün değiştirilmesi için mandrelin uç kısımlarında radyal uzunluk boyunca dönme hareketi yapılmaktadır. Yapılan bu dönme hareketi açık uçlu kompozit boru veya basınç tankı üretilmesine bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Dönme hareketinin açık uçlu kompozit borular ve basınç tanklarında

uygulanabilirliğinin yanı sıra tasarım esnekliği üzerindeki etkileri bölüm 5.1.1.2' de detaylı olarak anlatılmıştır.

3.3. Çember Sarım

Çember sarım modeli helisel sarımın özel bir hali olarak ifade edilmektedir. Bu sarım modelinde yaklaşık 90° elyaf oryantasyonu ile sarım yapılmaktadır. Helisel sarımın aksine bu sarım modelinde mandrelin uç kısımlarına ulaşıldığında elyafların yonü değiştirilmemekte ve aynı elyaf oryantasyonu ile tersi yonde sarıma devam edilebilmektedir. Eksenel yüklerin karşılanmasında yetersiz olan çember sarım modeli genel olarak helisel veya kutupsal sarım modelleri ile birlikte kullanılmaktadır. Helisel veya kutupsal sarımın teğetsel yükleri karşılamada yetersiz kalması durumunda çember sarım modelinden takviye edici elyaf tabakası olarak faydalanılmaktadır.

4. TEORİK ESASLAR

Kompozit hidrolik silindirler uygulama alanlarına bağı olarak farklı seviyelerde iç basınca maruz kalmakta ve bu durum aksenel ve teğetsel yüklerin meydana gelmesine neden olmaktadır. Bu çalışmada Tip 1 (Şekil 5.2) ve Tip 2 (Şekil 5.10) olmak üzere iki farklı kompozit katmanlı hidrolik silindirlerin ANSYS paket programı yardımıyla sonlu eleman analizleri yürütülmüş ve hidrolik silindirlerin mekanik özellikleri belirlenmiştir. Bu bölümde sonlu eleman analizleri yöntemi incelenmiş ve ANSYS ACP modülünde kullanılan eleman türleri belirlenmiştir. Ayrıca statik yapısal analizlerde mekanik özelliklerin belirlenmesi amacıyla kullanılan Netting analizi, Klasik laminasyon teorisi ve Birinci ve Yüksek mertebeden kayma deformasyon teorileri incelenmiştir.

4.1. Teorik Analizler

Hidrolik silindirler uygulama alanlarına bağı olarak farklı büyüklüklerde kuvvet ve basınç değerleri altında kullanılmaktadır. Bu durum silindirlerin çalışma süreleri boyunca çeşitli gerilme seviyelerine maruz kalmasına ve gerekli mukavemet hesaplarının doğru bir şekilde yapılmaması durumunda ise hasarla sonuçlanmasına neden olmaktadır. Bu sebepten dolayı hidrolik silindirler üzerinde meydana gelen gerilmelerin dikkate alınarak mukavemet hesaplarının doğru bir şekilde yapılması ve sistem güvenilirliğinin belirlenmesi oldukça önemlidir. Savunma sanayinden iş makinelerine kadar birçok farklı alanda kullanılan bu yapılar incelendiği zaman genellikle geleneksel çelik malzemeler kullanılarak üretildiği görülmektedir. Bu yapılar kullanılan çelik malzemelerin haddeleme yönüne bağı olarak aksenel ve radyal yönlerde farklı mukavemet sergilemekte ve mühendislik hesaplamaları bu yönlerde meydana gelen gerilme ve mukavemet değerleri dikkate alınarak yapılmaktadır. Yüksek kuvvet ve basınç gerektiren uygulama alanları düşünüldüğü zaman hidrolik silindirler muazzam boyutlara ulaşabilmekte ve bu durum sistem ağırlığı ile performansını olumsuz yönde etkilemektedir. Bu sebepten dolayı bu çalışma kapsamında silindir boruların kompozit malzeme kullanılarak mukavemetinin artırılması ve ağırlığının azaltılması amaçlanmıştır. Fakat tıpkı çelik malzemelerde olduğu gibi kompozit malzeme kullanımında da üretim parametrelerine bağı olarak aksenel ve radyal yönlerde farklı mukavemet değerleri sergilenmektedir. Kompozit malzemelerin elyaf

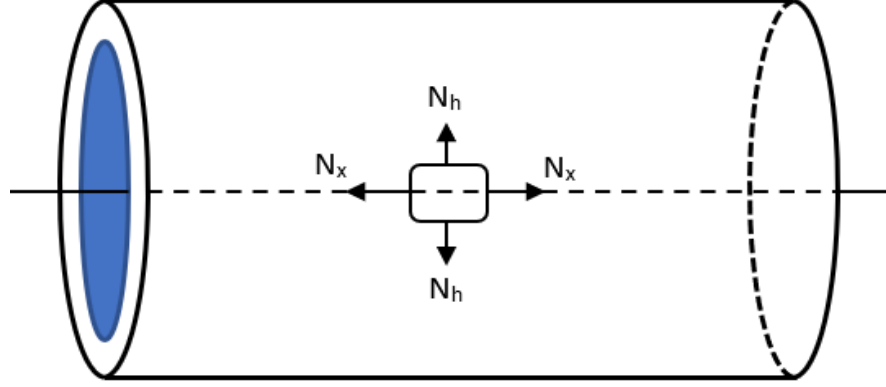
doğrultusunda uygulanan yükleri taşımakta çok iyi olduğu fakat matris malzemesinin düşük mukavemet performansından dolayı elyaf doğrultusuna dik uygulanan kuvvetlere karşı yetersiz olduğu bilinmektedir. Bu sebepten dolayı elyaf oryantasyonunun her iki yönde meydana gelen yükleri birlikte taşıyabilecek şekilde ayarlanması ve mukavemet hesaplarının yapılması büyük önem arz etmektedir. Netting analizi yöntemi kullanılarak sıvı basıncı sonucunda meydana gelen aksel ve teğetsel kuvvetler hesaplanmakta ve tasarımda kullanılması gereken minimum katman sayısı belirlenmektedir. Fakat netting analizi yönteminde matris malzemesinin etkisi ihmal edilmekte ve eğilme, kayma ve burkulmadan kaynaklı gerilmeler dikkate alınmamaktadır. Bu sebepten dolayı kompozit malzemelerin mukavemet hesaplamalarında klasik laminasyon teorisi sıklıkla kullanılmakta ve kompozit tabakalarda oluşan düzlem içi gerilme değerleri her bir katman için numerik olarak belirlenmektedir. Ayrıca birinci ve yüksek mertebeden kayma deformasyon teorileri kompozit malzemelerin mukavemet hesaplamalarında sıklıkla kullanılmaktadır. Kompozit tabakalarda meydana gelen gerilmelerin belirlenmesinden sonra maksimum gerilme, Tsai-Hill ve Tsai-Wu gibi hasar kriterleri kullanılarak kompozit tabakaların hasar durumu incelenebilmektedir. Sonraki bölümlerde mukavemet hesaplamalarında kullanılan netting analizi, klasik laminasyon teorisi ve kayma deformasyon teorilerinin yanı sıra hasar durumunu incelemekte kullanılan hasar kriterleri de detaylı olarak anlatılacaktır.

4.1.1. Netting Analizi

Sıvı basıncı sonucunda oluşan aksel ve teğetsel kuvvetler dikkate alınarak tasarım boyutlarının belirlenmesi sistem güvenilirliği açısından oldukça önemlidir. Bu yüzden bu çalışmada sonlu elemanlar yöntemi ve optimizasyon çalışmaları yürütülerek hidrolik silindirlerin optimum tasarım parametreleri belirlenecektir. Bu bölümde kompozit kaplı hidrolik silindirlerin netting analizi kullanılarak aksel ve teğetsel yönlerde meydana gelen kuvvetlerin yanı sıra katman kalınlığının belirlenmesi detaylı olarak anlatılmıştır.

Netting analizi filaman sarım yöntemiyle üretilen kompozit borularda oluşan aksel ve teğetsel kuvvetleri hesaplamak için kullanılan temel bir yaklaşım yöntemidir (Peters, 2011). Şekil 4.1' de silindir yüzeyinde oluşan aksel ve teğetsel kuvvetler gösterilmiştir. Bu yöntemde iç basınç sonucunda oluşan kuvvetlerin sadece elyaflar tarafından karşılandığı kabul edilmektedir. Bu yüzden matris malzemesinin kompozit

mukavemetine etkisi ihmal edilmektedir. Ayrıca netting analizi yaklaşımında eğilme, kayma ve burkulmadan kaynaklı gerilmeler de ihmal edilmektedir.



Şekil 4.1. Silindir yüzeyinde meydana gelen eksenel ve teğetsel kuvvetler

Denklem 4.1 ve 4.2 kullanılarak sırasıyla kompozit silindir kabuğunda oluşan eksenel ve teğetsel kuvvetler elde edilmektedir.

$$N_x = \frac{PR}{2} = \sigma_f t_f \cos^2 \alpha \quad (4.1)$$

$$N_h = PR = \sigma_f t_f \sin^2 \alpha \quad (4.2)$$

Bu denklemlerde; N_x eksenel kuvveti, N_h teğetsel kuvveti, P sıvı basıncını, R silindirik bölgenin yarıçapını, σ_f elyaf kopma mukavemetini, t_f kompozit tabaka kalınlığını ve α helisel sarım açısını ifade etmektedir. Yukarıdaki denklemlerde teğetsel yöndeki kuvvetlerin eksenel kuvvetlerin iki katı olduğu görülmektedir.

Çalışma basıncı ve yarıçapı bilinen hidrolik silindirde kullanılacak olan elyafların kopma mukavemeti ve sarım açısının belirlenmesi ile aşağıdaki denklemler kullanılarak gerekli olan minimum kompozit tabaka kalınlığı hesaplanabilmektedir. Denklem 4.3 ve 4.4 sırasıyla helisel sarım ve çember sarım için gerekli olan minimum kompozit tabaka kalınlığını ifade etmektedir.

$$t_f = \frac{PR}{2\sigma_f \cos^2 \alpha} \quad (4.3)$$

$$t_f = \frac{PR}{\sigma_f \sin^2 \alpha} \quad (4.4)$$

4.1.2. Klasik Laminasyon Teorisi

Kompozit malzemeler farklı davranış sergileyen iki veya daha fazla bileşenin bir araya gelmesi sonucu elde edilmektedir. Bu malzemeler genellikle katmanlar halinde üretilmekte olup yükleme yönüne bağlı olarak mukavemet değerleri değişiklik göstermektedir. Elyaf doğrultusunda uygulanan yüklere karşı daha yüksek mukavemet sergilenirken elyaf doğrultusuna dik veya kalınlık doğrultusunda uygulanan yükler matris malzemesi tarafından karşılandığı için daha düşük mukavemet sergilenmektedir. Bir önceki bölümde netting analizi yöntemi kullanılarak kompozit borularda meydana gelen aksenal ve teğetsel yüklerin elde edilmesi ve kompozit katman kalınlığının belirlenmesi anlatılmıştır. Kullanılan bu yöntemde iç basınç sonucu oluşan yüklerin sadece elyaflar tarafından karşılandığı ve matris etkisinin ihmal edildiği bilinmektedir. Ayrıca netting analizi yönteminde eğilme, burkulma ve kaymadan dolayı meydana gelen gerilmeler de ihmal edilmektedir. Bu bölümde ise teorik analizlerde sıklıkla kullanılan yöntemlerden birisi olan klasik laminasyon teorisi anlatılmıştır. Bu yöntemde matris etkisi de dikkate alınmakta ve kompozit tabakalarda meydana gelen gerilme ve gerinim dağılımları her bir katman için teorik olarak elde edilebilmektedir. Klasik laminasyon teorisinin uygulanabilmesi için gerekli olan bazı kabuller aşağıdaki gibidir (Shokrieh, 2014);

- Tabakaların mükemmel bir şekilde yapıştığı ve tabakalar arasında kayma meydana gelmediği varsayılmaktadır.
- Kompozit tabakalar ince ve lineer-elastik olarak kabul edilmektedir.
- Her bir tabakanın izotropik, ortotropik veya enine izotropik olabileceği varsayılmaktadır.
- Tabakaların sadece düzlem gerilme durumunda olduğu ve kalınlık boyunca gerilme meydana gelmediği kabul edilmektedir.
- Düzlem dışı yer değiştirme değerlerinin tabaka kalınlığı ile kıyaslandığında çok düşük olduğu varsayılmaktadır.

Klasik laminasyon teorisi ile kompozit katmanlarda meydana gelen aksel ve teğetsel gerilmelerin yanı sıra kayma gerilmeleri de elde edilebilmektedir. Bu gerilmeler iç basınç sonucunda oluşan aksel ve teğetsel yüklere bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Hesaplamalarda Denklem 4.1 ve 4.2' den elde edilen aksel ve teğetsel kuvvetler kullanılmakta ve her bir katman için gerilme ve gerinim değerleri teorik olarak elde edilmektedir. Diğer taraftan metal ve kompozit katmanların birlikte kullanıldığı hibrit yapılarda ise indirgenmiş rijitlik matrisleri her bir malzeme için elde edilmekte ve hibrit yapı kompozitin rijitlik matrisi hesaplanmaktadır. Bu kapsamda ilk olarak izotropik malzeme olan alüminyum astarın indirgenmiş rijitlik matrisi Denklem 4.5 kullanılarak belirlenmektedir (Sayi, 2018).

$$Q_{ij,Astar} = \begin{bmatrix} Q_{11,Astar} & Q_{12,Astar} & Q_{13,Astar} \\ Q_{21,Astar} & Q_{22,Astar} & Q_{23,Astar} \\ Q_{31,Astar} & Q_{32,Astar} & Q_{33,Astar} \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

Burada $Q_{ij,Astar}$ değerleri alüminyum astarın rijitlik matris katsayılarını ifade etmekte olup aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$Q_{11,Astar} = Q_{22,Astar} = \frac{E_{Astar}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} \quad (4.6)$$

$$Q_{12,Astar} = Q_{21,Astar} = \frac{\nu_{12}E_{Astar}}{1-\nu_{12}\nu_{21}} \quad (4.7)$$

$$Q_{13,Astar} = Q_{31,Astar} = Q_{23,Astar} = Q_{32,Astar} = 0 \quad (4.8)$$

$$Q_{33,Astar} = G_{12,Astar} \quad (4.9)$$

İzotropik bir malzeme olan alüminyum astarın aksine kompozit malzemeler ortotropik davranış sergilemektedir. Bu durum kompozit tabaka rijitliğinin yükleme yönü ve elyaf oryantasyonuna bağlı olarak farklılık göstermesine sebep olmaktadır. Kompozit tabakalar için indirgenmiş rijitlik matrisi aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$\overline{Q_{11}} = Q_{11}c^4 + Q_{22}s^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{33})s^2c^2 \quad (4.10)$$

$$\overline{Q_{12}} = \overline{Q_{21}} = (Q_{11} + Q_{22} - 4Q_{33})s^2c^2 + Q_{12}(s^4 + c^4) \quad (4.11)$$

$$\overline{Q_{22}} = Q_{11}s^4 + Q_{22}c^4 + 2(Q_{12} + 2Q_{33})s^2c^2 \quad (4.12)$$

$$\overline{Q_{13}} = \overline{Q_{31}} = (Q_{11} - Q_{12} - 2Q_{33})sc^3 - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{33})s^3c \quad (4.13)$$

$$\overline{Q_{13}} = \overline{Q_{31}} = (Q_{11} - Q_{22} - 2Q_{33})cs^3 - (Q_{22} - Q_{12} - 2Q_{33})sc^3 \quad (4.14)$$

$$\overline{Q_{12}} = \overline{Q_{21}} = (Q_{11} + Q_{22} - 2Q_{12} - 2Q_{33})s^2c^2 + Q_{33}(s^4 + c^4) \quad (4.15)$$

Burada s ve c sırasıyla her bir katman için elyaf oryantasyonlarının sinüs ve kosinüs değerlerini ifade ederken Q_{ij} rijitlik matris katsayıları aşağıdaki gibi bulunmaktadır (Kassapoglou, 2013).

$$Q_{11} = \frac{E_1}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \quad (4.16)$$

$$Q_{22} = \frac{E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \quad (4.17)$$

$$Q_{12} = Q_{21} = \frac{\nu_{12}E_2}{1 - \nu_{12}\nu_{21}} \quad (4.18)$$

$$Q_{33} = G_{12} \quad (4.19)$$

Alüminyum astar ve kompozit katmanlar için rijitlik matrislerinin elde edilmesinden sonra hibrit yapıli tabakanın [A], [B] ve [D] matrisleri belirlenmektedir. [A] matrisi uzama ve kayma rijitliklerini ifade etmekte olup normal gerilme ve gerinim değerleri ile ilgilidir. [B] matrisi uzama-eğilme bileşim rijitliklerini ifade ederken [D] matrisi ise eğilme ve burulma rijitliklerini ifade etmektedir (Voyiadjis ve ark., 1999). Elyaf dizilimi simetrik olduğu zaman [B] matrisi sıfır olmaktadır. Ayrıca mevcut

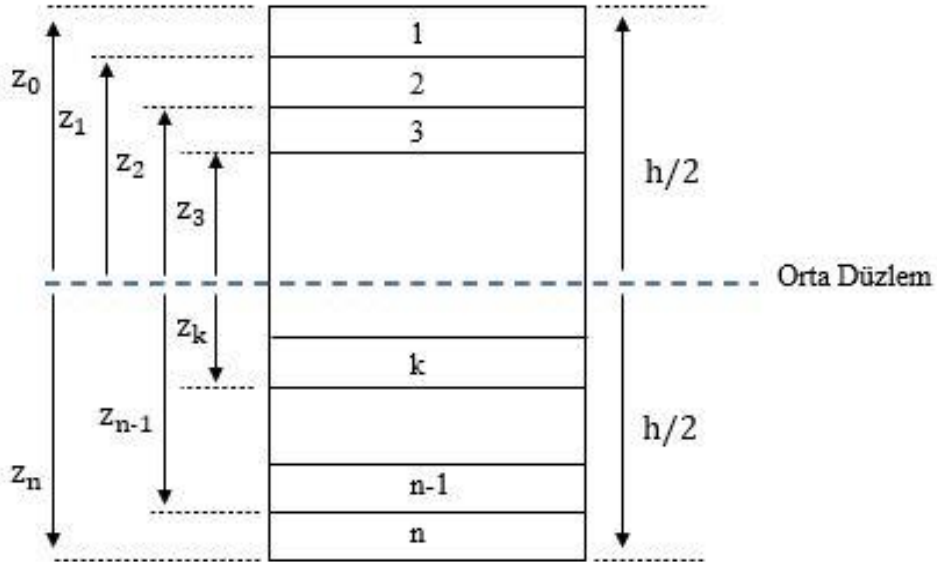
çalışmada yükleme sıvı basıncı ile sağlandığından dolayı bütün yüzeylere eşit miktarda kuvvet uygulanmakta ve buna bağlı olarak eğilme meydana gelmemektedir. Bu sebepten dolayı [D] matrisi de aynı şekilde sıfır olmaktadır. Her bir katman üzerinde meydana gelen gerilme ve gerinim değerlerini bulmak için kullanılan A_{ij} , B_{ij} ve D_{ij} matrisleri aşağıdaki formüller kullanılarak elde edilmektedir.

$$A_{ij} = \sum_{k=1}^n \{\overline{Q_{ij}}\}_k (z_k - z_{k-1}) + Q_{ij,Astar} z_{Astar} \quad (4.20)$$

$$B_{ij} = \frac{1}{2} \sum_{k=1}^n \{\overline{Q_{ij}}\}_k (z_k^2 - z_{k-1}^2) + Q_{ij,Astar} z_{Astar} \quad (4.21)$$

$$D_{ij} = \frac{1}{3} \sum_{k=1}^n \{\overline{Q_{ij}}\}_k (z_k^3 - z_{k-1}^3) + Q_{ij,Astar} z_{Astar} \quad (4.22)$$

Burada k tabaka sırasını, n toplam tabaka sayısını ifade ederken z_k ise ilgili tabakanın orta düzleme olan uzaklığını belirtmektedir. Her bir kompozit katmanın orta düzleme olan uzaklığı Şekil 4.2' de gösterilmiştir.



Şekil 4.2. Orta düzlem ve tabaka diziliminin şematik olarak gösterilmesi

[A], [B] ve [D] matrislerinin hesaplanmasından sonra hibrit yapılı kompozit tabakanın genel rijitlik matrisi aşağıdaki gibi yazılmaktadır.

$$\text{Rijitlik Matrisi} = \begin{bmatrix} A & B \\ B & D \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & B_{31} & B_{32} & B_{33} \\ B_{11} & B_{12} & B_{13} & D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} & D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} & D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{bmatrix} \quad (4.23)$$

Rijitlik matrisinin elde edilmesi sonucunda orta düzlem gerinim ve eğrilik matrisi aşağıdaki gibi rijitlik matrisinin tersi ile kuvvet matrisinin çarpımı sonucunda belirlenmektedir.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \\ K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} & B_{11} & B_{12} & B_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} & B_{21} & B_{22} & B_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} & B_{31} & B_{32} & B_{33} \\ B_{11} & B_{12} & B_{13} & D_{11} & D_{12} & D_{13} \\ B_{21} & B_{22} & B_{23} & D_{21} & D_{22} & D_{23} \\ B_{31} & B_{32} & B_{33} & D_{31} & D_{32} & D_{33} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \\ M_x \\ M_y \\ M_{xy} \end{bmatrix} \quad (4.24)$$

Burada ε ve γ orta düzlemin gerinim değerlerini, K eğrilik sabitini, N uygulanan kuvveti ve M momenti ifade etmektedir.

Gerinim ve eğrilik matrisinin elde edilmesinden sonra her bir katman için genel gerilme ve gerinim değerleri sırasıyla Denklem 4.25 ve 4.26 kullanılarak elde edilmektedir.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{11} & A_{12} & A_{13} \\ A_{21} & A_{22} & A_{23} \\ A_{31} & A_{32} & A_{33} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} N_x \\ N_y \\ N_{xy} \end{bmatrix} \quad (4.25)$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \tau_{xy} \end{bmatrix}_k = \bar{Q}_k \left\{ \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} + z_k \begin{bmatrix} K_x \\ K_y \\ K_{xy} \end{bmatrix} \right\}_k \quad (4.26)$$

Genel gerilme ve gerinim değerlerinin yanı sıra yerel her bir katman için yerel gerilme ve gerinim değerleri aşağıdaki gibi bulunmaktadır.

$$\begin{bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \gamma_{12} \end{bmatrix} = [R][T][R]^{-1} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \quad (4.27)$$

$$\begin{bmatrix} \sigma_1 \\ \sigma_2 \\ \sigma_{12} \end{bmatrix} = [T] \begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_{xy} \end{bmatrix} \quad (4.28)$$

Burada [R] ve [T] matrisleri sırasıyla Reuters ve dönüşüm matrislerini ifade etmekte olup genel koordinatlardan yerel koordinatlara geçmek için kullanılmaktadırlar.

$$[R] = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 2 \end{bmatrix} \text{ ve } [T] = \begin{bmatrix} \cos^2\theta & \sin^2\theta & 2\sin\theta\cos\theta \\ \sin^2\theta & \cos^2\theta & -2\sin\theta\cos\theta \\ -\sin\theta\cos\theta & \sin\theta\cos\theta & \cos^2\theta - \sin^2\theta \end{bmatrix} \quad (4.29)$$

4.1.3. Birinci Mertebe ve Yüksek Mertebeden Kayma Deformasyon Teorileri

Şekil 4.3' te klasik laminasyon teorisi, birinci mertebeden kayma deformasyon teorisi ve yüksek mertebeden kayma deformasyon teorileri arasındaki farklar şematik olarak gösterilmiştir. Burada birinci ve yüksek mertebeden kayma deformasyon teorisi için gösterilen θ_x açısı enine normalin orta düzlem yüzeyi ile yaptığı açığı belirtmektedir. Şekilden net olarak görüldüğü üzere klasik laminasyon teorisinde enine normal deformasyon sonrası orta düzlem yüzeyine dik kalmaktadır. Bu durum klasik laminasyon teorisinde sadece düzlem içi (τ_{xy}) kayma gerilmelerinin dikkate alındığını kalınlık boyunca meydana gelen kayma yer değiştirmelerinin göz ardı edildiğini göstermektedir. Bu durum ince plakalar için kabul edilebilir olsa da kalınlık arttıkça sonuçlarda ihmal edilemez seviyelerde sapmalara neden olmaktadır. Örnek olarak kalın bir kitap büküldüğü zaman her bir sayfanın birbiri üzerinde kaydığını ve orta düzleme göre ihmal edilemez seviyede yer değiştirmelerin meydana geldiği görülmektedir. Fakat bu durum oldukça ince bir kitap için düşünüldüğünde bu enine kayma gerilmelerinin ihmal edilebilir seviyede olduğu görülmektedir. Bu sebepten dolayı klasik laminasyon teorisi ince ve orta kalınlıkta geometriler için uygun olabilirken kalın geometrilerde birinci mertebeden veya yüksek mertebeden kayma deformasyon teorileri kullanılmaktadır.

düzlem içi kayma gerilmeleri dikkate alınırken birinci mertebeden kayma deformasyon teorisinde ek olarak enine kayma gerilmeleri de belirlenmektedir. Denklem 4.26' da verilen gerilmelere ek olarak birinci mertebeden kayma deformasyon teorisinde yz ve xz düzlemlerinde kayma gerilmeleri aşağıdaki gibi hesaplanmaktadır (Reddy, 2003).

$$\begin{bmatrix} \tau_{yz} \\ \tau_{xz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \overline{Q}_{44} & \overline{Q}_{45} \\ \overline{Q}_{45} & \overline{Q}_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} \end{bmatrix} \quad (4.30)$$

Burada \overline{Q}_{44} , \overline{Q}_{45} ve \overline{Q}_{55} ilgili düzlemler için indirgenmiş rijitlik matrislerini ifade etmekte olup Denklem 4.31' de gösterildiği şekilde bulunmaktadır.

$$\begin{aligned} \overline{Q}_{44} &= G_{13}c^2 + G_{23}s^2 \\ \overline{Q}_{45} &= (G_{13} - G_{23})cs \\ \overline{Q}_{55} &= G_{23}c^2 + G_{13}s^2 \end{aligned} \quad (4.31)$$

Burada c ve s sırasıyla elyaf oryantasyonları için kosinüs ve sinüs değerlerini ifade ederken G_{13} ve G_{23} ilgili düzlemler için kayma modülünü belirtmektedir.

Klasik laminasyon teorisine ek olarak bu teoride kesme kuvvet ve deformasyon değerleri de aşağıda gösterildiği şekilde elde edilmektedir.

$$\begin{bmatrix} Q_y \\ Q_x \end{bmatrix} = K_s \begin{bmatrix} A_{44} & A_{45} \\ A_{45} & A_{55} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \epsilon_{yz} \\ \epsilon_{xz} \end{bmatrix} \quad (4.32)$$

Burada Q_y ve Q_x kesme kuvvetlerini belirtirken K_s kayma düzeltme faktörünü ifade etmektedir. Ayrıca A matrisleri uzama ve kayma rijitlik matrislerini ifade etmekte olup Denklem 4.20 kullanılarak belirlenmektedir.

Diğer taraftan birinci mertebeden kayma deformasyon teorisinin aksine üçüncü mertebeden kayma deformasyon teorisinde Şekil 4.3' te görüldüğü üzere kalınlık boyunca gerilme değişimi parabolik olarak ifade edilmektedir. Üçüncü mertebeden kayma deformasyon teorisinde düzlem içi ve kesme kuvvetleri Denklem 4.33' te gösterildiği şekilde elde edilmektedir (Dung ve ark., 2021).

$$\begin{bmatrix} N \\ M \\ \widehat{M} \\ Q \\ \widehat{Q} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A & B & E & 0 & 0 \\ B & D & F & 0 & 0 \\ E & F & H & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \bar{A} & \bar{B} \\ 0 & 0 & 0 & \bar{B} & \bar{D} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon \\ \kappa^1 \\ \kappa^3 \\ y^0 \\ y^2 \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

Burada N ve M sırasıyla düzlem içi kuvvet ile momenti ifade ederken Q kesme kuvvetlerini belirtmektedir. Ayrıca A, B, D, E, F ve H ilgili rijitlik matrislerini ifade etmektedir.

Burada rijitlik matrisleri Denklem 4.34 ve 4.35' te gösterildiği şekilde elde edilmektedir (Musthak ve ark., 2016).

$$\begin{bmatrix} A \\ B \\ D \\ E \\ F \\ H \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^n \int_{z_k}^{z_{k+1}} [Q_{ij}]_k \begin{bmatrix} 1 \\ z \\ z^2 \\ z^3 \\ z^4 \\ z^6 \end{bmatrix} \quad (4.34)$$

$$\begin{bmatrix} \bar{A} \\ \bar{B} \\ \bar{D} \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^n \int_{z_k}^{z_{k+1}} [\bar{Q}_{ij}]_k \begin{bmatrix} 1 \\ z^2 \\ z^4 \end{bmatrix} \quad (4.35)$$

Denklem 4.34 ve 4.35' ten görüldüğü üzere üçüncü mertebeden kayma deformasyon teorisinde rijitlik matrisleri kalınlığın üstel halleri ile belirtilmekte ve kalınlık boyu gerilme değişimleri yüksek mertebeden denklemler ile ifade edilmektedir.

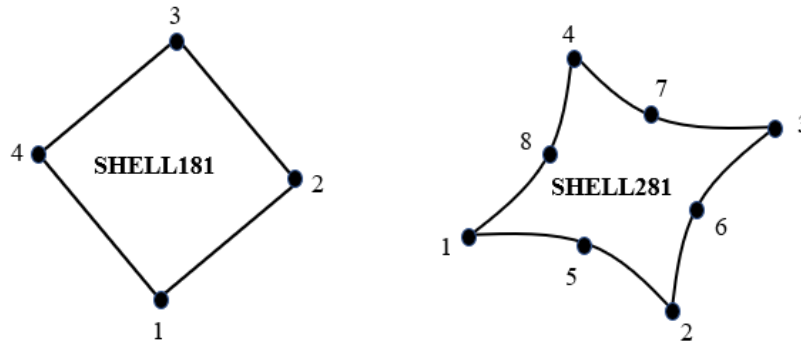
4.2. Yapısal Kabuk ve Yüzey Elemanlar

ANSYS sonlu elemanlar programında kompozit katmanlı sandviç yapıların analizleri genellikle katı elemanlar, yüzey elemanlar, kabuk elemanlar ve çubuk elemanlar kullanılarak yürütülmektedir. Bu elemanlar boyut olarak kategorize edildiğinde ise tek boyutlu, iki boyutlu ve üç boyutlu elemanların kullanıldığı görülmektedir. Bu çalışmada alüminyum astar üzerine kompozit katmanlar tanımlanmış ve mekanik özellikleri incelenmiştir. Astar yapı yüzey elemanları kullanılarak, kompozit katmanlar ise iki boyutlu kabuk elemanlar kullanılarak tanımlanmıştır.

Mevcut çalışmada statik yapısal analizler yürütüldüğünden dolayı analizlerde kullanılacak yapısal kabuk ve yüzey elemanları incelenmiş ve böylece uygun olan eleman türleri belirlenmiştir. ANSYS APDL modülünde yapısal kabuk ve yüzey elemanlar incelendiği zaman 4 düğümlü SHELL181 kabuk eleman, 8 düğümlü SHELL281 kabuk eleman, 2 veya 3 düğümlü SURF153 yüzey eleman ve 4-8 düğümlü SURF154 yüzey elemanlarının tanımlanabileceği belirlenmiştir (ANSYS Help).

4.2.1. SHELL 181 ve SHELL281 Kabuk Elemanlar

SHELL181 ve SHELL281 kabuk elemanlar genellikle ince ve orta kalınlıkta kabuk yapıları analiz etmek için tercih edilen eleman türleridir. Bu elemanlar kompozit veya sandviç gibi katmanlı yapı uygulamalarında kullanılabilen ve mekanik özellikler Birinci Mertebeden Kayma Deformasyon Teorisi yardımıyla hesaplanmaktadır. Lineer, yüksek dönme ve yüksek lineer olmayan şekil değiştirme uygulamaları için oldukça uygun olan bu elemanlar x, y ve z eksenlerinde yer değiştirme ve dönme hareketleri olmak üzere toplam 6 serbestlik derecesine sahiptir. Şekil 4.4' te SHELL181 ve SHELL281 kabuk elemanları şematik olarak gösterilmiştir. Bu elemanlar genel olarak dörtgen eleman olmakla birlikte üçgen elemanlarda analizlerde tanımlanabilmektedir. Fakat üçgen elemanlar ağ dolgu elemanı haricinde genel olarak önerilmemektedir. Diğer taraftan bu eleman türleri katman bazında kalınlık, malzeme ve elyaf oryantasyonunun belirlenmesine imkân sağlamaktadır.



Şekil 4.4. SHELL181 ve SHELL281 kabuk elemanların şematik gösterimi

ANSYS sonlu elemanlar programında kullanılan kabuk elemanlar incelendiği zaman bazı kabul ve kısıtların bulunduğu görülmektedir. Bu kabul ve kısıtlar aşağıdaki gibidir.

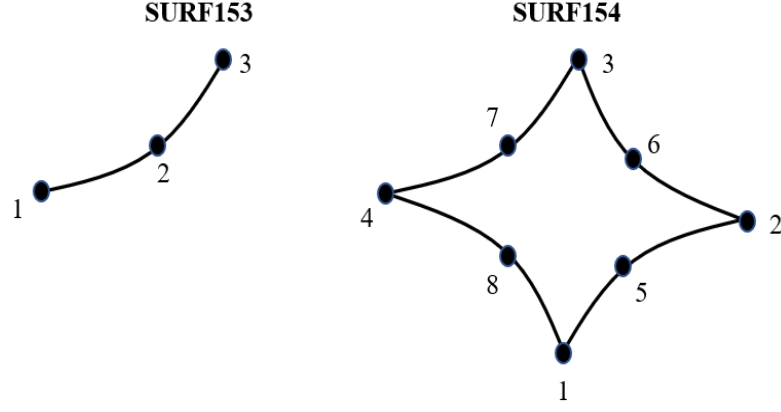
- Alanı sıfır olan elemanlara izin verilmemektedir.

- Katman kalınlığı sıfır olan elemanlara izin verilmemektedir.
- Eleman katmanları arası kaymaların bulunmadığı varsayılmaktadır.
- Deformasyon sonrası merkez düzlem normallerinin düz kaldığı varsayılmaktadır.
- Hiperelestatik malzeme kullanılması durumunda elyaf oryantasyonunun etkisi olmamaktadır.
- Kalınlık boyunca gerilmeler sıfır olmaktadır.
- Deformasyon sertleşmesi geometrik lineer olmayan analizlere her zaman dahil edilmektedir.

SHELL181 ve SHELL281 kabuk elemanlar karşılaştırıldığında eleman özellikleri, kısıt ve kabullerin genellikle aynı olduğu fakat SHELL281 kabuk elemanında kenarlarda kullanılan düğümlerden dolayı bu eleman türünün lineer yerine yüksek dereceden hesaplamalar yaptığı belirlenmiştir. Sonraki bölümlerde bahsedildiği üzere 8 düğümlü elemanlarda şekil fonksiyonları yüksek dereceden olmakta ve bu durum daha hassas sonuçların elde edilmesini sağlamaktadır. Bu sebepten dolayı bu çalışmada kompozit katmanlar için eleman türü olarak SHELL281 kabuk elemanı kullanılmıştır. Varsayılan olarak SHELL181 kabuk elemanların tanımlandığı ACP-Pre modülünde eleman derecesi lineer yerine quadratic olarak değiştirilmekte ve SHELL281 kabuk eleman tanımlanmaktadır.

4.2.2. SURF153 ve SURF154 Yüzey Elemanlar

SURF153 ve SURF154 yüzey elemanları çeşitli yük ve yüzey etkisi uygulamaları için tercih edilen eleman türleridir. SURF153 elemanlar iki boyutlu yüzeyler üzerinde oluşturulurken SURF154 üç boyutlu yüzeyler üzerinde tanımlanmaktadır. Şekil 4.5' te SURF153 ve SURF154 elemanları şematik olarak gösterilmiştir. Bu şekilde üç düğümlü SURF153 ile 8 düğümlü SURF154 elemanları gösterilmiştir. Fakat SURF153 elemanları 2 düğümlü de olabilirken SURF154 elemanlarının düğüm sayısı 4 ile 8 arasında değişebilmektedir.



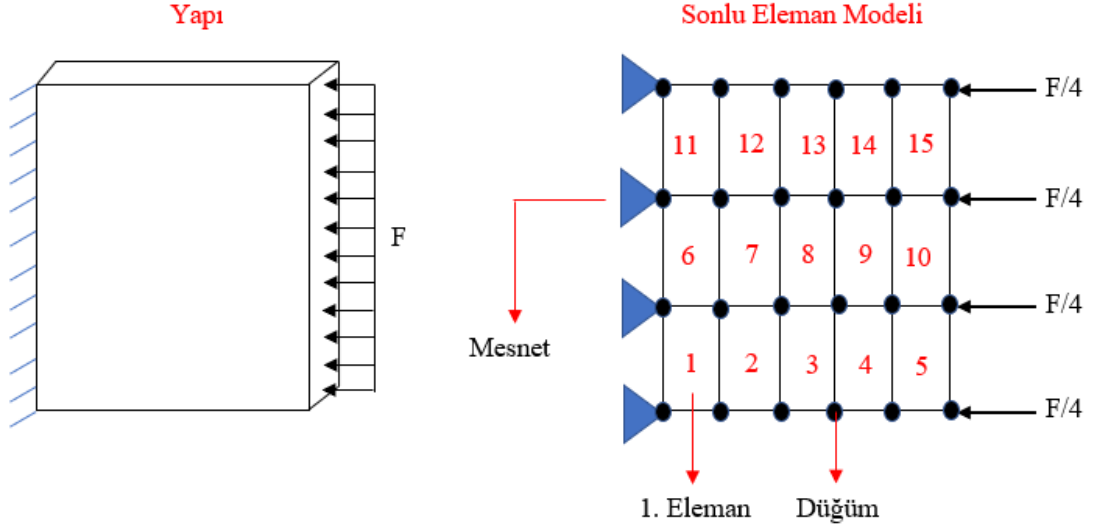
Şekil 4.5. SURF153 ve SURF154 yüzey elemanlarının şematik gösterimi

Bu çalışmada analizler üç boyutlu olarak yürütüldüğünden dolayı yüzey elemanı olarak SURF154 kullanılmıştır. Ayrıca bu elemanın seçilmesi ile şekil fonksiyonlarının SHELL281 kabuk elemanda olduğu gibi yüksek dereceden olması sağlanmış ve daha hassas sonuçlar elde edilmiştir.

4.3. Sonlu Eleman Analizleri

Sonlu eleman analizlerinin temelinde tek bir diferansiyel denklem ile ifade edilemeyen karmaşık yapıların küçük parçalara ayrılarak ulaşılması hedeflenen davranış parametrelerinin belirlenmesi yatmaktadır. Örnek olarak statik analizler ele alındığında, yer değiştirme ve gerilme fonksiyonları diferansiyel denklemlerle belirlenemeyen karmaşık yapılar eleman adı verilen küçük parçalara ayrılmakta ve her bir eleman için yer değiştirme fonksiyonları elde edilmektedir. Sonlu elemanlar analizi için oluşturulan elemanlar düğüm adı verilen noktalardan meydana gelmekte ve düğüm yer değiştirmeleri kullanılarak yapıların yer değiştirme ve gerilme değerleri belirlenmektedir. Burada önemli olan nokta her bir elemanın düğümler ile birbirine bağlı olduğu ve bu noktadaki yer değiştirmelerin ortak düğüme sahip elemanlar için aynı olduğunun bilinmesidir. Böylece ortak düğümlerde meydana gelen yer değiştirmeler yapının o noktadaki yer değiştirmesini ifade etmektedir. Diğer taraftan analizlerde yapıya etki eden kuvvetler düğümlere eş değer kuvvet olarak uygulanmakta ve böylece eleman bazında kuvvet fonksiyonları tanımlanmaktadır. Ayrıca sınır şartları düğümler üzerinden belirlenmekte ve ilgili düğümlere serbestlik derecesine göre hareket kısıtları tanımlanabilmektedir. Şekil 4.6' da bir kenarı

mesnetlenmiş ve diğer kenarından yayılı yük uygulanmış bir yapının sonlu eleman modelinin oluşturulması, düğüm ve etki eden kuvvetlerin belirlenmesi gösterilmiştir.



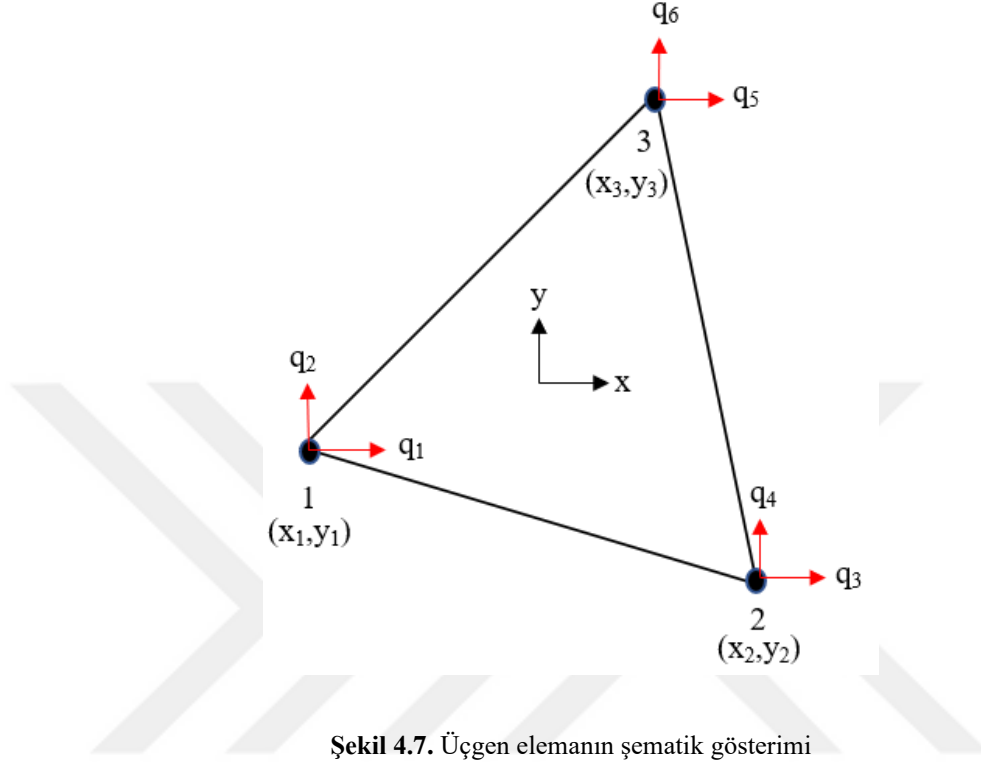
Şekil 4.6. Sonlu eleman modelinin oluşturulması

Sonlu elemanlar yönteminde problemler bir boyutlu, iki boyutlu ve üç boyutlu olarak tanımlanabilmekte ve model analizleri bu şekilde yürütülmektedir. Bir boyutlu problemlerde modeller genel olarak çubuk eleman ile temsil edilirken iki boyutlu problemlerde üçgen elemanlar ve izoparametrik elemanlar kullanılabilir. Bu çalışmada sonlu eleman analizlerinde sıklıkla kullanılan iki boyutlu üçgen ve izoparametrik elemanlardan bahsedilmiştir (Topçu ve Taşgetiren, 1998).

4.3.1. Üçgen Elemanlar

Eleman içi şekil değişimi sabit olan iki boyutlu üçgen elemanlar sonlu elemanlar yönteminde kullanılan eleman türlerinden birisidir. Eleman içi şekil değişimi sabit elemanlarda yer değiştirmelerin düğümlerde meydana geldiği ve dolayısıyla kenarlarda ve eleman alanında değişim meydana gelmediği kabul edilmektedir. Üçgen elemanlarda düğüm sayısı eleman türüne göre değişmekle birlikte bu bölümde üç düğümlü üçgen elemanlardan bahsedilecektir. Şekil 4.7' de üç düğümlü üçgen eleman şematik olarak gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere üçgen elemanların köşe noktaları düğüm noktalarını ifade etmekte olup genel eksene göre x ve y yönlerinde yer değiştirebilmektedirler. Bu durum ise her bir düğümün iki serbestlik derecesine sahip

olduğunu göstermektedir. Sonlu elemanlar analizlerinde üçgen elemanların tanımlanmasında düğüm numaraları ve koordinatlarının belirlenmesi esas alınmakta ve analizler her bir eleman için bu veriler üzerinden yürütülmektedir.



Şekil 4.7. Üçgen elemanın şematik gösterimi

Şekil 4.7' den görüldüğü üzere x yönünde meydana gelen düğüm yer değiştirmeleri q_1 , q_3 ve q_5 ile ifade edilirken y yönünde meydana gelen düğüm yer değiştirmeleri q_2 , q_4 ve q_6 ile ifade edilmiştir. Buradan yola çıkarak i. düğümün x ve y doğrultularında ki eleman yer değiştirmeleri sırasıyla q_{2i-1} ve q_{2i} olarak belirlenmektedir. Denklem 4.36' da üç düğümlü üçgen elemanların eleman yer değiştirme vektörü verilmiştir.

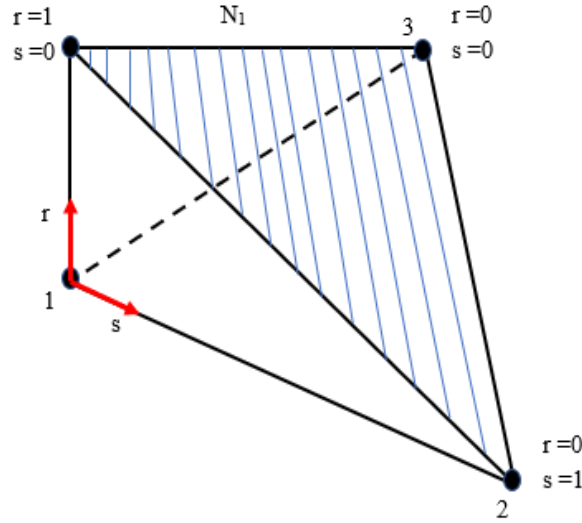
$$\{q\} = [q_1, q_2, q_3, q_4, q_5, q_6]^T \quad (4.36)$$

Analizlerde her bir eleman için yer değiştirme vektörlerinin belirlenmesinden sonra bu vektörler kullanılarak genel yer değiştirme vektörü elde edilmektedir. Böylece analizi yapılan yapının düğüm noktası koordinatlarında genel koordinat eksenine göre yer değiştirmeleri belirlenmektedir. Genel yer değiştirme vektörü Denklem 4.37' de verilmiştir.

$$\{Q\} = [Q_1, Q_2, Q_3, Q_4, \dots, Q_n]^T \quad (4.37)$$

Burada n toplam serbestlik derecesini ifade etmektedir.

Düğüm yer değiştirmelerinin elde edilmesinden sonra eleman içerisindeki herhangi bir noktanın yer değiştirmesi şekil fonksiyonları kullanılarak belirlenmektedir. Şekil fonksiyonlarının sayısı düğüm sayısı ile doğru orantılı olup üç düğümlü elemanlarda toplamda N_1 , N_2 ve N_3 olmak üzere üç farklı şekil fonksiyonu tanımlanmaktadır. Bu fonksiyonlar bulunduğu düğümlerde 1 değerini alırken, diğer düğümlerde 0 değerini almaktadır. Örnek olarak 1 numaralı düğümün şekil fonksiyonu N_1 olarak adlandırılmakta ve bu şekil fonksiyonu 1 numaralı düğümde 1 değerini, 2 ve 3 numaralı düğümlerde ise 0 değerini almaktadır. Şekil 4.8’ de 1 numaralı şekil fonksiyonu şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.8. N_1 şekil fonksiyonunun şematik gösterimi

Şekilden görüldüğü üzere N_1 şekil fonksiyonu diğer düğümlere doğru lineer bir azalma göstermekte ve bu durum eleman içi şekil değişiminin sabit olduğunu göstermektedir. Burada r ve s eleman doğal koordinatlarını ifade etmektedir. Bu koordinatlara bağlı olarak oluşturulan şekil fonksiyonları yardımıyla eleman üzerinde herhangi bir noktanın yer değiştirme değerleri elde edilebilmektedir.

Üçgen elemanda N_1 , N_2 ve N_3 düğümleri için şekil fonksiyonları oluşturulduğunda eleman içerisindeki herhangi bir noktada şekil fonksiyonları

toplaminin 1 olduğu görülmektedir. Bu kapsamda şekil fonksiyonları doğal koordinatlarla ifade edildiğinde Denklem 4.38' de gösterildiği şekilde elde edilmektedir.

$$N_1 = r$$

$$N_2 = s \quad (4.38)$$

$$N_3 = 1 - r - s$$

Şekil fonksiyonlarının elde edilmesinden sonra yer değiştirmeler yerel ve genel koordinatlarda elde edilmektedir. Eleman içi yer değiştirmeler Denklem 4.39 kullanılarak tanımlanmaktadır.

$$u = N_1 q_1 + N_2 q_3 + N_3 q_5 \quad (4.39)$$

$$v = N_1 q_2 + N_2 q_4 + N_3 q_6$$

Burada şekil fonksiyonları doğal koordinatlar cinsinden ifade edildiğinde eleman içi yer değiştirmeler Denklem 4.40' da gösterildiği şekilde elde edilmektedir.

$$u = (q_1 - q_5)r + (q_3 - q_5)s + q_5 \quad (4.40)$$

$$v = (q_2 - q_6)r + (q_4 - q_6)s + q_6$$

Eleman içi yer değiştirmeler matris formunda ifade edildiğinde ise aşağıdaki denklem kullanılmaktadır.

$$\{u\} = [N]\{q\} \quad (4.41)$$

Burada $[N]$ aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$[N] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 \end{bmatrix}$$

Diğer taraftan eleman içinde herhangi bir noktanın x ve y koordinatları şekil fonksiyonları ve düğüm koordinatları kullanılarak Denklem 4.42' de gösterildiği şekilde ifade edilebilmektedir.

$$x = N_1x_1 + N_2x_2 + N_3x_3 \quad (4.42)$$

$$y = N_1y_1 + N_2y_2 + N_3y_3$$

Şekil fonksiyonları doğal koordinatlar cinsinden yazıldığında eleman içi x ve y koordinatları aşağıdaki şekilde olmaktadır.

$$x = x_{13}r + x_{23}s + x_3 \quad (4.43)$$

$$y = y_{13}r + y_{23}s + y_3$$

Burada x_{ij} ve y_{ij} sırasıyla $x_{ij} = x_i - x_j$ ve $y_{ij} = y_i - y_j$ olarak tanımlanmaktadır.

Eleman içi yer değiştirmelerin belirlenmesi ile Denklem 4.44 kullanılarak eleman şekil değiştirmeleri elde edilmektedir.

$$\{\varepsilon\} = [B] \{q\} \quad (4.44)$$

Burada $[B]$ matrisi eleman şekil değiştirme-deplasman matrisi olup Denklem 4.45 kullanılarak aşağıdaki şekilde elde edilmektedir.

$$[B] = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} y_{23} & 0 & y_{31} & 0 & y_{12} & 0 \\ 0 & x_{32} & 0 & x_{13} & 0 & x_{21} \\ x_{32} & y_{23} & x_{13} & y_{31} & x_{21} & y_{12} \end{bmatrix} \quad (4.45)$$

Burada J kare matris dönüşümünün jakobiyesi olup x ve y koordinatlarının doğal koordinatlara göre kısmi türevini ifade etmektedir. J matrisi Denklem 4.46' da gösterildiği gibidir.

$$[J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial r} & \frac{\partial y}{\partial r} \\ \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_{13} & y_{13} \\ x_{23} & y_{23} \end{bmatrix} \quad (4.46)$$

Eleman şekil değiştirmelerinin elde edilmesinden sonra elemanlarda meydana gelen gerilmelerin belirlenebilmesi için eleman rijitliklerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu kapsamda toplam potansiyel enerji ve Galerkin yaklaşımı olmak üzere iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Toplam potansiyel enerji yaklaşımında potansiyel enerji farkından faydalanılırken Galerkin yaklaşımında ise toplam iş kullanılarak eleman rijitlikleri elde edilmektedir.

4.3.1.1. Toplam Potansiyel Enerji Yaklaşımı

Toplam potansiyel enerji yaklaşımında elemanların şekil değiştirme ve kuvvet kaynaklı potansiyel enerjileri belirlenmektedir. Böylece toplam potansiyel enerji kullanılarak elemanların rijitlikleri elde edilmektedir. Elemanlar için toplam potansiyel enerji Denklem 4.47' de verilmiştir.

$$\Pi = \sum_e \frac{1}{2} \int_e \{\varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon\} t dA - \sum_e \int_e \{u\}^T \{f\} t dA - \int_L \{u\}^T \{T\} t dl - \sum_i \{u\}_i^T \{P\}_i \quad (4.47)$$

Burada $\sum_e \frac{1}{2} \int_e \{\varepsilon\}^T [D] \{\varepsilon\} t dA$ terimi eleman şekil değiştirme potansiyel enerjisini, $\sum_e \int_e \{u\}^T \{f\} t dA$ terimi kütle kuvvet potansiyel enerjisini, $\int_L \{u\}^T \{T\} t dl$ terimi yüzey kuvvet potansiyel enerjisini ve $\sum_i \{u\}_i^T \{P\}_i$ terimi tekil kuvvet potansiyel enerjisini ifade etmektedir. Ayrıca bu denklemde $[D]$ elastisite matrisini, t eleman kalınlığını ve $\{P\}_i$ i. düğüme etki eden tekil kuvveti ifade etmektedir.

İlk olarak eleman şekil değiştirme potansiyel enerjisi ele alındığında $\{\varepsilon\}^T$ için Denklem 4.44 yerine koyulup eleman alanı $A_e = \int dA$ olarak alındığında şekil değiştirme potansiyel enerjisi Denklem 4.48' de ki gibi olmaktadır.

$$U_e = \frac{1}{2} \{q\}^T t_e A_e [B]^T [D] [B] \{q\} \quad (4.48)$$

Burada $U_e = \frac{1}{2} \{q\}^T k_e \{q\}$ denkleminde yola çıkarak eleman rijitlik matrisi aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$k_e = t_e A_e [B]^T [D] [B] \quad (4.49)$$

Denklem 4.47' de ikinci terim incelendiğinde kütle kuvvetleri sonucu oluşan potansiyel enerjinin belirlendiği görülmektedir. Belirtilen denklemde $\{u\}^T$ yerine düğüm yer değiştirmeleri, $\{f\}tdA$ yerine ise düğümlere etki eden kuvvetler eklendiği zaman kütle kuvvet potansiyel enerjisi Denklem 4.50' de gösterildiği gibi olmaktadır.

$$\int_e \{u\}^T \{f\}tdA = \{q\}^T \{f\}_e \quad (4.50)$$

Bu denklemde $\{f\}_e$ aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır. Burada t_e eleman kalınlığını ifade ederken $\frac{1}{3}A_e$ şekil fonksiyonu ve eleman taban alanına bağlı olarak meydana gelen prizmanın hacmini belirtmektedir.

$$\{f\}_e = \frac{t_e A_e}{3} [f_{1x} \quad f_{1y} \quad f_{2x} \quad f_{2y} \quad f_{3x} \quad f_{3y}]^T$$

Toplam potansiyel enerji denkleminde yüzey kuvvet terimi incelendiğinde $\{u\}^T$ yerine ilgili kenara karşılık gelen düğüm yer değiştirmeleri, $\{T\}tdl$ yerine ise ilgili düğümlere etki eden kuvvetler eklendiği zaman yüzey kuvvet potansiyel enerjisi aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\int_{l_{1-3}} \{u\}^T \{T\}tdl = \{q\}^T \{T\}_e \quad (4.51)$$

Denklem 4.51' de $\{q\}^T$ ve $\{T\}_e$ aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır. Burada l_{1-2} kuvvet etki eden kenar uzunluğunu ifade etmektedir. Diğer taraftan bu denklemde sadece 1 ve 2 numaralı düğümlerin bulunduğu kenara etki eden yüzey kuvveti incelenmiştir. Diğer kenarlara kuvvet uygulanması durumunda kuvvet ve yer değiştirme indisleri ilgili düğümlere göre düzenlenmekte ve denklemler oluşturulmaktadır.

$$\{q\}^T = [q_1, q_2, q_3, q_4]^T$$

$$\{T\}_e = \frac{t_{e1-2}}{2} [T_{1x} \quad T_{1y} \quad T_{2x} \quad T_{2y}]^T$$

Son olarak toplam potansiyel enerji denkleminde tekil kuvvetler incelendiği zaman x ve y doğrultularında düğümlere etki eden P_x ve P_y kuvvetleri etkisinde meydana gelen yer değiştirmeler kullanılmakta ve tekil yüklerden kaynaklı potansiyel enerji belirlenmektedir. Böylece şekil değiştirme ve kuvvet kaynaklı potansiyel enerjileri kullanılarak yapının toplam potansiyel enerjisi belirlenmekte ve aşağıdaki Denklem 4.52 kullanılarak yapının genel rijitlik matrisi elde edilmektedir.

$$\Pi = \frac{1}{2} \{Q\}^T [K] \{Q\} - \{Q\}^T \{F\} \quad (4.52)$$

Burada $\{Q\}$ genel yer değiştirme vektörünü, $\{F\}$ genel kuvvet vektörünü ve $[K]$ genel rijitlik matrisini ifade etmektedir.

4.3.1.2. Galerkin Yaklaşımı

Önceki bölümde eleman şekil değiştirme ve kuvvet kaynaklı potansiyel enerjilerden faydalanılarak yerel ve genel rijitlik matrislerinin elde edilmesi açıklanmıştı. Bu bölümde ise Galerkin yaklaşımından bahsedilecek ve bu yaklaşımda iç ve dış sanal iş değerleri kullanılarak rijitlik matrislerinin elde edilmesi açıklanacaktır. Bu yaklaşımda dengede olan sisteme kuvvet uygulanması sonucu sistem elemanları yer değiştirmekte ve bu yer değiştirmelerin yönü ile şiddeti bilinmediğinden dolayı sanal deplasman olarak adlandırılmaktadır. Uygulanan kuvvetlerin sanal deplasman boyunca yaptığı iş, sanal iş olarak adlandırılmaktadır ve dengede olan sistemlerde sanal iş sıfır olmaktadır. Bu kapsamda sonlu elemanlar yönteminde sanal deplasman vektörü

seçilmekte ve Denklem 4.53' te görüldüğü üzere iç ve dış sanal işlerin farkı sıfır olmaktadır.

$$\sum_{\epsilon} \int_{\epsilon} \{\epsilon\}^T [D] \{\epsilon(\Phi)\} t dA - \left(\sum_{\epsilon} \int_{\epsilon} \{\Phi\}^T \{f\} t dA + \int_L \{\Phi\}^T \{T\} t dl - \sum_i \{\Phi\}_i^T \{P\}_i \right) = 0 \quad (4.53)$$

Burada $\sum_{\epsilon} \int_{\epsilon} \{\epsilon\}^T [D] \{\epsilon(\Phi)\} t dA$ terimi iç sanal işi ifade ederken $\left(\sum_{\epsilon} \int_{\epsilon} \{\Phi\}^T \{f\} t dA + \int_L \{\Phi\}^T \{T\} t dl - \sum_i \{\Phi\}_i^T \{P\}_i \right)$ terimi kuvvet kaynaklı dış sanal işi ifade etmektedir. $\{\Phi\}$, $\epsilon(\Phi)$ ve $\{\Psi\}$ sırasıyla sanal deplasman vektörü, şekil değiştirme vektörü ve düğüm noktası yer değiştirmelerini ifade edip aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$\{\Phi\} = [N] \{\Psi\}$$

$$\epsilon(\Phi) = [B] \{\Psi\}$$

$$\{\Psi\} = [\psi_1, \psi_2, \psi_3, \psi_4, \psi_5, \psi_6]$$

Denklem 4.53' te iç sanal iş terimi incelendiğinde $\{\epsilon\} = [B] \{q\}$ ve $\epsilon(\Phi) = [B] \{\Psi\}$ olduğu görülmektedir. Ayrıca $A_{\epsilon} = \int dA$ eleman alanı olarak ifade edildiğinde iç sanal iş Denklem 4.54' te olduğu şekilde gösterilmektedir.

$$\int_{\epsilon} \{\epsilon\}^T [D] \{\epsilon(\Phi)\} t dA = \{q\}^T [B]^T [D] [B] \{\Psi\} t_{\epsilon} A_{\epsilon} \quad (4.54)$$

Elemanlar için iç sanal işi belirlemek için kullanılan $\{q\}^T k_{\epsilon} \{\Psi\}$ denklemi dikkate alındığında eleman rijitlik matrisi Denklem 4.55' de olduğu gibi elde edilmektedir.

$$k_{\epsilon} = t_{\epsilon} A_{\epsilon} [B]^T [D] [B] \quad (4.55)$$

Kuvvet kaynaklı sanal iş terimleri dikkate alındığında toplam potansiyel enerji yaklaşımında kullanılan adımların aynı şekilde geçerli olduğu, sadece deplasman değerlerinin sanal deplasman olarak ifade edildiği görülmektedir. Bu kapsamda kuvvet

kaynaklı dış sanal iş ve iç sanal işlerin eleman bazında elde edilip toplanmasından sonra Denklem 4.53 aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\{\psi\}^T [K][Q] = \{\psi\}^T [F]$$

$$[K][Q] = [F] \quad (4.56)$$

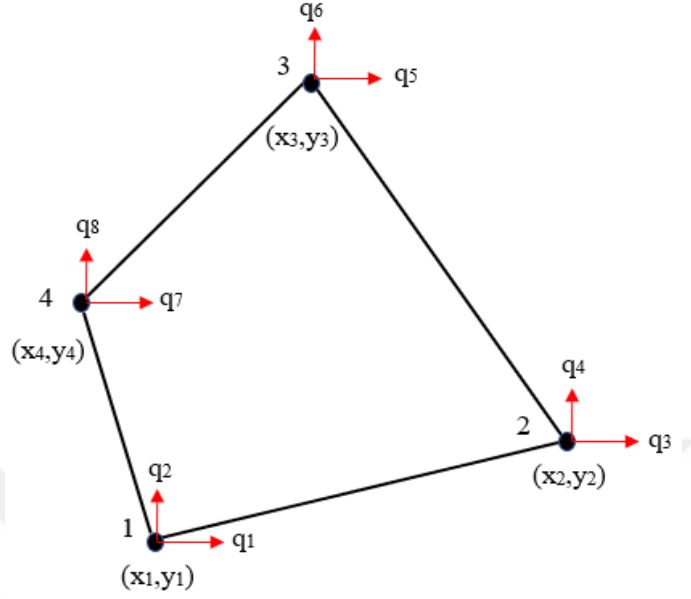
Üçgen elemanlar için yapılan sonlu elemanlar analizlerinde eleman düğüm noktalarının deplasman değerleri ve eleman rijitlik matrisleri elde edilmektedir. Bu değerler kullanılarak genel rijitlik matrisi belirlenmekte ve $\{\sigma\} = [D][B]\{q\}$ denklemi yardımıyla gerilmeler hesaplanmaktadır. Üçgen elemanlara bölünmüş yapıların sonlu eleman analizlerinde takip edilen adımlar aşağıda kısaca özetlenmiştir.

- Yapının geometrik boyutları dikkate alınarak üçgen elemanlara ayrılması
- Eleman ve düğüm numaralarının belirlenmesi
- Düğüm koordinatlarının belirlenmesi
- Doğal koordinatlara bağlı şekil fonksiyonlarının oluşturulması
- Eleman içi yer değiştirmelerin ve koordinatların şekil fonksiyonları yardımıyla belirlenmesi
- Toplam potansiyel enerji veya Galerkin yaklaşımı kullanılarak eleman rijitlik matrislerinin elde edilmesi
- Eleman rijitlik matrisleri toplanarak genel rijitlik matrisinin elde edilmesi
- Eleman gerilmelerinin belirlenmesi

4.3.2. İzoparametrik Elemanlar

İzoparametrik elemanlar düğüm noktalarının bir fonksiyon ile tanımlandığı eleman türüdür. Bu elemanların üzerindeki herhangi bir noktanın konum ve yer değiştirmesi aynı şekil fonksiyonu kullanılarak tanımlanabilmektedir. Bu çalışmada dört düğümlü izoparametrik elemanları ve bu elemanların sonlu eleman analiz aşamaları incelenmiştir. Şekil 4.9' da dört düğümlü eleman gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere düğüm numaraları belirli bir düzene uyularak saat yönünün tersine doğru belirlenmiştir. Bu durum genel rijitlik matrisinin elde edilmesi aşamasında kolaylık

sağlamaktadır. Ayrıca üçgen elemanlarda olduğu gibi düğüm yer değiştirmeleri x ve y doğrultularında olacak şekilde 1 numaralı düğümden başlanarak adlandırılmıştır.



Şekil 4.9. Dörtgen elemanın şematik gösterimi

Tıpkı üçgen elemanlarda olduğu gibi düğüm yer değiştirme vektörünün belirlenmesinden sonra dörtgen elemanın herhangi bir noktasının deplasman değerlerini elde etmek amacıyla şekil fonksiyonları tanımlanmaktadır. Dört düğüm için N_1 , N_2 , N_3 ve N_4 olmak üzere toplamda dört adet şekil fonksiyonu tanımlanmaktadır. Bu şekil fonksiyonları bulunduğu düğümlerde 1 değerini alırken diğer düğümlerde 0 değerini almaktadır. Örneğin N_1 şekil fonksiyonunun değeri 1 numaralı düğümden 1 iken diğer düğümlerde sıfırdır.

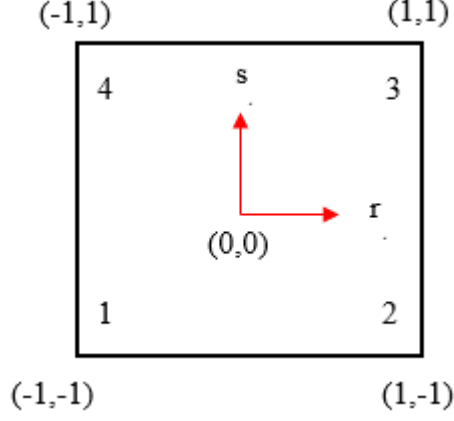
Dört düğümlü elemanlarda şekil fonksiyonları r ve s doğal koordinatlarında ve Şekil 4.10' da görülen temel kare eleman üzerinde oluşturulmaktadır. Şekil fonksiyonlarının bulunduğu düğümden 1, diğer düğümlerde 0 olduğu düşünüldüğünde şekil fonksiyonları Denklem 4.57' de gösterildiği şekilde olmaktadır.

$$N_1 = \frac{1}{4}(1 - r)(1 - s) \quad (4.57)$$

$$N_2 = \frac{1}{4}(1 + r)(1 - s)$$

$$N_3 = \frac{1}{4}(1+r)(1+s)$$

$$N_4 = \frac{1}{4}(1-r)(1+s)$$



Şekil 4.10. Dört düğümlü kare eleman

Dört düğümlü elemanlar için şekil fonksiyonlarının elde edilmesinden sonra yerel ve genel koordinatlarda yer değiştirmeler belirlenmektedir. Eleman içinde herhangi bir noktanın yer değiştirmeleri Denklem 4.58 kullanılarak tanımlanmaktadır.

$$u = N_1q_1 + N_2q_3 + N_3q_5 + N_4q_7 \quad (4.58)$$

$$v = N_1q_2 + N_2q_4 + N_3q_6 + N_4q_8$$

Eleman içi yer değiştirmeler matris formunda ifade edildiğinde ise aşağıdaki denklem kullanılmaktadır.

$$\{u\} = [N]\{q\} \quad (4.59)$$

Burada [N] aşağıdaki şekilde tanımlanmaktadır.

$$[N] = \begin{bmatrix} N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 & 0 \\ 0 & N_1 & 0 & N_2 & 0 & N_3 & 0 & N_4 \end{bmatrix}$$

Diğer taraftan eleman içinde herhangi bir noktanın x ve y koordinatları şekil fonksiyonları ve düğüm koordinatları kullanılarak Denklem 4.60 yardımıyla ifade edilebilmektedir.

$$x = N_1x_1 + N_2x_2 + N_3x_3 + N_4x_4 \quad (4.60)$$

$$y = N_1y_1 + N_2y_2 + N_3y_3 + N_4y_4$$

Eleman yer değiştirme ve koordinatlarının şekil fonksiyonları ile ifade edilmesinden sonra eleman şekil değiştirmeleri belirlenmektedir. Eleman şekil yer değiştirmeleri Denklem 4.61 kullanılarak elde edilmektedir. Burada [A] ve [G] eleman şekil değiştirme dönüşüm matrisleridir.

$$\{\varepsilon\} = [B] \{q\} = [A][G]\{q\} \quad (4.61)$$

Eleman şekil değiştirmelerinin hesaplanması için ilk olarak doğal koordinatlarda ifade edilen şekil fonksiyonlarının x ve y koordinatlarındaki kısmi türevleri alınmaktadır. Şekil fonksiyonlarının x ve y koordinatlarına göre kısmi türevleri Denklem 4.62' de gösterilmiştir.

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} \\ \frac{\partial N}{\partial y} \end{Bmatrix} = J^{-1} \begin{Bmatrix} \frac{\partial N}{\partial r} \\ \frac{\partial N}{\partial s} \end{Bmatrix} \quad (4.62)$$

Burada J kare matris dönüşümünün jakobiyeni olup x ve y koordinatlarının doğal koordinatlara göre kısmi türevini ifade etmektedir. J matrisi Denklem 4.63' te gösterildiği gibidir.

$$[J] = \begin{bmatrix} \frac{\partial x}{\partial r} & \frac{\partial y}{\partial r} \\ \frac{\partial x}{\partial s} & \frac{\partial y}{\partial s} \end{bmatrix} \quad (4.63)$$

Denklem 4.57' de verilen şekil fonksiyonları Denklem 4.60' da yerine koyulup doğal koordinatlara göre kısmi türevleri alındığı zaman Jakobiyen matrisi aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$[J] = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} -(1-s)x_1 + (1-s)x_2 + (1+s)x_3 - (1+s)x_4 & -(1-s)y_1 + (1+s)y_2 + (1+s)y_3 - (1+s)y_4 \\ -(1-r)x_1 - (1+r)x_2 + (1+r)x_3 + (1-r)x_4 & -(1-r)y_1 - (1+r)y_2 + (1+r)y_3 + (1-r)y_4 \end{bmatrix} \quad (4.64)$$

$$[J] = \begin{bmatrix} J_{11} & J_{12} \\ J_{21} & J_{22} \end{bmatrix}$$

Burada belirlenen Jakobiyen matrisi Denklem 4.62' de yerine koyulduğunda ise şekil fonksiyonlarının x ve y koordinatlarına göre kısmi türevleri aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\begin{Bmatrix} \frac{\partial N}{\partial x} \\ \frac{\partial N}{\partial y} \end{Bmatrix} = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} \\ -J_{21} & J_{11} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \frac{\partial N}{\partial r} \\ \frac{\partial N}{\partial s} \end{Bmatrix} \quad (4.65)$$

Şekil fonksiyonlarının x ve y koordinatlarına göre kısmi integrallerinin alınması sonucunda elemanlar için şekil değiştirmeler hesaplanmaktadır. Denklem 4.61 kullanılarak hesaplanan şekil değiştirmelerde [A] ve [G] matrisleri aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$[A] = \frac{1}{\det J} \begin{bmatrix} J_{22} & -J_{12} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -J_{21} & J_{11} \\ -J_{21} & J_{11} & J_{22} & -J_{12} \end{bmatrix}$$

$$[G] = \frac{1}{4} \begin{bmatrix} -(1-s) & 0 & (1-s) & 0 & (1+s) & 0 & -(1+s) & 0 \\ -(1-r) & 0 & -(1+r) & 0 & (1+r) & 0 & (1-r) & 0 \\ 0 & -(1-s) & 0 & (1-s) & 0 & (1+s) & 0 & -(1+s) \\ 0 & -(1-r) & 0 & -(1+r) & 0 & (1+r) & 0 & (1-r) \end{bmatrix}$$

Dört düğümlü izoparametrik elemanlarda eleman şekil değiştirmelerinin belirlenmesinden sonra her bir eleman için rijitlik matrisleri elde edilmektedir. Bunun için Denklem 4.66' da gösterilen elastik enerji ifadesinden faydalanılmaktadır.

$$\sum_{\epsilon} t_{\epsilon} \int_{\epsilon} \frac{1}{2} \{\sigma\} \{\epsilon\} dA \quad (4.66)$$

Burada $\{\sigma\} = [D][B]\{q\}$ ve $\{\varepsilon\} = [B]\{q\}$ şeklinde tanımlanmaktadır. Ayrıca doğal koordinatlardaki alan ile genel koordinatlardaki alan arasında $dA = dx dy = \det J dr ds$ ilişkisi bulunmaktadır. Bütün bu terimler Denklem 4.66' da yerine yazıldığında elastik enerji ifadesi aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$\Sigma_{\varepsilon} \frac{1}{2} \{q\}^T t \left\{ \iint_{-1}^1 [B]^T [D] [B] \det J dr ds \right\} \{q\} \quad (4.67)$$

Burada $U_{\varepsilon} = \frac{1}{2} \{q\}^T k_{\varepsilon} \{q\}$ denkleminde yola çıkarak eleman rijitlik matrisi aşağıdaki gibi elde edilmektedir.

$$k_{\varepsilon} = t \iint_{-1}^1 [B]^T [D] [B] \det J dr ds \quad (4.68)$$

Eleman rijitlik matrislerinin elde edilmesinden sonra tıpkı üçgen elemanlarda olduğu gibi kütle kuvvetleri, yüzey kuvvetleri ve tekil kuvvetler elde edilmektedir. Bu kuvvetlerin elde edilmesinde üçgen elemanlarda izlenen yöntemler kullanılmasına rağmen kütle kuvvet teriminin belirlenmesinde bazı farklılıklar bulunmaktadır. Dört düğümlü elemanların kütle kuvvet teriminde eleman alanı ile şekil fonksiyonları doğal koordinatlara bağlı olduğundan dolayı rijitlik matrisinin elde edilmesinde tıpkı eleman rijitlik matrisinde olduğu gibi iki katlı integral çözümünden faydalanılmaktadır. Dört düğümlü izoparametrik elemanlar için kütle kuvvetleri Denklem 4.69 kullanılarak elde edilmektedir.

$$\{f_{\varepsilon}\} = t_{\varepsilon} \left[\iint_{-1}^1 [N]^T \det J dr ds \right] \begin{Bmatrix} f_x \\ f_y \end{Bmatrix} \quad (4.69)$$

Ayrıca yüzey kuvvetleri artan düğüm sayısına bağlı olarak Denklem 4.70' te olduğu gibi belirlenmektedir.

$$\{T\}_{\varepsilon} = \frac{t_{\varepsilon} l_{2-3}}{2} [0 \quad 0 \quad T_{1x} \quad T_{1y} \quad T_{2x} \quad T_{2y} \quad 0 \quad 0]^T \quad (4.70)$$

Sonlu eleman analizlerinde numerik integrallerin hesaplanması için Gauss Yaklaşımı sıklıkla kullanılmaktadır. Bu kapsamda Denklem 4.68 ile 4.69' da verilen

integraller bu yaklaşım kullanılarak hesaplanmakta ve böylece eleman rijitlik matrisleri ile yüzey kuvvetleri elde edilmektedir.

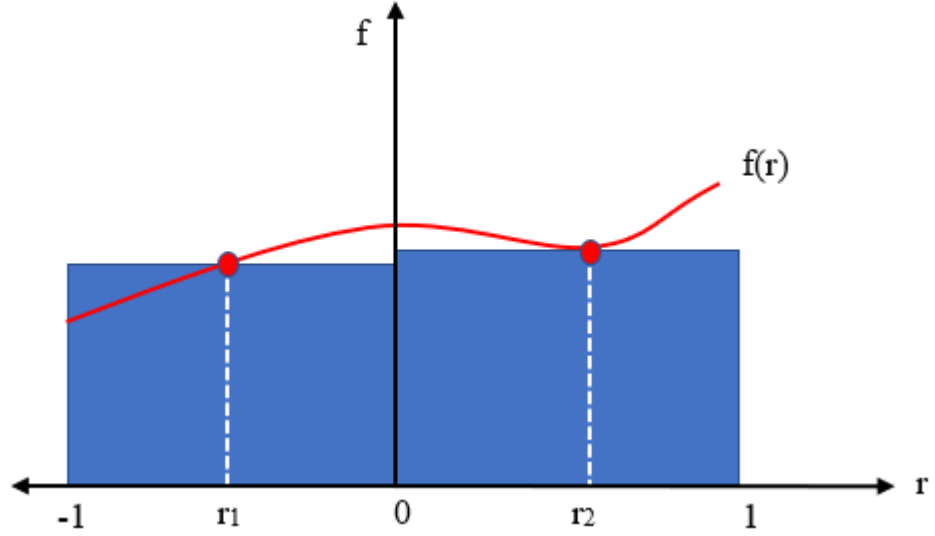
Gauss yaklaşımında ağırlık katsayıları ve Gauss integrasyon noktaları belirlenerek ilgili integraller numerik integrasyon ile hesaplanmaktadır. Gauss nokta sayısı arttıkça gerçek çözüme daha fazla yaklaşılmakta ve daha kesin sonuçlar elde edilmektedir. Denklem 4.71' de n adet Gauss noktasına kullanılarak hesaplanan integral gösterilmiştir. Bu denklemde görüldüğü üzere her bir Gauss noktası için ağırlık katsayı ve fonksiyonun o noktadaki değerleri çarpılarak yaklaşık alan belirlenmekte ve her bir nokta için alan hesabı yapılarak integral numerik integrasyon yöntemi ile belirlenmektedir. Burada W_n ağırlık katsayısını, $f(r_n)$ ise fonksiyonun o noktadaki değerini ifade etmektedir.

$$\int_{-1}^1 f(r) dr = \sum_{i=1}^n W_i f(r_i) = W_1 f(r_1) + W_2 f(r_2) + W_3 f(r_3) + \dots + W_n f(r_n) \quad (4.71)$$

İntegrallerin iki katlı olması durumunda ise Gauss yaklaşımı Denklem 4.72' de olduğu gibi uygulanmaktadır.

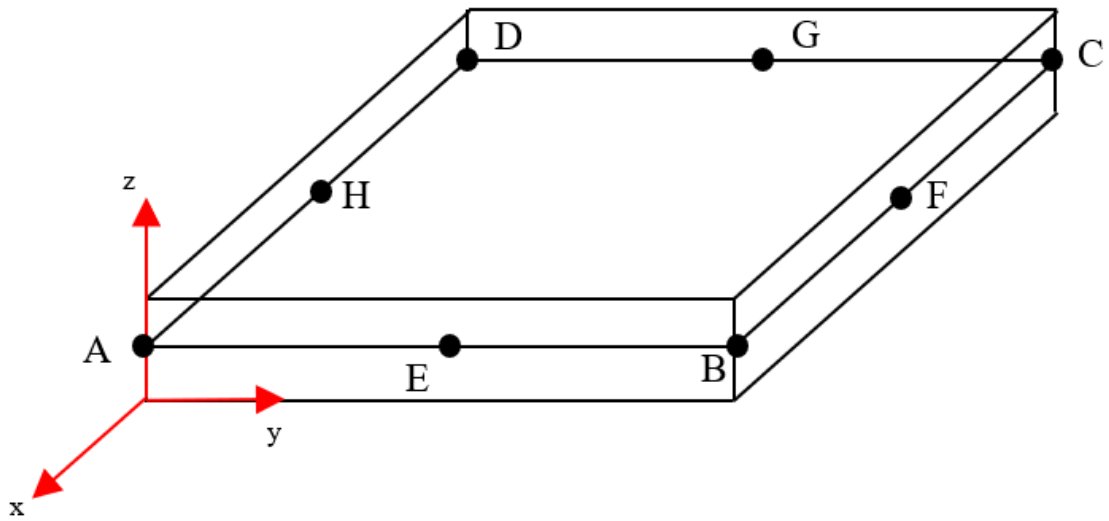
$$\iint_{-1}^1 f(r, s) dr ds = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n W_i W_j f(r_i, r_s) \quad (4.72)$$

Örnek olarak Şekil 4.11' de $f(r)$ fonksiyonun Gauss yaklaşımı kullanılarak integralinin belirlenmesi gösterilmiştir. Burada $f(r)$ fonksiyonun integrali $I = W_1 f(r_1) + W_2 f(r_2)$ olarak hesaplanmaktadır.



Şekil 4.11. İki noktalı Gauss yaklaşımının şematik gösterimi

Mevcut çalışmada gerilme ve gerinim sonuçlarına ek olarak kompozit katmanlarda meydana gelen katmanlar arası kayma gerilmeleri belirlenmiştir. Katmanlar arası kayma gerilmeleri düğüm noktalarında meydana gelen kuvvet farklarından dolayı meydana gelen gerilmeleri ifade etmekte olup kompozit katmanlı yapılarda tabakaların birbiri üzerinde kaymasına ve dolayısıyla delaminasyon gibi hasar mekanizmalarının oluşmasına neden olmaktadır. Şekil 4.12’ de iki tabakalı kompozit katmanların ortak 8 düğüm noktaları gösterilmiş ve bu düğümlerde meydana gelen kuvvetler belirtilmiştir.



Şekil 4.12. Kompozit katmanlı yapılarda düğüm noktalarının şematik gösterimi

Kompozit katmanlı yapılarda düğüm noktaları ve ilgili düğümlere etki eden kuvvetlerin belirlenmesi sonucu katmanlar arası kayma gerilmeleri Denklem 4.73 ve 4.74 kullanılarak belirlenmektedir (Alnak, 2007).

$$\sigma_{xz} = \frac{1}{4} \left[\frac{F_E^x - F_A^x}{A^{A-E}} + \frac{F_F^x - F_B^x}{A^{B-F}} + \frac{F_G^x - F_C^x}{A^{C-G}} + \frac{F_H^x - F_D^x}{A^{D-H}} \right] \quad (4.73)$$

$$\sigma_{yz} = \frac{1}{4} \left[\frac{F_E^y - F_A^y}{A^{A-E}} + \frac{F_F^y - F_B^y}{A^{B-F}} + \frac{F_G^y - F_C^y}{A^{C-G}} + \frac{F_H^y - F_D^y}{A^{D-H}} \right] \quad (4.74)$$

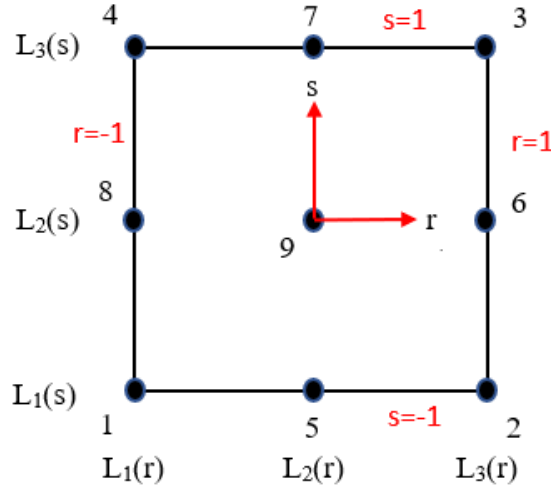
Burada F, A ve σ sırasıyla ilgili düğümlere etki eden kuvvet, birim yüzey alanları ve ilgili düzlemlerde meydana gelen kayma gerilmelerini ifade etmektedir.

4.3.3. Sekiz ve Dokuz Düğümlü Dörtgen Elemanlar

Bu bölümde bir kenarında ikiden fazla düğüm içeren yüksek dereceden dörtgen elemanlardan bahsedilmiştir. Bu eleman türlerinde şekil değiştirme, rijitlik matrisleri ve eleman gerilmelerinin elde edilmesi için dört düğümlü elemanlarda izlenen yöntem takip edilmektedir. Fakat bu eleman türlerinde düğüm noktalarına bağlı olarak şekil fonksiyonlarında farklılıklar meydana gelmekte ve analizler yüksek dereceden şekil fonksiyonları kullanılarak daha hassas ve doğru bir şekilde yürütülmektedir. Önceki bölümde bahsedildiği üzere dört düğümlü dörtgen elemanlarda şekil fonksiyonları bulunduğu düğümde 1 değerini almakta ve diğer düğümlere doğru lineer azalma göstererek sıfır olmaktadır. Bir kenarında ikiden fazla düğüm içeren elemanlarda ise şekil fonksiyonları yüksek dereceden olmaktadır. Şekil 4.13' te dokuz düğümlü dörtgen elemanların r ve s doğal koordinatlarındaki kenar şekil fonksiyonları gösterilmiştir. Burada $L_1(r)$, $L_2(r)$, $L_3(r)$, $L_1(s)$, $L_2(s)$ ve $L_3(s)$ kenar şekil fonksiyonlarının bulunduğu düğümde 1, diğer düğümlerde 0 değerini alması için aşağıdaki gibi olmaktadır.

$$L_1(r) = -\frac{r(1-r)}{2} \quad L_2(r) = (1+r)(1-r) \quad L_3(r) = \frac{r(1+r)}{2}$$

$$L_1(s) = -\frac{s(1-s)}{2} \quad L_2(s) = (1+s)(1-s) \quad L_3(s) = \frac{s(1+s)}{2}$$



Şekil 4.13. Dokuz düğümlü dörtgen eleman

Kenar şekil fonksiyonlarının elde edilmesinden sonra düğümlere karşılık gelen kenar şekil fonksiyonlarının çarpılması ile her bir düğüm için şekil fonksiyonları Denklem 4.75' te gösterildiği şekilde elde edilmektedir.

$$N_1 = L_1(r)L_1(s) \quad N_2 = L_3(r)L_1(s) \quad N_3 = L_3(r)L_3(s) \quad (4.75)$$

$$N_4 = L_1(r)L_3(s) \quad N_5 = L_2(r)L_1(s) \quad N_6 = L_3(r)L_2(s)$$

$$N_7 = L_2(r)L_3(s) \quad N_8 = L_1(r)L_2(s) \quad N_9 = L_2(r)L_2(s)$$

Diğer taraftan sekiz düğümlü dörtgen elemanlarda ise Şekil 4.13' te gösterilen 9 numaralı düğüm kullanılmamaktadır. Şekil fonksiyonlarının bulunduğu düğümde 1, diğer düğümlerde 0 olduğu dikkate alındığında ise sekiz düğümlü dörtgen elemanlarda şekil fonksiyonları Denklem 4.76' da gösterildiği gibi olmaktadır.

$$N_1 = -\frac{1}{4}(1-r)(1-s)(1+r+s) \quad N_2 = -\frac{1}{4}(1+r)(1-s)(1-r+s) \quad (4.76)$$

$$N_3 = -\frac{1}{4}(1+r)(1+s)(1-r-s) \quad N_4 = -\frac{1}{4}(1-r)(1+s)(1+r-s)$$

$$N_5 = \frac{1}{2} (1 - r^2)(1 - s)$$

$$N_6 = \frac{1}{2} (1 + r)(1 - s^2)$$

$$N_7 = \frac{1}{2} (1 - r^2)(1 + s)$$

$$N_8 = \frac{1}{2} (1 - r)(1 - s^2)$$

4.4. Kompozit Malzemelerde Hasar Kriterleri

Kompozit malzemeler kullanım ömürleri boyunca yükleme koşullarına bağlı olarak farklı seviyelerde gerilmelere maruz kalmaktadır. Kullanılan malzemelerin verimli ve güvenilir bir şekilde çalışmasını sağlamak için gerilme ve gerinim değerlerinin dikkate alınması ve hasar durumlarının araştırılması oldukça önem arz etmektedir. Bu kapsamda malzemelerin hasar durumlarının incelenmesi amacıyla literatürde kullanılan birçok farklı hasar kriteri bulunmaktadır. Tsai-Wu, Tsai-Hill, Maksimum gerilme ve Hashin en fazla kullanılan hasar kriterlerinin başında gelmektedir. Hasar kriterleri ayrıntılı olarak incelendiği zaman hasarı değerlendirme durumuna göre interaktif ve interaktif olmayan hasar kriterleri olmak üzere iki farklı gruba ayrıldığı görülmektedir (Irhirane ve ark., 2008). İnteraktif hasar kriterlerinde farklı doğrultularda meydana gelen gerilmeler bir arada göz önüne alınarak hasar değerlendirilmesi yapılmaktadır. Diğer taraftan interaktif olmayan hasar kriterlerinde ise farklı doğrultularda meydana gelen gerilme ve gerinimlerin etkileşimi dikkate alınmamaktadır. Bu tarz hasar kriterlerinde sadece aynı doğrultuda gerilme ve gerinim değerleri incelenmekte ve bu durum çok eksenli yüklemelerde yetersiz değerlendirme yapılmasına yol açmaktadır. Tsai-Wu, Tsai-Hill ve Hoffman hasar kriterleri interaktif hasar kriterlerine örnek olarak gösterilebilirken Maksimum gerilme ve maksimum gerinim hasar kriterleri ise en çok kullanılan interaktif olmayan hasar kriterlerinden bazılarıdır.

4.4.1. Maksimum Gerilme Kriteri

Maksimum gerilme kriteri interaktif olmayan yani farklı doğrultuda meydana gelen gerilme etkileşimlerini dikkate almayan hasar kriterlerinden birisidir. Maksimum hasar kriterinde yerel eksenlerde meydana gelen çekme, basma ve kayma gerilmeleri değerlendirilmektedir. Aşağıda gösterilen yerel gerilmelerden birisinin maksimum veya minimum mukavemeti aşması durumunda hasarın meydana geldiği belirtilmektedir.

$$\sigma_1^C < \sigma_1 < \sigma_1^T \quad (4.77)$$

$$\sigma_2^C < \sigma_2 < \sigma_2^T \quad (4.78)$$

$$\tau_{12}^C < \tau_{12} < \tau_{12}^T \quad (4.79)$$

4.4.2. Maksimum Şekil Değişirme Kriteri

Maksimum gerinim kriteri de maksimum gerilme kriteri gibi interaktif olmayan hasar kriterlerinden birisidir. Bu hasar kriterinde yerel eksenlerde meydana gelen enine, boyuna ve kayma gerinimleri değerlendirilerek hasar durumu belirlenmektedir. Aşağıda gösterilen durumlardan herhangi birisinin bozulması durumunda hasarın meydana geldiği belirtilmektedir.

$$\varepsilon_1^C < \varepsilon_1 < \varepsilon_1^T \quad (4.80)$$

$$\varepsilon_2^C < \varepsilon_2 < \varepsilon_2^T \quad (4.81)$$

$$\gamma_{12}^C < \gamma_{12} < \gamma_{12}^T \quad (4.82)$$

4.4.3. Tsai-Hill Hasar Kriteri

Tsai-Hill hasar kriteri anizotropik kompozit malzemelerin hasar değerlendirilmesinde sıklıkla kullanılan interaktif hasar kriterlerinden birisidir. Bu hasar kriteri Von Mises kriterinin geliştirilmiş hali olarak görülmekte olup enerji temelli gerilmelerin etkileşimi üzerinden hasar durumunu belirlemektedir. Aşağıdaki durum bozulduğu zaman hasarın meydana geldiği belirlenmektedir.

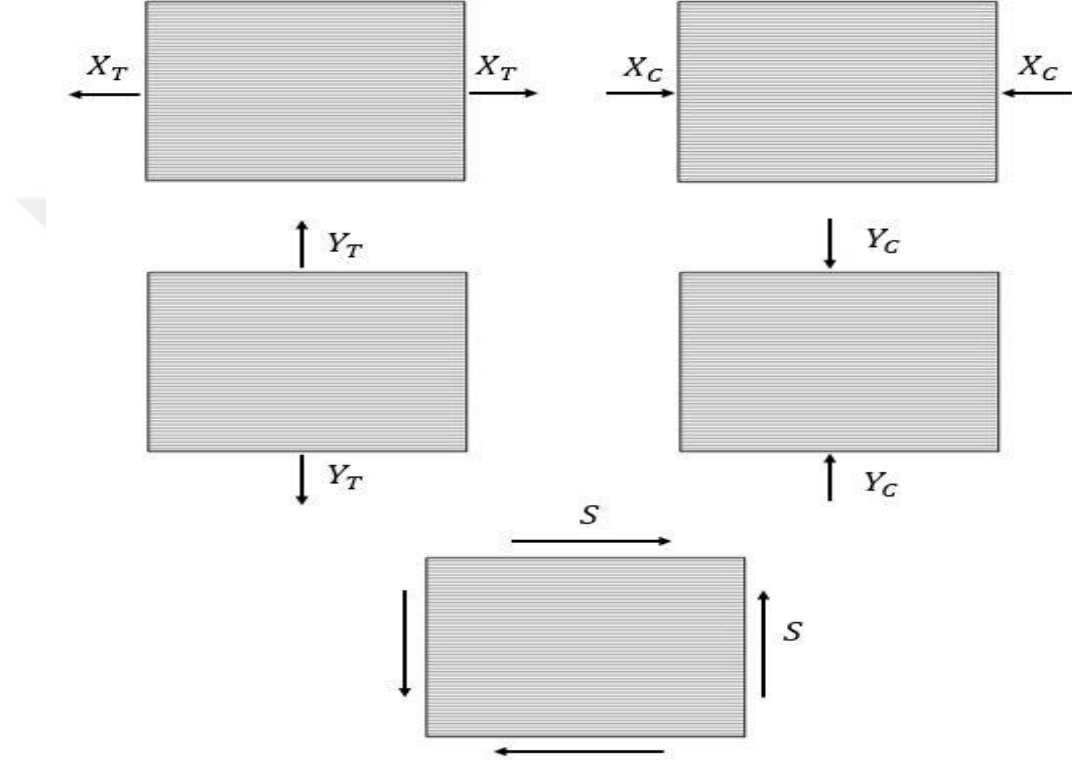
$$\frac{\sigma_1^2}{X^2} - \frac{\sigma_1 \sigma_2}{X^2} + \frac{\sigma_2^2}{Y^2} + \frac{\tau_{12}^2}{S^2} \leq 1 \quad (4.83)$$

Burada X ve Y sırasıyla boyuna ve enine yönlerde mukavemeti belirtirken S düzlem içi kayma mukavemetini ifade etmektedir. Kompozit malzemelerde basma ve

çekme yönünde X, Y ve S mukavemetleri Şekil 4.14' te gösterilmiştir. Hasar analizlerinde X ve Y değerleri basma veya çekme durumuna göre aşağıdaki gibi belirlenmektedir.

$$X = \begin{cases} X^T & \text{eğer } \sigma_1 \geq 0 \\ X^C & \text{eğer } \sigma_1 < 0 \end{cases}$$

$$Y = \begin{cases} Y^T & \text{eğer } \sigma_2 \geq 0 \\ Y^C & \text{eğer } \sigma_2 < 0 \end{cases}$$



Şekil 4.14. Düzlem içi enine, boyuna ve kayma mukavemetlerinin şematik gösterimi

4.4.4. Tsai-Wu Hasar Kriteri

Tsai-Wu hasar kriteri toplam gerilme enerjisi üzerinden hasar durumunu tahmin etmek için kullanılan interaktif hasar kriterlerinden birisidir. Kompozit malzemelerin hasar durumunu gözlemlemede sıklıkla kullanılan bu hasar kriteri çekme ve basma yönündeki hasar mukavemetlerini ayrı ayrı olarak değerlendirdiği için Tsai-Hill hasar kriterine göre daha kapsamlıdır. Tsai-Wu hasar kriterine göre aşağıdaki durum bozulduğu zaman hasarın meydana geldiği belirlenmektedir.

$$F_{11}\sigma_1^2 + F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2 + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{21}\tau_{12}^2 < 1 \quad (4.84)$$

Kompozit malzemelerin mukavemet katsayıları, F_{ij} , aşağıdaki gibi tanımlanmaktadır.

$$F_{11} = \frac{1}{X_T X_C}$$

$$F_1 = \frac{1}{X_T} - \frac{1}{X_C}$$

$$F_{22} = \frac{1}{Y_T Y_C}$$

$$F_2 = \frac{1}{Y_T} - \frac{1}{Y_C}$$

$$F_{12} = -\frac{1}{2} \sqrt{F_{11} F_{22}}$$

$$F_{12} = \frac{1}{S^2}$$

Burada X_T boyuna çekme mukavemetini, X_C boyuna basma mukavemetini, Y_T enine çekme mukavemetini, Y_C enine basma mukavemetini ve S kayma mukavemetini ifade etmektedir.

4.5. Yanıt Yüzey Metodolojisi

Yanıt yüzey deneysel çalışmalar veya numerik analizlerden elde edilen verilere uydurulan lineer veya ikinci dereceden polinom fonksiyonlarıdır. Elde edilen fonksiyonların kullanılarak ara değerlerin belirlenmesi veya optimize edilmesi işleme ise yanıt yüzey metodolojisi denilmektedir (Aydar, 2018). Yanıt yüzey metodolojisinde parametre etkileri ve parametreler arası ilişkiler belirlenmekte ve böylece tasarım parametreleri kolaylıkla optimize edilebilmektedir. Örnek olarak kompozit malzemelerin çekme mukavemetleri elyaf oryantasyonu, elyaf hacim oranı, elyaf türü, kurluşma sıcaklığı ve kurluşma süresi gibi birçok farklı parametreye bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Kompozit malzeme davranışında etkili olan bu parametreler giriş parametreleri olarak tanımlandığında çekme mukavemeti yanıt olarak belirlenmekte ve her bir parametrenin çekme davranışı üzerindeki tekil ve bileşik etkileri belirlenebilmektedir. Ayrıca yanıt yüzey metodolojisinde parametre etkilerinin belirlenmesi ile optimum tasarım noktaları belirlenmekte ve daha yüksek mukavemete sahip kompozitler tasarlanabilmektedir. Yanıt yüzey metodolojisinde yanıt fonksiyonu aşağıdaki gibi tanımlanmakta ve giriş parametrelerine bağlı olduğu gösterilmektedir.

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (4.85)$$

Burada x_n giriş parametrelerini, n etkili parametre sayısını ve y giriş parametrelerine bağlı yanıt fonksiyonunu ifade etmektedir.

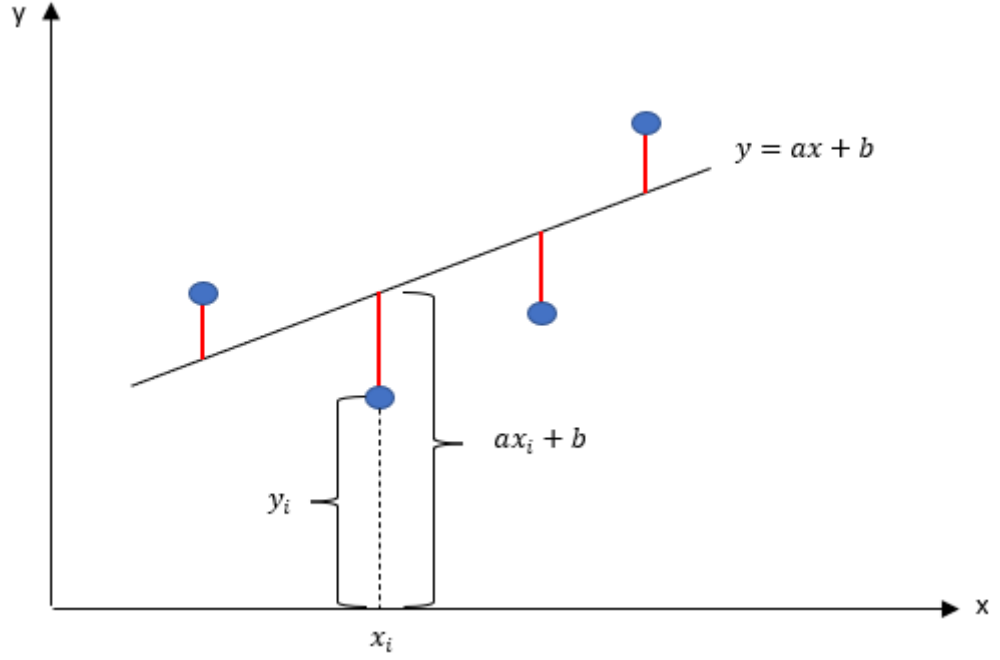
Bağımsız parametreler ile yanıt arasındaki ilişki genel olarak bilinmemekte ve bu sebepten dolayı parametre ile yanıt arasında uygun bir ilişki kurulması gerekmektedir. Yanıt yüzey yönteminde bağımsız parametreler ile yanıt arasındaki ilişki genellikle lineer (Denklem 4.86) veya ikinci dereceden polinom (Denklem 4.87) kullanılarak ifade edilmektedir (Montgomery, 2017). Bu ilişkinin belirlenmesi için bütün uzayı kapsayacak şekilde tek bir denklem yeterli olmayacağından dolayı her iki denklem de birlikte kullanılabilir. Yanıt yüzey yönteminde parametre yanıt ilişkisi lineer olarak ifade edilmesi durumunda birinci dereceden denklem, sistem tanımında eğrilik var ise ikinci dereceden denklem ile ifade edilmektedir.

$$y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \dots + \beta_n x_n \quad (4.86)$$

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_{ii}^2 + \sum_i \sum_j \beta_{ij} x_i x_j \quad (4.87)$$

Burada β_i ve x_i sırasıyla denklem katsayıları ve giriş parametrelerini belirtmektedir.

Yanıt yüzey yönteminde deneysel veya numerik çalışmalardan elde edilen veriler kullanılarak yukarıdaki denklemlerin katsayıları en küçük kareler yöntemi (Nielsen, 2001) ile belirlenmekte ve ilgili fonksiyon elde edilmektedir. Bu yöntemde veri noktaları ile uydurulan eğrinin bağımlı değişkenleri arasındaki farkların kareleri toplamının minimum olması istenmektedir. Bu kapsamda kareler toplamının minimum olması için ilgili fonksiyonun türevinin sıfır olduğu β_i denklem katsayıları belirlenmekte ve eğri fonksiyonu elde edilerek ara değerler hesaplanabilmektedir. Şekil 4.15' te örnek olarak $y = ax + b$ fonksiyonu ve bağımlı değişken noktaları gösterilmiş ve devamında en küçük kareler yöntemi ile a ve b denklem katsayılarının elde edilmesi açıklanmıştır.



Şekil 4.15. Veri noktaları ve bağımlı değişkenler kullanılarak denklem katsayılarının belirlenmesi

En küçük kareler yönteminde bağımlı değişkenler ile veri noktalarının kareleri toplamı Denklem 4.88’ de gösterildiği şekilde elde edilmektedir.

$$T = \sum_{i=1}^k (ax_i + b - y_i)^2 \quad (4.88)$$

Burada T bağımlı değişken ile veri noktaları farkının kareler toplamını, a ile b ise fonksiyon katsayılarını belirtmektedir.

Kareler toplamının minimum olması için Denklem 4.89’ da gösterildiği şekilde kısmi türevlerinin sıfır olması gerekmektedir.

$$\frac{\partial T}{\partial a} = 0, \quad \frac{\partial T}{\partial b} = 0 \quad (4.89)$$

Denklem 4.88’ de verilen eşitliğin katsayılarına göre kısmi türevleri alındığı zaman aşağıdaki eşitlikler elde edilmektedir.

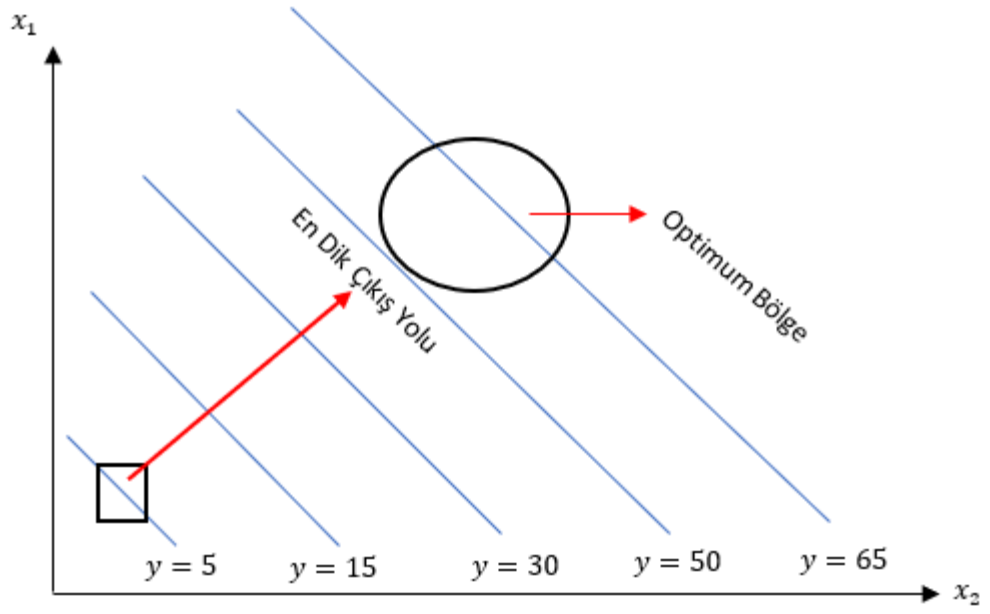
$$\frac{\partial T}{\partial a} = a \sum_{i=1}^k x_i^2 + b \sum_{i=1}^k x_i - \sum_{i=1}^k x_i y_i = 0 \quad (4.90)$$

$$\frac{\partial T}{\partial b} = a \sum_{i=1}^k x_i + b \sum_{i=1}^k 1 - \sum_{i=1}^k y_i = 0 \quad (4.91)$$

Denklem 4.90 ve 4.91' de verilen iki bilinmeyenli iki denklem çözüldüğü zaman a ve b katsayıları elde edilmekte ve böylece fonksiyon tanımlanmaktadır.

En küçük kareler yöntemi kullanılarak ilgili fonksiyonun ve dolayısıyla ara değerlerin elde edilmesinden sonra yüzey yanıt yönteminde parametre etkileri dikkate alınarak maksimum ve minimum noktalar belirlenmektedir. Böylece optimum tasarım parametreleri belirlenmekte ve yanıt fonksiyonu kullanıcı tanımına göre maksimize veya minimize edilebilmektedir. Ayrıca yüzey yanıt metodolojisinde yanıt fonksiyonlarına kısıt tanımlanabilmekte ve belirlenen aralıkta yanıt alınacak şekilde girdi parametreleri optimize edilebilmektedir.

Yüzey yanıt yönteminde fonksiyon yüzey noktalarının belirlenmesi için çoğunlukla en dik çıkış ve en dik iniş yöntemleri kullanılmaktadır (Montgomery, 2017). En dik çıkış yönteminde maksimum noktalar aranırken en dik iniş yönteminde minimum noktalar aranmaktadır. Örnek olarak başlangıçta optimum noktadan oldukça uzak olan parametre değerleri için maksimum noktayı yakalamak amacıyla parametre değerlerinde değişiklik yapılmaktadır. Parametre etkisi dikkate alınarak veriler artırılıp veya azaltılmakta ve böylece optimum noktaya yaklaşılmaktadır. Bu durum maksimum noktaya ulaşıncaya kadar devam etmekte ve optimum bölge çevresi belirlenmektedir. Aynı durum minimum bölge içinde geçerli olup minimum yanıt elde edilene kadar parametre değerlerinde değişiklik yapılmakta ve optimum yanıt bölgesi belirlenmektedir. Şekil 4.16' da maksimum bölgenin belirlenmesi amacıyla yürütülen en dik çıkış yöntemi şematik olarak gösterilmiştir.



Şekil 4.16. En dik çıkış yönteminin şematik olarak gösterilmesi

5. HİDROLİK SİLİNDİR TASARIMI

Hidrolik silindirler sıvı basıncını mekanik enerjiye dönüştüren hidrolik sistem elemanlarıdır. Bu yapılarda genellikle sıvı basıncından faydalanılarak doğrusal, dairesel veya açışal hareket elde edilmektedir (Doddannavar ve ark., 2005). Doğrusal hareket elde etmek için kullanılan silindirler genel olarak tek etkili, çift etkili ve teleskopik olmak üzere üç farklı tipten oluşmaktadır. Bu çalışmada endüstriyel uygulamalarda sıklıkla kullanılan çift etkili hidrolik silindirlerin numerik çalışmaları yürütülmüş ve optimum tasarım parametreleri belirlenmiştir.

Geleneksel hidrolik silindirlerde sızdırmazlık elemanı haricindeki diğer bütün temel parçalar genellikle çelik malzeme kullanılarak üretilmekte ve bu durum hidrolik silindirlerin çok fazla ağır olmasına sebep olmaktadır. Çalışma basıncına bağlı olarak bu yapıların muazzam boyutlara ulaşabildiği de göz önünde bulundurulduğunda ağırlığın azaltılması amacıyla alternatif malzemelerin kullanılabilirliğinin araştırılması ve bu konuda bilimsel çalışmaların yürütülmesi oldukça önem arz etmektedir. Bu sebepten dolayı bu çalışmada kompozit malzeme kullanılarak hidrolik silindirlerin sırasıyla ağırlık ve mukavemet değerlerinin minimize ve maksimize edilmesi amaçlanmıştır. Bu kapsamda başta iş makineleri olmak üzere birçok endüstriyel uygulamada sıklıkla kullanılan çift etkili hidrolik silindirlerin tasarımının yapılması ve optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesi için numerik çalışmalar yürütülmüştür. Analizler Tip 1 ve Tip 2 olmak üzere iki farklı konsept tasarım üzerinden yürütülmüş ve tasarım türlerinin avantaj ve dezavantajları değerlendirilmiştir. Tip 1 ve Tip 2 konsept tasarımlarının avantaj ve dezavantajları ile numerik çalışmalar esnasında izlenen yöntem ve hususlar sonraki bölümlerde detaylı olarak anlatılacaktır.

5.1. Tip 1 Hidrolik Silindir Konsept Tasarımı

Tip 1 konsept tasarımda tıpkı kompozit basınç tanklarında olduğu gibi giriş ve çıkış kutup bölgelerinde kubbe profili kullanılmakta ve kompozit elyaflar belirtilen profile sahip astar üzerine filaman sarım yöntemi kullanılarak sarılmaktadır. Tasarım aşamasında ilk olarak boğazların dış yüzey profilleri bölüm 5.1.1.1' de açıklanan eliptik eğri denkleminin çözülmesiyle elde edilmektedir. Yüzey profillerinin analitik olarak elde edilmesinden sonra CAD paket programları yardımıyla boğazların üç boyutlu çizimleri yapılmaktadır. Giriş ve çıkış kutup bölgelerinde kullanılan boğazların kutup

ağız yarıçapları ve yüzey profilleri aynı olmakla birlikte bu elemanlar tasarım yönünden bazı farklılıklara sahiptir. Giriş kutup bölgesinde kullanılan boğazda rakor bağlantısının yapılabilmesi için kutup ağız boyunca dış açılmakta ve dolayısıyla hidrolik sıvı giriş ve çıkışı bu kanal üzerinden gerçekleştirilmektedir. Çıkış kutup bölgesinde kullanılan boğazda ise kutup ağız bölgesi piston kolu için yataklama görevi göreceğinden bu bölgede sıvı kaçağını önlemek ve metal malzemelerin birbirine temas etmesine engel olmak için sızdırmazlık elemanları kullanılmaktadır. Bu sebepten dolayı da kutup ağız boyunca sızdırmazlık elemanlarının yerleştirileceği kanallar açılmaktadır. Şekil 5.1' de Tip 1 konsept tasarımda kullanılan astar boru ve boğazlar şematik olarak gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere boğaz kenarlarında çapı astar borunun iç çapına eşit olan faturalar oluşturulmuştur. Montaj esnasında astar boru faturaya yaslanmakta ve boğaz ile astarın montajı yapılmaktadır. Bu işlemin sonucu olarak uç bölgelerde kubbe profili ve orta bölgede silindirik yüzeye sahip bir yapı elde edilmektedir. Bu yapı filaman sarım esnasında mandrel olarak kullanılıp ve kompozit elyaflar bu yüzey üzerine sarılmaktadır.



Şekil 5.1. Astar boru ve boğazların şematik gösterimi

Şekil 5.2' de Tip 1 konsept tasarımı şematik olarak gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere kompozit elyaflar astar boru ve boğazların montajı sonucu elde edilen yüzey üzerine sarılmaktadır. Sarım yapılan bu yüzey uç kısımlarında kubbe profili barındırdığından dolayı filaman sarım esnasında bazı tasarım kısıtları ile karşılaşmaktadır. Örneğin filaman sarım yapılırken kompozit elyafların kubbe yüzeyinde kaymasını engellemek için belirli bir yörünge takip edilmek zorunda ve bu

durum tasarımı kullanılabilir sarım açısı aralığını kısıtlamaktadır. Kompozit tabakada kullanılan sarım açısının belirlenmesi, kubbe profili boyunca elyaf oryantasyonu değişimi ve Tip 1 konsept tasarımı için filaman sarımında etkili olan kısıtlar bölüm 5.1.1.2' de detaylı olarak anlatılmıştır.



Şekil 5.2. Hidrolik silindir konsept tasarımı (Tip 1)

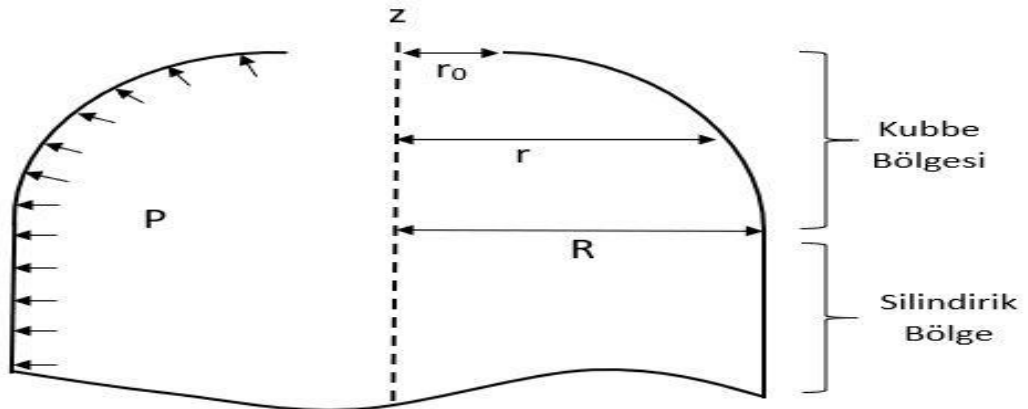
Tip 2 konsept tasarımının aksine bu tasarımda bütün yüzey kompozit tabaka ile kaplanacağından dolayı sarımdan önce piston, piston kolu ve sızdırmazlık elemanlarının astar içerisinde montajının yapılması gerekmektedir. Bu kapsamda ilk olarak piston ile piston kolunun montajı yapılmaktadır. Piston kolu üzerinde fatura olarak adlandırılan ve ani çap değişiminin meydana geldiği geçiş bölgesi bulunmakta ve piston kolu üzerindeki bu geçiş bölgesi pistonun aksel doğrultudaki konumunu belirlemek için kullanılmaktadır. Piston faturaya yaslandıktan sonra somun yardımıyla belirlenen konuma sabitlenmektedir. Ayrıca bu tasarımda hidrolik sıvı giriş ve çıkışı piston kolunda oluşturulan kanal üzerinden gerçekleştirilmektedir. Bu amaçla piston kolunda yer alan kanal ucunda diş açılmakta ve bu bölgede rakor bağlantısı yapılmaktadır.

Piston montajından sonra piston ve boğazda açılan kanallara sızdırmazlık elemanları bağlanmaktadır. Tip 1 ve Tip 2 konsept tasarımlarında kullanılan sızdırmazlık elemanları çalışma basıncı ve kullanım şartları dikkate alınarak belirlenmektedir. Boğazda iki nutring keçe ile bir toz keçesi kullanılırken pistonda iki adet nutring keçe kullanılmaktadır. Nutring keçeler hidrolik sıvı kaçağını önlemek ve metal malzemelerin birbirine temas etmesini engellemek için kullanılmaktadır. Boğazda

kullanılan toz keçesi ise hem hidrolik silindir içinde hem de dışında çalışan piston kolu üzerinden silindir içerisine geçebilecek toz ve parçacıkları engellemek için kullanılmaktadır. Piston, sızdırmazlık elemanları, boğazlar ve astar borunun sırasıyla montajından sonra filaman sarım yöntemi kullanılarak astar üzerine sarım yapılmaktadır. Bu tür yapılarda astar kullanılmasının sebebi hidrolik sıvı ile kompozit malzeme arasındaki teması engellemek ve gözenekli yapıya sahip kompozit tabaka yüzeyinden sıvı geçişine engel olmaktır. Ayrıca astar kullanımıyla sızdırmazlık elemanları ile yüzey pürüzlülüğü fazla olan kompozit tabaka arasındaki temas engellenmekte ve sızdırmazlık elemanlarının aşınmasının önüne geçilmektedir.

5.1.1. Hidrolik Silindir Kubbe Tasarımı

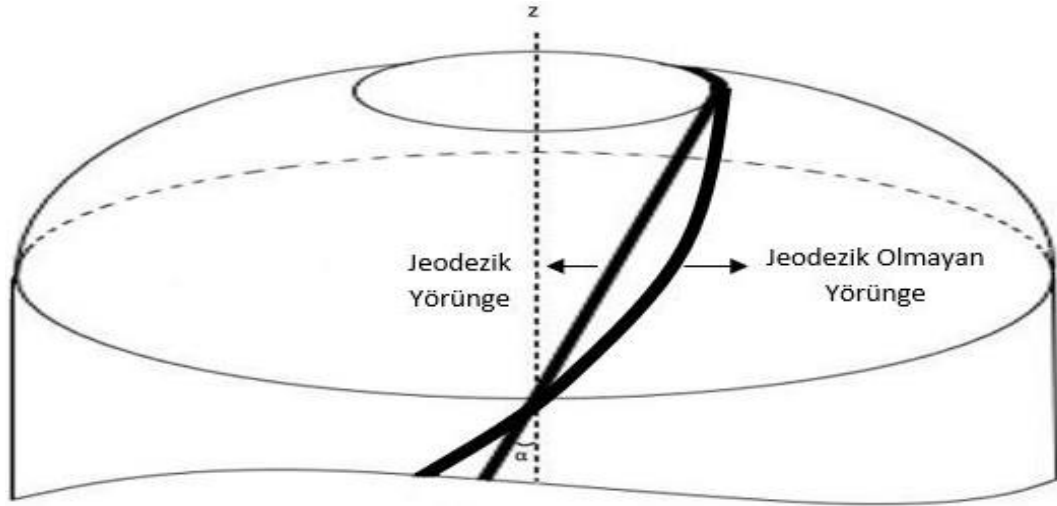
Sıvı basıncı hidrolik silindirlerde çatlak oluşumu, yorulma ve patlama gibi hasar mekanizmalarına sebep olabilmektedir. Silindirlerde meydana gelebilecek olan bu hasar mekanizmalarının incelenmesi ve kritik yükleme koşulları göz önünde bulundurularak tasarım parametrelerinin belirlenmesi büyük önem arz etmektedir. Birinci konsept tasarım incelendiği zaman silindir giriş ve çıkış kutup bölgelerinde kubbe profilinin kullanıldığı görülmektedir (Şekil 5.3). Bu tür yapılarda en kritik bölge kubbe kısmıdır ve hasar genel olarak bu bölgelerde meydana gelmektedir. Bu yüzden kompozit malzeme ile kaplanan basınç tanklarının optimum kubbe tasarımının yapılması, kubbe profilinin tanımlanması, profil boyunca sarım açısı ve kompozit katman kalınlığının belirlenmesi oldukça önemlidir.



Şekil 5.3. Birinci konsept tasarımda kullanılan silindirik ve kubbe bölgelerinin şematik gösterimi

Kubbe profilinin tanımlanmasında genel olarak jeodezik ve jeodezik olmayan eğri olmak üzere iki farklı yöntem kullanılmaktadır. Düzlem üzerinde bulunan iki nokta arasındaki en kısa mesafe bu iki noktadan geçen doğru parçası ile ifade edilirken küre üzerinde bulunan iki nokta arasındaki en kısa mesafe, merkez noktası kürenin merkezi ile aynı olan ve belirtilen iki noktadan geçen yay parçası olarak tanımlanmaktadır. Kubbe tasarımında yaygın olarak kullanılan jeodezik yol ise herhangi bir yüzey üzerinde bulunan iki nokta arasındaki en kısa mesafe olarak tanımlanmaktadır (Sofi ve Schledjewski, 2018). Jeodezik profil üzerine filaman sarım yapıldığı zaman elyaflar belirlenen yörüngede ve belirlenen açı ile sarılmaktadır. Bu yöntemde elyaflar en kısa ve stabil yörüngeyi takip etmektedir. Başlangıç ve bitiş noktası belli olan bu yörünge yüzey üzerindeki en kararlı yol olduğu için elyafları belirlenen koordinatlarda tutmak için herhangi bir sürtünme kuvveti gerekmemektedir. Basınç tanklarında sıklıkla kullanılan jeodezik profilin avantaj ve dezavantajlarından bir sonraki bölümde detaylı olarak bahsedilecektir.

Kubbe tasarımında kullanılan bir diğer yöntem ise jeodezik olmayan profilin kullanılmasıdır. Bu yöntemde elyaflar jeodezik eğriden ayrılarak farklı bir yol izlemektedir. Şekil 5.4' te jeodezik ve jeodezik olmayan yörüngeler şematik olarak gösterilmiştir. Jeodezik olmayan kubbe profilinde elyafları belirlenen yörünge üzerinde tutmak için yüzey ile elyaf arasında sürtünme kuvvetine ihtiyaç duyulmaktadır. Sürtünme kuvveti astar ve elyaf malzemesine, astar yüzeyinin pürüzlülüğüne, sarım hızına, elyaf gerilimi ve ıslak veya kuru filaman sarım yapılmasına bağlı olarak değişmektedir (Koussios ve Bergsma, 2006). Sürtünme katsayısı belirlendikten sonra sarım için jeodezik ve jeodezik olmayan yörüngelerin belirlenmesi ve kubbe boyunca elyaf açısı ile kalınlığın elde edilmesi sonraki bölümlerde anlatılacaktır.



Şekil 5.4. Jeodezik ve jeodezik olmayan yörüngenin şematik gösterimi

5.1.1.1. Jeodezik Kubbe Profilinin Belirlenmesi

Kompozit katmanlı basınç tanklarının en kritik bölgesi giriş ve çıkış kutuplarında kullanılan kubbe yapısıdır. Sıvı basıncı sonucunda oluşan gerilmeler dikkate alınarak kubbe profilinin belirlenmesi oldukça önemlidir. Bu bölümde jeodezik profilin teorik olarak elde edilmesi anlatılmış ve jeodezik olmayan kubbe profiline göre avantaj ve dezavantajları detaylı olarak belirtilmiştir.

Jeodezik yol, yüzey üzerinde bulunan iki nokta arasındaki en kısa mesafe olarak ifade edildiği için filaman sarım yönteminde elyaflar en kısa yolu izleyerek yüzey sarımını gerçekleştirecektir. Bu durum sarım süresince daha az elyaf kullanımına sebep olacak ve hidrolik silindirin az da olsa daha hafif olmasını sağlayacaktır. Ayrıca jeodezik olmayan yol ile karşılaştırıldığında kullanılan kompozit elyaf miktarı azalacağından üretim maliyetinin de bir miktar düşmesi beklenmektedir. Bütün bunların yanı sıra jeodezik olmayan denklemin analitik bir çözümü olmadığı için Runge-Kutta metodu (Boyce ve ark., 2021) kullanılmakta ve bu durum profilin elde edilmesini zorlaştırmaktadır (Zu ve ark., 2019). Jeodezik denklemin ise teorik olarak elde edilmesi mümkün olduğundan kubbe profilinin oluşturulması daha kısa sürede gerçekleştirilebilmektedir.

Diğer taraftan jeodezik olmayan profil ile karşılaştırıldığı zaman bu yöntemin bazı dezavantajları bulunmaktadır (Sofi ve ark., 2018). Jeodezik yörüngede sarım yapıldığında kompozit elyafların izleyebileceği tek bir yol bulunmakta ve bu durum tasarım esnekliğini kısıtlamaktadır. Jeodezik olmayan kubbe profilinde ise elyaflar

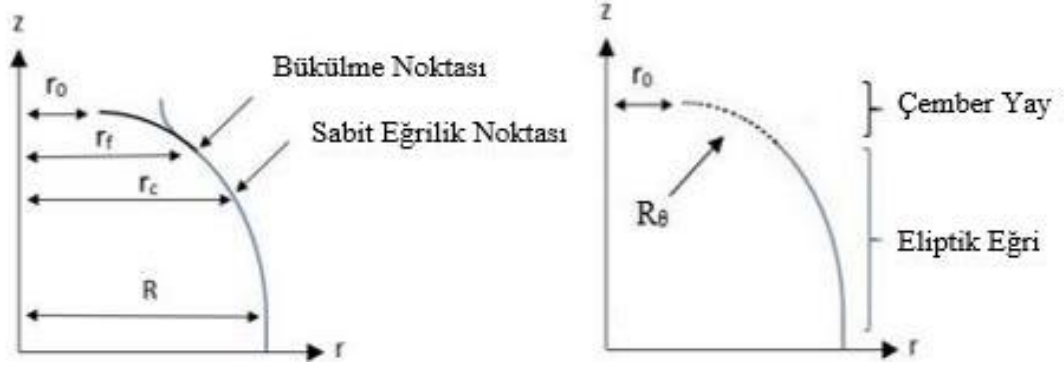
stabil yörüngeden sürtünme katsayısına bağlı olarak ayrılabilceğinden dolayı sarım açısı değiştirilebilmekte ve kısmi güçlendirmeler yapılabilmektedir. Jeodezik profilde olduğu gibi bu yöntemde de silindir yarıçapı ve kutup ağzı yarıçapına bağlı olarak tek bir sarım açısı belirlenmekte ve bu açı ile sarım yapılmaktadır. Fakat bu yöntemde maksimum sürtünme katsayısından daha düşük değerler kullanılarak elyaf yörüngesi değiştirilebilmekte ve sarım açısı optimizasyonuna imkân sağlanmaktadır. Ayrıca bu yöntemde giriş ve çıkış kutup ağzı yarıçapları farklı olabilirken jeodezik kubbe profilinde sarım yapılabilmesi için bu yarıçap değerlerinin aynı olması gerekmektedir. Bu durum ise tasarım kısıtlarını artırmaktadır.

Jeodezik ve jeodezik olmayan kubbe profillerinin avantaj ve dezavantajlarının karşılaştırılması sonucunda bu çalışmada kullanılacak olan kubbe profili belirlenmiştir. Tasarımı yapılacak olan hidrolik silindirlerde giriş ve çıkış kutup ağzı yarıçaplarının aynı olması, ağırlık ve maliyet değerlerinin tasarımın kullanılabilirliğinde önemli olması, kubbe profilinin teorik olarak elde edilmesinin mümkün olması ve ihtiyaç duyulması halinde yerel güçlendirmelerin çember sarım takviyesi ile sağlanabilecek olmasından dolayı jeodezik kubbe profili tercih edilmiştir.

Jeodezik kubbe profili oluşturulurken profil iki ayrı bölgeye ayrılmakta ve her bir bölge için eğri koordinatları ayrı ayrı olarak elde edilmektedir. Kubbe profilinin iki ayrı bölgede belirlenmesinin sebebi, kubbe yüzey koordinatlarının eliptik bir eğri kullanılarak elde edilmesi ve bu eğrinin belirli bir bükülme noktasına sahip olmasıdır (Kumar ve Kumari, 2012). Bükülme noktası eliptik eğri doğrultusunun değiştiği koordinat olarak ifade edilmekte olup bu noktadan sonra eğrinin yönü değişmektedir (Şekil 5.5). Bu sebepten dolayı kubbe profili sabit eğrilik noktasına kadar eliptik integral denklemi kullanılarak elde edilirken bu noktadan kutup ağzı yarıçapına kadar olan kısım çember yay kullanılarak tamamlanmaktadır. Kutup ağzı yarıçapına bağlı olan sabit eğrilik noktasının koordinatı denklem 5.1' de gösterildiği gibi bulunmaktadır.

$$r_c = \sqrt{2} \times r_0 \quad (5.1)$$

Burada r_c sabit eğrilik noktasının yarıçapını belirtirken r_0 hidrolik silindirin kutup ağzı yarıçapını ifade etmektedir.



Şekil 5.5. Bükülme ve sabit eğrilik noktasının şematik gösterimi

Denklem 5.2' de eliptik bir eğri ifade edilmektedir ve bu eliptik eğri integralinin çözülmesi sonucunda $r_c \leq r \leq R$ aralığı için jeodezik kubbe profili belirlenmektedir. Bu denklem aksenal koordinat boyunca kubbe yarıçapının değişimini ifade etmektedir.

$$\bar{z} = -\sqrt{1 - \bar{r}_0^2} \int_1^{\bar{r}} \frac{\bar{r}^3}{\sqrt{\bar{r}^2 - \bar{r}_0^2 - \bar{r}^6(1 - \bar{r}_0^2)}} d\bar{r} \quad (5.2)$$

Bu denklemde;

$$\bar{z} = \frac{z}{R}, \quad \bar{r} = \frac{r}{R}, \quad \bar{r}_0 = \frac{r_0}{R}$$

olarak tanımlanmıştır. Burada R , r_0 ve r sırasıyla silindirik bölgenin yarıçapını, kutup açgı yarıçapını ve kubbe üzerinde herhangi bir noktanın yarıçapını ifade ederken z kubbe boyunca aksenal koordinatı ifade etmektedir.

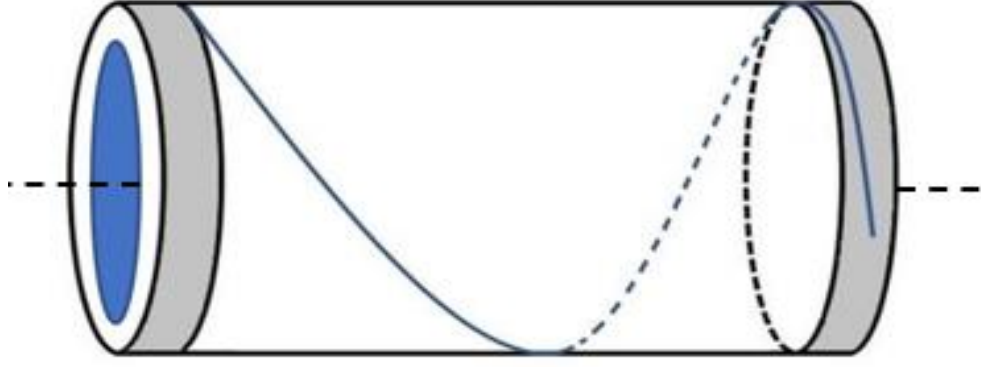
Denklem 5.2 silindirik kısım ile kubbenin birleşim noktasından, eliptik eğrinin bükülme noktasına kadar geçerli olup $r_0 \leq r < r_c$ aralığında jeodezik kubbe profilinin tanımlanması için ise çember yay kullanılmaktadır. Çember yayın yarıçapı sabit eğrilik noktasının yarıçapı ile aynı olup eliptik eğri bu noktada maksimum yarıçapa sahiptir. Kullanılan çember yayın yarıçapı denklem 5.3' te gösterildiği şekilde bulunmaktadır (Cai ve ark., 2019).

$$R_\theta = \frac{R}{\sin 2\alpha_0} \quad (5.3)$$

Burada R_{θ} çember yayın yarıçapını ifade ederken α_0 silindirik bölgenin sarım açısını ifade etmektedir.

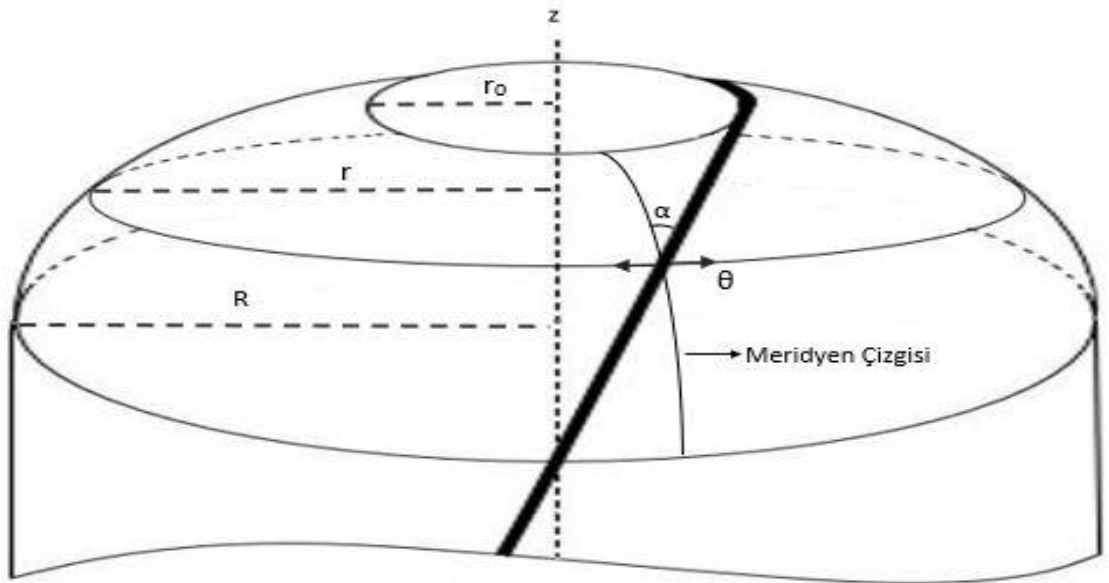
5.1.1.2. Silindir ve Kubbe Bölgelerinde Sarım Açısının Belirlenmesi

Açık uçlu kompozit boruların üretim prosesinde reçine tankından geçirilen kompozit elyaflar silindirik geometriye sahip bir mandrel üzerine sarılmaktadır. Sarım esnasında genel olarak helisel ve çember sarım yöntemleri kullanılmaktadır. Çember sarım yönteminde yaklaşık 90° elyaf oryantasyonu ile aksenal uzunluk boyunca sarım yapılmakta ve boruların uç kısımlarına ulaşıldığında açı değeri değiştirilmeden tersi yönde sarıma devam edilmektedir. Fakat helisel sarım yöntemine bakıldığı zaman bu durumun tamamen farklı olduğu görülmektedir. Helisel sarımda açık uçlu boruların uç kısımlarına ulaşıldığı zaman tersi yönde sarıma devam edilebilmesi için elyaf oryantasyonunun bölgesel olarak değiştirilmesi gerekmektedir. Şekil 5.6' da görüldüğü üzere bu sarım yönteminde silindirik borunun her iki uç kısmında dönme bölgeleri bulunmakta ve bu dönme bölgeleri arasında kalan yüzeylerde belirlenen elyaf oryantasyonu ile helisel sarım yapılmaktadır. Kompozit elyaflar dönme bölgelerine ulaştığı zaman ise sarım açısı kademeli bir şekilde çember sarıma kadar artırılmaktadır (Quanjin ve ark., 2018). Çember sarımın hemen akabinde elyaf açısı tekrar belirlenen değere düşürülerek tersi yönde helisel sarıma devam edilmekte ve yüzey kaplaması tamamlanana kadar proses bu şekilde sürdürülmektedir. Sarım ve kütleme işleminin tamamlanmasından sonra dönme bölgeleri kesilerek istenilen elyaf oryantasyonuna sahip açık uçlu kompozit borular üretilmiş olmaktadır. Kullanılan bu yöntemde dönme bölgesinde oluşturulan elyaf oryantasyonu değişimi ile daha geniş bir açı aralığında helisel sarım yapılmasına ve dolayısıyla yükleme koşulları göz önünde bulundurularak sarım açısı optimizasyonuna imkân sağlanmaktadır.



Şekil 5.6. Filaman sarım dönme bölgelerinin şematik gösterimi

Açık uçlu kompozit boruların aksine basınç tanklarında bulunan kubbe profiline bağlı olarak sarım açısı ve tasarım esnekliği kısıtlanmaktadır. Bu yapılarda kompozit elyafların tersi yönde sarıma devam edebilmesi için dönme bölgeleri bulunmamaktadır. Bu yüzden elyaflar kubbe profili boyunca sarım yaptıktan sonra kutup ağzı bölgesine teğet olacak şekilde geçmekte ve bu bölgede yön değiştirerek tersi yönde sarıma devam etmektedir. Kubbe yüzeyi boyunca elyafların kaymasını engellemek için jeodezik veya jeodezik olmayan yörüngenin takip edilmesi gerekmektedir. Ayrıca kompozit elyaflar kutup ağzı yarıçapına teğet olacak şekilde sarılarak elyaf kaymasının önüne geçilmektedir. Bütün bu sebeplerden dolayı sarım açısının elyaf yörüngesi, kubbe profili ve silindir boyutları dikkate alınarak belirlenmesi gerekmektedir. Şekil 5.7' de silindir ve kubbe yüzeyi boyunca sarım profili gösterilmiştir.



Şekil 5.7. Silindir ve kubbe yüzeyi boyunca sarım profili

Aşağıdaki denklem kullanılarak kubbe profili boyunca sarım açısının değişimi elde edilmektedir (Zu ve ark., 2010). Bu denklemde α sarım açısını, z aksinel koordinatı, r radyal koordinatı ve λ kayma eğilimini ifade ederken r' ve r'' sırasıyla radyal koordinatın aksinel koordinata göre birinci ve ikinci dereceden türevini ifade etmektedir. Denklemden de açıkça anlaşılacağı üzere sarım açısının kubbe profilinin yanı sıra yüzey ile elyaflar arasındaki sürtünme katsayısına da bağlı olduğu görülmektedir.

$$\frac{d\alpha}{dz} = \lambda \left[\frac{\sin\alpha \cdot \tan\alpha}{r} - \frac{r''}{1+r'^2} \cos\alpha \right] - \frac{r' \cdot \tan\alpha}{r} \quad (5.4)$$

Denklem 5.4 bu haliyle jeodezik olmayan yörünge kullanılması durumunda sarım açısının kubbe profili boyunca değişimini ifade etmektedir. Bu denklemin çözülmesi ile maksimum ve minimum kayma eğilimi aralığındaki her bir λ değeri için farklı bir sarım açısı elde edilebilmektedir. Kayma eğilimi katsayısı 0 ile 1 aralığında değişmekte olup (Wang ve ark., 2011) ilgili aralıkta kayma eğiliminin farklı değerleri için filaman sarım açısı belirlenmektedir. Bu durum jeodezik yörüngeye göre daha geniş bir açı aralığında sarım yapılmasına imkân sağlamaktadır. Denklem bu haliyle analitik bir çözümü yoktur. Bu yüzden 4. dereceden Runge-Kutta metodu kullanılarak sarım açısı değerleri numerik yaklaşım yöntemi ile elde edilmektedir (Erturan, 2019).

Jeodezik kubbe profilinde elyafları belirlenen koordinatlarda tutmak için herhangi bir sürtünme kuvvetine ihtiyaç duyulmadığından bu yörüngede kayma eğilimi sıfır olmaktadır. Mevcut çalışmada jeodezik kubbe profili kullanıldığı için kayma eğilimi sıfır olmaktadır. Burada kayma eğiliminin sıfır olması kompozit elyafları belirlenen konumda tutmak için herhangi bir sürtünme kuvvetine ihtiyaç duyulmadığını gösterirken kayma eğilimi büyüdükçe elyafları ilgili konumda tutmak için gerekli olan sürtünme kuvveti de artmaktadır. Kayma eğilimi katsayısının sıfır olması durumunda ise denklem 5.4 aşağıdaki Clairaut eşitliğine dönüşmektedir (Zwillinger, 1998). Bu eşitlik ile jeodezik kubbe profili için sarım açısı elde edilmektedir.

$$\alpha = \arcsin \left(\frac{r_0}{r} \right) \quad (5.5)$$

Denklem 5.5' te $r = r_0$ durumunda sarım açısı 90° olarak hesaplanmaktadır. Bu durum elyafların kutup ağzı yarıçapına teğet olacak şekilde sarıldığını göstermektedir. Ayrıca bu denklem ile $r = R$ durumunda yani kubbe ile silindirik bölgenin birleşim koordinatında sarım açısı hesaplanabilmektedir. Bu noktada hesaplanan açı değeri ise silindirik bölgenin helisel sarım açısını ifade etmektedir. Denklemden de açıkça görüldüğü üzere silindirik bölgenin sarım açısı kutup ağzı yarıçapı ile silindirik bölgenin yarıçapına bağlı olarak değişmektedir.

5.1.2. Tip 1 Hidrolik Silindir Tasarım Parametreleri

Tip 1 hidrolik silindirlerde ikinci konsept tasarımın aksine silindir boru yüzeyi tamamen kompozit malzeme ile kaplanmaktadır. Bu durum silindir yüzeyinin tek bir parçadan meydana gelmesini ve bütün yüzey boyunca filaman sarım yapılmasını gerektirmektedir. Ayrıca giriş ve çıkış kutup bölgelerinde kubbe profili kullanılmakta ve buna bağlı olarak birçok farklı parametre ve kısıtlar meydana gelmektedir. Bu bölümde numerik analizleri yapılan Tip 1 konsept tasarımın mekanik özellikleri üzerinde etkili olan parametre ve kısıtlar incelenmiştir.

Hidrolik silindirler çalışma süreleri boyunca sıvı basıncına maruz kalmakta ve silindir borularında aksenal ve teğetsel yükler meydana gelmektedir. Basınç tankı görevi gören bu silindir borularının maruz kaldığı yüklerin yanı sıra hafifletme çalışmaları da dikkate alındığı zaman daha düşük yoğunluk ve daha yüksek mukavemete sahip malzeme seçiminin yapılması oldukça önem arz etmektedir. Bu kapsamda yapılan analizlerde ilk olarak kullanılan kompozit malzeme türünün mekanik özellikler üzerindeki etkisini belirlemek amacıyla numerik analizler yürütülmüştür. Analizlerde iki farklı kompozit elyaf türü kullanılmış ve en uygun malzeme türü belirlenmeye çalışılmıştır. Cam ve karbon elyafların kullanıldığı analizlerde malzeme özellikleri ANSYS malzeme kütüphanesinden alınmıştır. Cam ve karbon elyafların elastik malzeme özellikleri Çizelge 5.1' de gösterilmiştir.

Çizelge 5.1. Tek yönlü Epoksi/Karbon ve Epoksi/Cam elyaf kompozitlerin elastik özellikleri

Malzeme	ρ [kg/m ³]	E_x [GPa]	E_y [GPa]	E_z [GPa]	ν_{xy} [-]	ν_{yz} [-]	ν_{xz} [-]	G_{xy} [GPa]	G_{yz} [GPa]	G_{xz} [GPa]
Epoksi/Karbon Tek Yönlü	1518	123	7.78	7.78	0.27	0.42	0.27	5	3.08	5
Epoksi/Cam Tek Yönlü	2000	45	10	10	0.3	0.4	0.3	5	3.85	5

Burada ρ yoğunluk, E elastisite modülü, ν Poisson oranı ve G kayma modülünü ifade etmektedir. Diğer taraftan sırasıyla cam ve karbon elyaf için ortotropik gerilme ve gerinim limitleri Çizelge 5.2 ve 5.3' te gösterilmiştir.

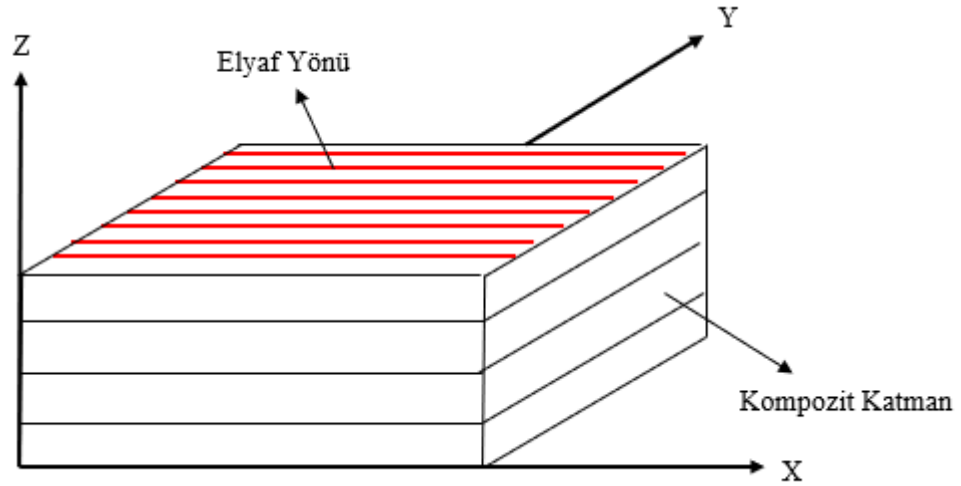
Çizelge 5.2. Tek yönlü Epoksi/Karbon elyaf kompozitlerin gerilme ve gerinim limitleri

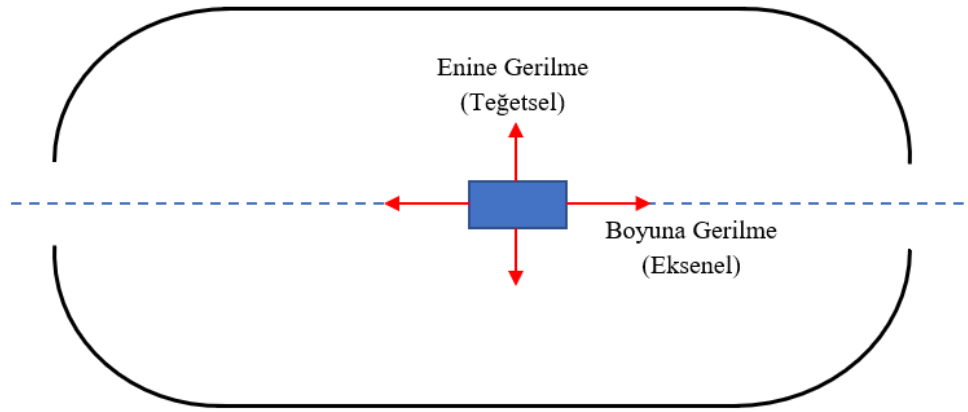
Yön	Gerilme Limitleri [MPa]	Gerinim Limitleri [mm/mm]
Çekme X	1632	0.0143
Çekme Y	34	0.0026
Çekme Z	34	0.0026
Basma X	-704	-0.006
Basma Y	-68	-0.0146
Basma Z	-68	-0.0146
Kayma XY	80	0.016
Kayma YZ	55	0.012
Kayma XZ	80	0.016

Çizelge 5.3. Tek yönlü Epoksi/Cam elyaf kompozitlerin gerilme ve gerinim limitleri

Yön	Gerilme Limitleri [MPa]	Gerinim Limitleri [mm/mm]
Çekme X	1100	0.0244
Çekme Y	35	0.0035
Çekme Z	35	0.0035
Basma X	-675	-0.015
Basma Y	-120	-0.012
Basma Z	-120	-0.012
Kayma XY	80	0.016
Kayma YZ	46.15	0.012
Kayma XZ	80	0.016

Burada X, Y ve Z Şekil 5.8’ de görüldüğü üzere sırasıyla boyuna, enine ve kalınlık doğrultularını ifade etmektedir. Diğer taraftan hidrolik silindir katmanları için belirlenen boyuna ve enine gerilmeler Şekil 5.9’ da şematik olarak gösterilmiştir.

**Şekil 5.8.** Kompozit elyaf doğrultusunun şematik gösterimi



Şekil 5.9. Hidrolik silindirler için boyuna ve enine gerilme yönlerinin şematik gösterimi

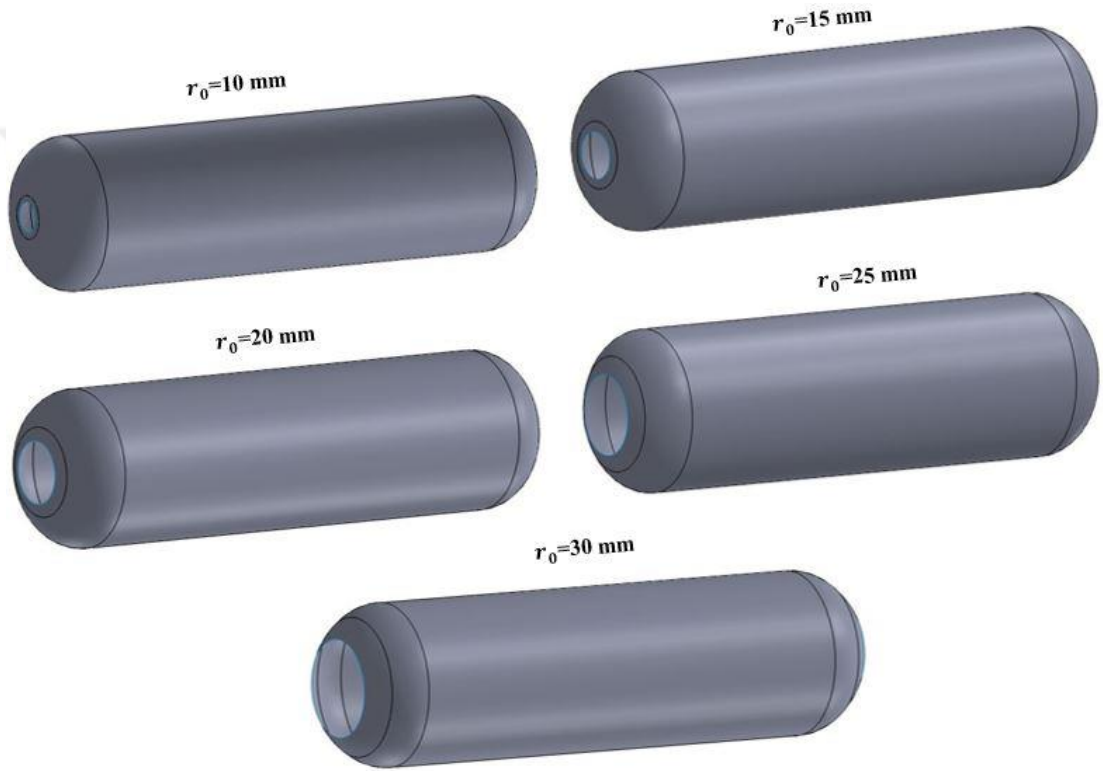
Diğer taraftan bir başka parametre olan astar kalınlığının mekanik özellikler üzerindeki etkisi numerik analizler sonucunda belirlenmiştir. Astar malzemesi olarak alüminyum alaşım kullanılmış ve malzeme özellikleri Çizelge 5.4' te gösterildiği şekilde ANSYS malzeme kütüphanesinden alınmıştır. Analizlerde 1, 2 ve 3 mm olmak üzere üç farklı astar kalınlığı kullanılmıştır. Artan astar kalınlığının ağırlık ve mukavemet üzerindeki etkileri incelenmiş ve analizlerde minimum ağırlık ile en yüksek mukavemet sergileyecek astar kalınlığının belirlenmesi amaçlanmıştır.

Çizelge 5.4. Alüminyum alaşım (2024) astarın elastik malzeme özellikleri

Malzeme	ρ [kg/m ³]	E [GPa]	ν [-]	G [GPa]
Alüminyum Alaşım (2024)	2770	71	0.33	26.69

Tip 1 konsept tasarımında kubbe profilinden dolayı sarım açısı aralığı oldukça kısıtlanmaktadır. Jeodezik ve jeodezik olmayan elyaf yörüngesine bağlı olarak sarım açısı aralığının değişimi önceki bölümlerde detaylı olarak anlatılmıştır. Bu çalışmada kullanılan jeodezik elyaf yörüngesinden dolayı silindir ve kutup ağzı yarıçapına bağlı olarak tek bir sarım açısı kullanılmakta ve belirlenen elyaf oryantasyonu ile filaman sarım işlemi gerçekleştirilmektedir. Bu sebepten dolayı Tip 1 konsept tasarımında kullanılabilir sarım açısı aralığını genişletmek ve kompozit hidrolik silindirin performans değerlerini iyileştirmek amacıyla farklı kutup ağzı yarıçaplarına sahip silindir borular tasarlanmıştır. Bu kapsamda 10, 15, 20, 25 ve 30 mm olmak üzere beş farklı kutup ağzı yarıçapı belirlenmiş ve kutup ağzı yarıçapının sarım açısı ile mekanik

özellikler üzerindeki etkileri incelenmiştir. Farklı kutup ağzı yarıçaplarına sahip astar profilleri Şekil 5.10' da gösterilmiştir. Her bir kutup ağzı yarıçapı için oluşturulan modeller üzerinden numerik analizler yürütülmüştür. Bütün analizlerde silindir boru çapı 100 mm ve silindirik bölge uzunluğu 300 mm olarak belirlenmiştir. Kutup ağzı yarıçapları değiştirilerek kubbe profili, sarım açısı ve silindir boru ağırlıkları elde edilmiştir. Yapılan bu iyileştirme çalışması sonucunda tek bir sarım açısı ile kısıtlanmış olan üretim parametreleri genişletilmiş ve böylece minimum ağırlık ile en yüksek mukavemet sergileyen Tip 1 konsept tasarımı belirlenmeye çalışılmıştır.



Şekil 5.10. Farklı kutup ağzı yarıçaplarına sahip astar yüzeylerinin şematik gösterimi

Tip 1 konsept tasarımında son olarak helisel ve çember sarımın mekanik özellikler üzerindeki etkileri incelenmiştir. Netting analizinde de bahsedildiği üzere sıvı basıncına maruz kalan silindir borularında aksenal ve teğetsel yönlerde kuvvetler oluşmakta ve genellikle teğetsel yükler aksenal yüklerin iki katı olmaktadır. Bu sebepten dolayı elyaf oryantasyonlarının her iki yönde oluşan kuvvetleri taşıyabilecek şekilde ayarlanması ve gerekli olduğu durumlarda çember sarımdan faydalanılarak teğetsel yüklere karşı silindir borunun güçlendirilmesi gerekmektedir. İki ucu açık kompozit borularda geniş bir aralıkta sarım yapılmakta ve bu durum aksenal ve teğetsel

yüklerin birlikte dikkate alınarak sarım açısının belirlenmesine imkân sağlamaktadır. Fakat Tip 1 konsept tasarımı gibi kubbe profili içeren yapılarda kutup ağzı yarıçapına bağlı olarak sarım açısı çok küçük değerlere sahip olabilmekte ve bu durum yapıları teğetsel yüklere karşı yetersiz kılmaktadır. Bu sebepten bu tarz yapılarda genellikle helisel ve çember sarımdan birlikte faydalanılmakta ve teğetsel yüklerin çember sarım tarafından karşılanması sağlanmaktadır. Bu çalışmada da helisel ve çember sarım birlikte kullanılmış ve sarım türleri ile istif sırasının mekanik özellikler üzerindeki etkileri numerik olarak incelenmiştir. Bu kapsamda dört farklı elyaf dizilimi kullanılmıştır. İlk üç modelde çember sarım alt, orta ve üst tabakalarda kullanılırken dördüncü modelde tamamen helisel sarım tanımlanmıştır. Böylece istif sırası ile çember sarım tabaka kullanımının etkileri incelenmiştir.

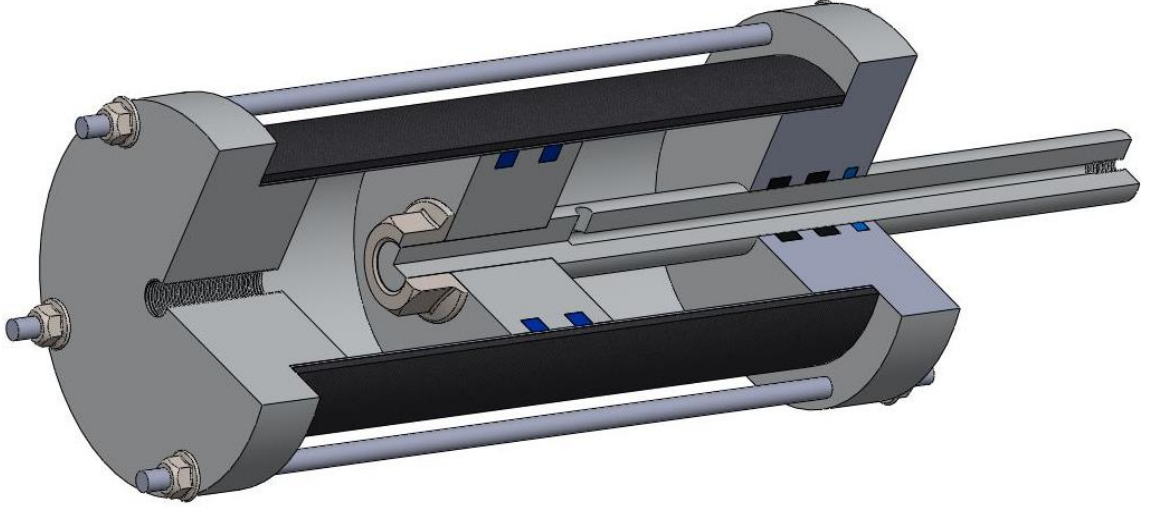
5.2. Tip 2 Hidrolik Silindir Konsept Tasarımı

Tip 1 konsept tasarımında hidrolik silindirin dış yüzeyi tamamen kompozit malzemedan oluşmaktadır. Fakat ikinci konsept tasarım incelendiği zaman bu durumun farklı olduğu ve sadece astar borunun kompozit malzeme ile kaplandığı görülmektedir (Şekil 5.11). Bu durum tasarım ve üretim açısından bazı avantaj ve dezavantajları birlikte getirmektedir. Tip 1 konsept tasarımında meydana gelen aksel yükler kubbe profili sayesinde kompozit tabaka tarafından karşılanmaktadır. Fakat bu tasarımda boğaz yüzeylerine etki eden aksel yüklerin karşılanması için harici bağlantı elemanlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu amaçla her iki boğaz üzerinde karşılıklı bağlantı delikleri oluşturulmuş ve uç kısımlarına dış açılan silindir çubuklar bu deliklerden geçirilerek somunlar yardımıyla her iki uçtan da sabitlenmiştir. Toplam dört adet silindir çubuk kullanılmış olup çubukların kesit alanı çalışma basıncı sonucu oluşan aksel yükler dikkate alınarak belirlenmektedir. Tip 1 konsept tasarımında olduğu gibi bu tasarımda da hidrolik sıvı giriş ve çıkışı boğaz ile piston koluna monte edilen rakorlar üzerinden gerçekleştirilmektedir. Ayrıca sızdırmazlık elemanları, piston, piston kolu, astar boru ve boğazların montajı birinci konsept tasarımda anlatıldığı şekilde yapılmaktadır. Fakat birinci tasarımın aksine bu tasarımda hidrolik silindir elemanlarının montajı filaman sarımdan sonra da gerçekleştirilebilmektedir.

Açık uçlu kompozit boruların filaman sarım yöntemi ile üretimi esnasında mandrelin uç kısımlarına ulaşıldığında sarım açısı kademeli olarak artırılmaktadır. Bu bölgelerde dönme hareketi yapıldıktan sonra elyaf oryantasyonu tekrar belirlenen sarım

açısına indirgenmekte ve tersi yönde sarıma devam edilmektedir. Bu durum açık uçlu kompozit boruların üretimi esnasında geniş bir elyaf oryantasyonu aralığında filaman sarım yapılmasına imkân sağlamaktadır. Bu sebepten dolayı Tip 1 konsept tasarımında kubbe profiline bağlı olarak tek bir sarım açısı kullanılabilirken Tip 2 konsept tasarımında geniş bir açı aralığında sarım yapılabilmektedir.

Tip 1 ve Tip 2 konsept tasarımlarında silindir boru üzerine çalışmalar yapılmış ve bu bileşenlerin kompozit malzeme kullanılarak daha hafif ve mukavemetli bir şekilde tasarımının yapılması amaçlanmıştır. Bu kapsamda sarım açısı, kubbe profili, boğaz tasarımı gibi parametreler incelenerek optimum tasarım belirlenmeye çalışılmıştır. Bunların haricinde geleneksel hidrolik silindirlerin aksine her iki konsept tasarımda da silindir haznesine hidrolik akışkan giriş ve çıkışının piston kolunda oluşturulan kanal üzerinden gerçekleştirilmesi amaçlanmıştır. Kullanılan bu yöntem sayesinde başta Tip 1 konsept tasarımı olmak üzere her iki tasarım türünde de rakor bağlantısı sağlamak için kompozit tabaka üzerinde kesme ve delme gibi herhangi bir işlem uygulanmasına gerek kalmamaktadır. Böylece kompozit katmanda meydana gelebilecek gerilme yığılmaları, çatlak oluşumu ve delaminasyon gibi hasarların da önüne geçilmektedir.



Şekil 5.11. Hidrolik silindir konsept tasarımı (Tip 2)

5.2.1. Tip 2 Hidrolik Silindir Tasarım Parametreleri

Tip 2 hidrolik silindir tasarımında ilk olarak tıpkı Tip 1 tasarımında olduğu gibi kompozit malzeme türünün mekanik özellikler üzerindeki etkileri incelenmiştir. Bu kapsamda Tip 1 konsept tasarımda kullanılan cam ve karbon elyaf malzemeler

kullanılarak analizler gerçekleştirilmiş ve optimum tasarımda kullanılacak malzeme türü belirlenmiştir. Her iki tasarım türünde de aynı malzeme özellikleri kullanılarak etkili parametrelerin en aza indirgenmesi ve böylece tasarım türünün hidrolik silindirin performans değerleri üzerindeki etkilerinin belirlenmesi amaçlanmıştır. ANSYS kütüphanesinden alınan malzeme özellikleri Çizelge 5.1-5.3' te gösterilmiştir. Diğer bir etkili parametre olan astar kalınlığı ise bu tasarım türü için de 1, 2 ve 3 mm olarak belirlenmiş ve artan astar kalınlığının mekanik özellikler üzerindeki etkileri incelenmiştir. Astar malzemesi olarak alüminyum alaşım (2024) kullanılmış ve malzeme özellikleri Tip 1 tasarımında olduğu gibi ANSYS malzeme kütüphanesinden alınmıştır (Çizelge 5.4).

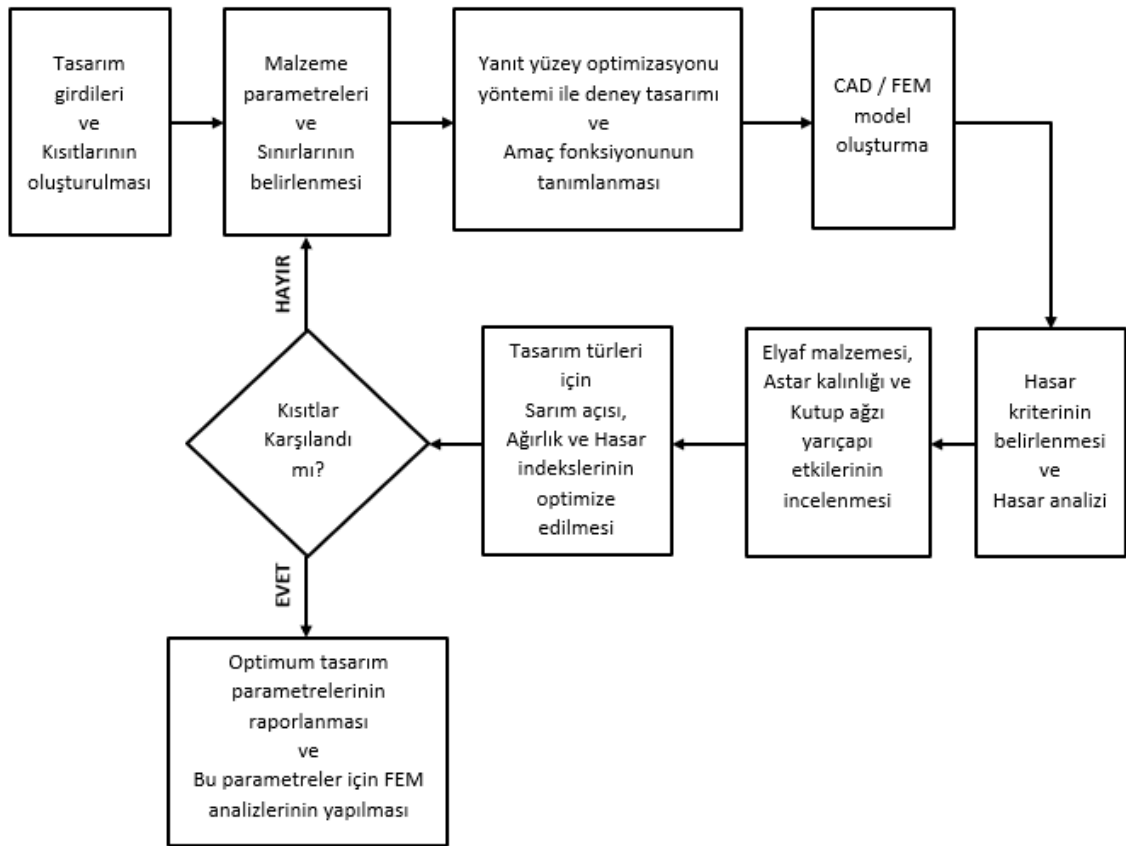
Tip 2 konsept tasarımında kompozit borunun açık uçlu olmasından dolayı geniş bir açı aralığında filaman sarım yapılabileceği görülmektedir. Bölüm 3.2' de üretim kısıtlarından bahsedilen helisel sarım incelendiği zaman bu sarım modelinde 5° ile 80° aralığında filaman sarım yapılabildiği görülmektedir (Sofi ve ark., 2018). Bu sebepten dolayı bu tasarımda da sarım açısı aralığı 5° ile 80° olarak belirlenmiş ve belirtilen elyaf oryantasyonuna sahip modeller oluşturularak numerik analizler yürütülmüştür. Yapılan analizlerde yüzey yanıt optimizasyonu kullanılarak aksel ve teğetsel yükleri birlikte taşıyabilecek optimum filaman sarım açısının belirlenmesi amaçlanmıştır. Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerinin tasarım parametreleri Çizelge 5.5' te gösterilmiştir.

Çizelge 5.5. Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindir tasarım parametreleri

Tasarım Parametresi	Tip 1 Konsept Tasarım	Tip 2 Konsept Tasarım
Sarım Açısı [$^\circ$]	11.54, 17.46, 23.58, 30, 36.87	5 - 80
Elyaf Malzemesi	Cam veya Karbon Elyaf	Cam veya Karbon Elyaf
Astar Malzemesi	Alüminyum Alaşım (2024)	Alüminyum Alaşım (2024)
Astar Kalınlığı [mm]	1 - 4	1 - 4
Sarım Modeli	Helisel ve Çember	Helisel ve Çember

6. NUMERİK ANALİZLER

Bu bölümde filaman sarım yöntemiyle oluşturulan kompozit katmanlı hidrolik silindirlerin numerik analizleri açıklanmıştır. Analizlerde Tip 1 ve Tip 2 olmak üzere iki farklı hidrolik silindir tasarımının performans değerleri incelenmiş ve minimum ağırlık ile en yüksek mukavemet değerlerini sağlayan tasarım türü belirlenmiştir. Analizler boyunca takip edilen akış şeması Şekil 6.1’ de gösterilmiştir. Bu akış şeması her iki tasarım türü için de bağımsız olarak takip edilmiş ve analizler sonucunda optimum tasarım parametreleri belirlenmiştir.



Şekil 6.1. Numerik çalışmaların akış şeması

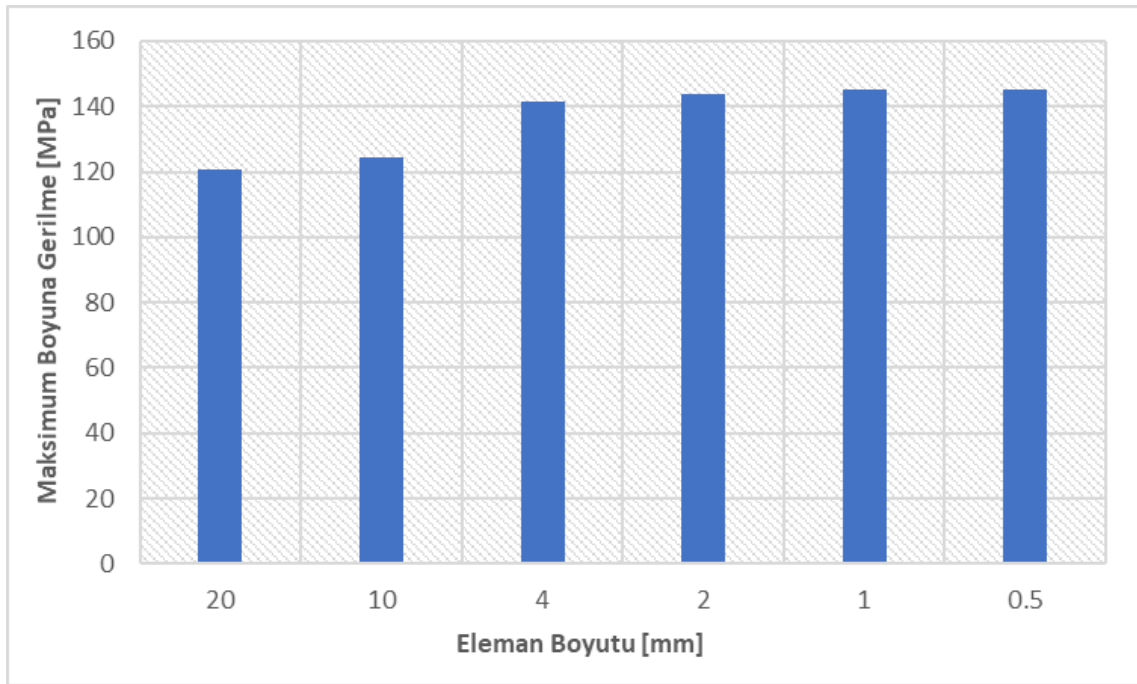
Akış şeması ayrıntılı olarak incelendiği zaman ilk aşamada tasarım girdileri ve kısıtlarının belirlendiği görülmektedir. Her iki tasarım türü için de tasarım girdileri çalışma basıncı, silindir çapı ve uzunluk olacak şekilde sırasıyla 150 Bar, 100 mm ve 300 mm olarak belirlenmiştir. Tasarım girdileri uygulama alanlarında sıklıkla kullanılan silindir çapı ve basıncı dikkate alınarak belirlenmiştir. Sabit tasarım girdileri ile yürütülen bu çalışmadan elde edilecek tecrübe ile farklı çalışma basıncı ve geometriye

sahip hidrolik silindirlerin tasarlanabileceği anlaşılmıştır. Tasarım girdilerinin Tip 1 ve Tip 2 konsept tasarımları için aynı seçilmesi performans değerlerinin karşılaştırılabilmesine ve dolayısıyla optimum tasarım türünün belirlenmesine imkân sağlamıştır. Diğer taraftan kısıtların belirlenmesinde tasarım türü oldukça etkili olmuştur. Tip 1 konsept tasarımında bölüm 5.1’ de anlatıldığı üzere kubbe profili ve jeodezik yörüngeden kaynaklı olarak sarım açısı aralığı oldukça kısıtlanmaktadır. Tip 2 konsept tasarımında ise açık uçlu kompozit boru kullanıldığı için geniş bir açı aralığında sarım yapılabileceği belirlenmiştir. Bu sebepten dolayı Tip 1 hidrolik silindirde tasarım kısıtlarının giderilmesi ve farklı sarım açılarının kullanılabilmesi için kutup ağzı yarıçapları değiştirilmiştir. Bölüm 3’ te filaman sarım türleri anlatılmış ve çap ile boya bağlı olarak kullanılan sarım türleri ve meydana gelen kısıtlar anlatılmıştır.

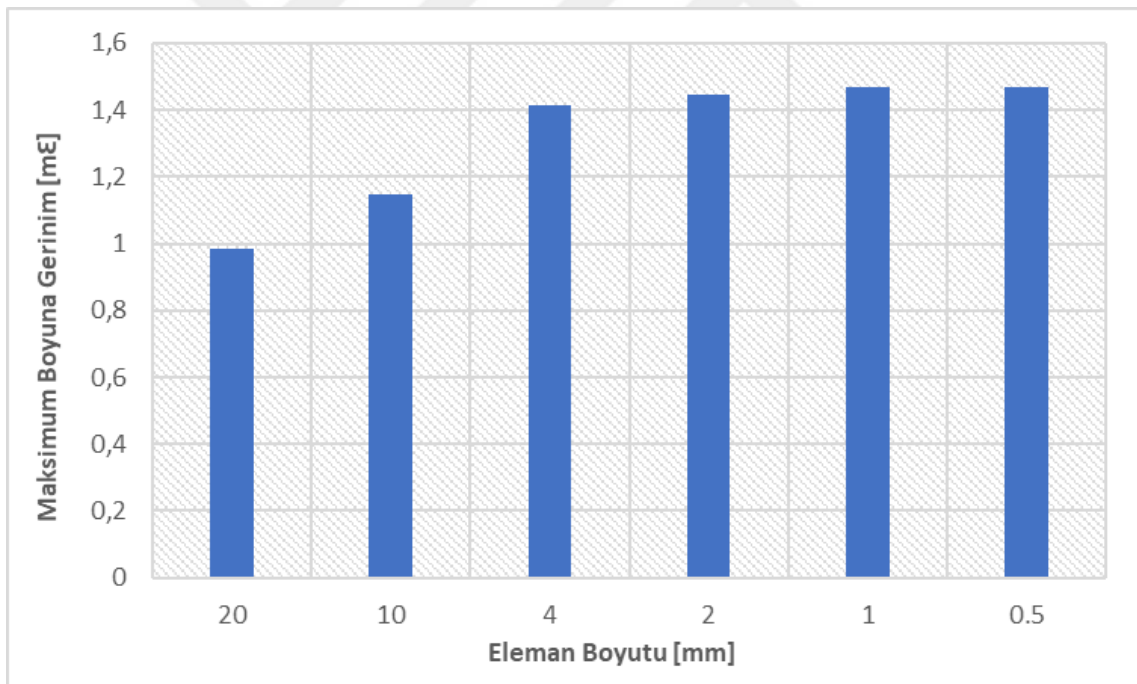
Analizlerin ikinci aşamasında Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirler için sırasıyla sarım açısı, kompozit elyaf malzemesi, astar kalınlığı ve sarım modeli gibi tasarım parametreleri belirlenmiş ve numerik modellerde tanımlanmıştır. Her bir parametrenin performans değerleri üzerindeki etkileri incelenmiş ve yanıt yüzey metodolojisi kullanılarak optimizasyon çalışmaları yürütülmüştür. Optimizasyon çalışmalarında amaç fonksiyonu güvenlik faktörü 2-2.1 aralığında, ağırlık ise minimize edilecek şekilde tanımlanmıştır. Güvenlik faktörünün çok düşük olması sistem güvenilirliği açısından tehlikeli olmasının yanı sıra çok yüksek olması da gereğinden fazla ağırlık artışına neden olmaktadır. Bu sebepten dolayı güvenlik faktörüne alt ve üst kısıtlar tanımlanmış ve ilgili parametreler belirlenen aralıkta maksimize edilmiştir. Yanıt yüzey optimizasyonu ile amaç fonksiyonları maksimize edilmiş ve konsept tasarımlar için elde edilen numerik sonuçlar karşılaştırılmıştır. Tasarım türünün sonuçlar üzerindeki etkisi değerlendirildikten sonra optimum tasarım parametrelerine sahip modellerin performans değerleri elde edilmiştir. Akış şemasında görüldüğü üzere analizlerde amaç fonksiyonu ve performans değerleri göz önünde bulundurularak kısıtların karşılanıp karşılanmadığı kontrol edilmiştir. Optimum değerlere ulaşamaması durumunda numerik analizler tasarım parametrelerinde değişiklik yapılarak tekrarlanmış ve bu durum minimum ağırlık ile en yüksek mukavemet elde edilene kadar devam etmiştir.

Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapılan analizlerde doğru sonuçların elde edilebilmesi için dikkat edilmesi gereken bazı hususlar vardır. Bu hususların en başında ise eleman boyutu ve sayısı gelmektedir. Bu sebepten dolayı bu çalışmada ağ yakınsama yapılmış ve kompozit kaplı silindir borunun gerilme ve gerinim sonuçları dikkate alınarak optimum eleman boyutu 1 mm olarak belirlenmiştir. Ağ yakınsama

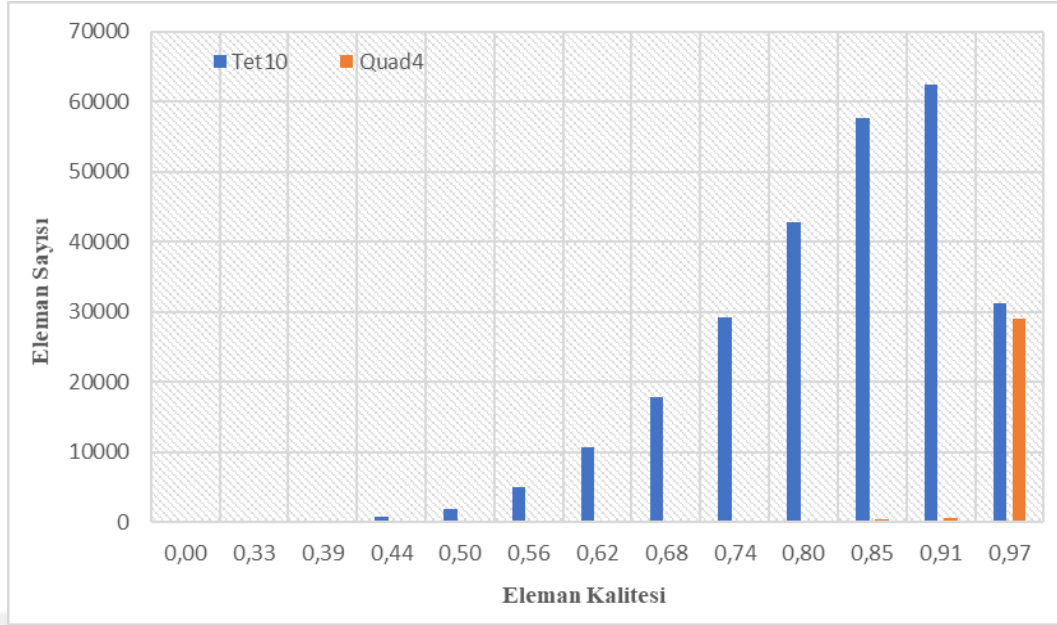
çalışmalarının analizlerle uyumlu olması açısından numerik analizler 150 Bar iç basınç altında yürütülmüş ve 10 mm kutup ağzı yarıçapına sahip model kullanılmıştır. 2 mm kalınlığa sahip astar üzerine 6 katman helisel ve 2 katman çember sarım olmak üzere toplamda 9 katman kompozit tabaka tanımlanmış ve yapısal analiz modülünde en büyük boyuna gerilme ve gerinim sonuçları elde edilmiştir. Ağ yakınsama çalışması sonucu elde edilen en büyük boyuna gerilme ve gerinim sonuçları sırasıyla Şekil 6.2 ve 6.3' te gösterilmiştir. Diğer taraftan analiz sonuçlarında etkili olan bir diğer husus ise numerik modellerde yapılan basitleştirme çalışmalarıdır. Numerik analizlerde kullanılan eleman sayısı ve buna bağlı olarak analiz süresini azaltmak amacıyla çeyrek veya yarım modeller kullanılabilir. Fakat sonuçlar üzerinde etkili olan parametrelerin tam olarak tanımlanmaması modellerin hatalı olmasına ve dolayısıyla eksik veya hatalı sonuçların elde edilmesine sebep olmaktadır. Bu sebepten dolayı basitleştirme işlemi yapılmadan önce çeyrek veya yarım modelin tam modeli eksiksiz olarak temsil ettiğinden emin olmak oldukça önemlidir. Bu çalışmada analizi yapılan modeller incelendiği zaman çeyrek veya yarım model kullanılması durumunda astar yüzeyi boyunca helisel sarım açısında bozulma olacağı belirlenmiştir. Ancak Tip 1 konsept tasarımında kubbe yüzeyi boyunca sarım açısı değişimi dikkate alındığında numerik modellerde basitleştirme yapmanın mümkün olmadığı görülmektedir. Bu sebepten dolayı her iki tasarım türü içinde tam model kullanılmıştır. Diğer taraftan Şekil 6.4 ve 6.5' te sırasıyla Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirler için numerik analizlerde tanımlanan eleman kaliteleri gösterilmiştir. ANSYS programında eleman kaliteleri incelendiği zaman en yüksek eleman kalitesinin 1 olarak kabul edildiği ve sıfıra doğru eleman kalitesinin azaldığı görülmektedir. Şekillerden eleman kalitesinin genellikle 0.6 ile 1 aralığında değiştiği ve analizlerin kabul edilebilir eleman kalitesi aralığında olduğu görülmektedir. Tip 1 hidrolik silindirlerde dörtgen elemanların genellikle kompozit katmanlarda, üçgen elemanların ise boğazlarda kullanıldığı görülmektedir. Diğer taraftan Tip 2 hidrolik silindirlerde dörtgen elemanların kompozit katmanlarda, üçgen elemanların ise boğazlar ve bağlantı elemanlarında kullanıldığı görülmektedir.



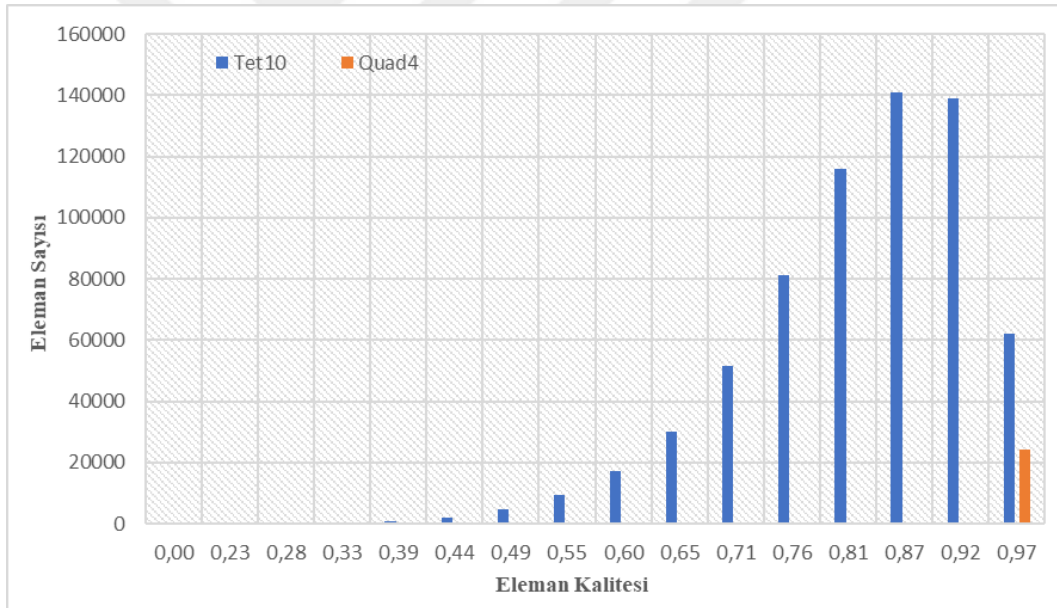
Şekil 6.2. Eleman boyutuna bağlı olarak en büyük boyuna gerilme sonuçlarının değişimi



Şekil 6.3. Eleman boyutuna bağlı olarak en büyük boyuna gerinim sonuçlarının değişimi



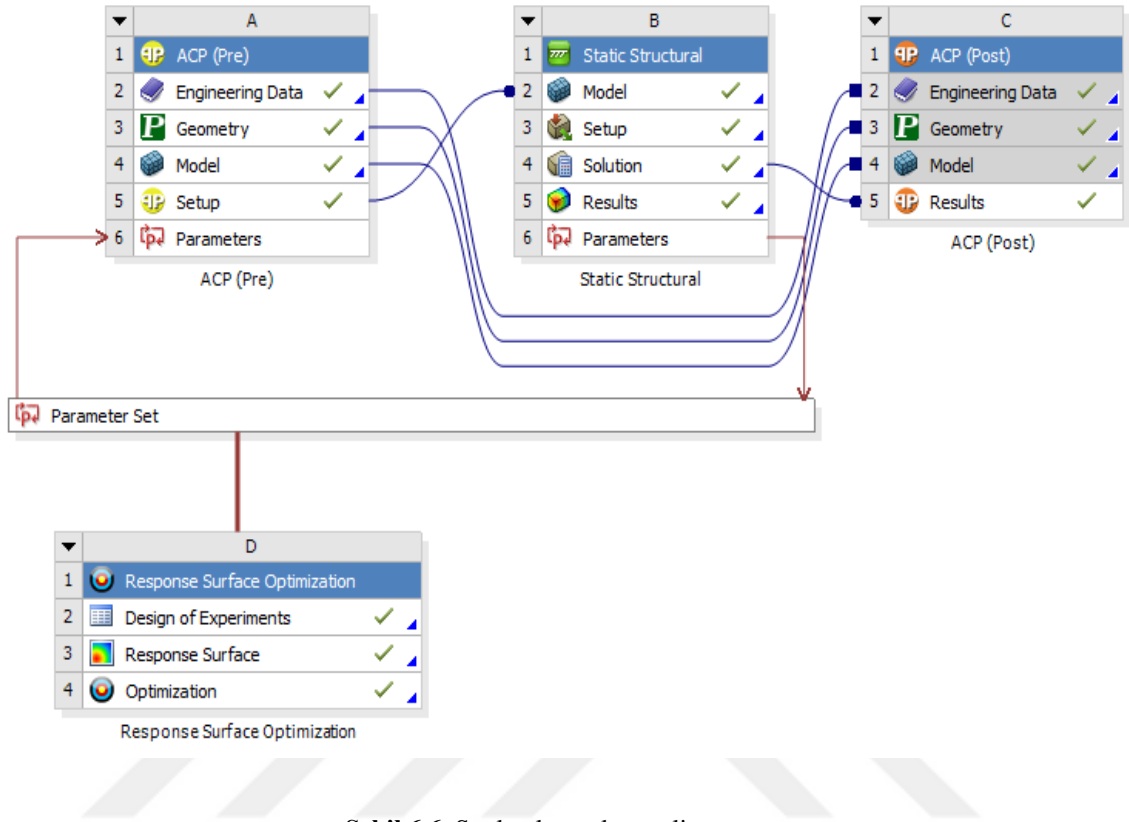
Şekil 6.4. Tip 1 hidrolik silindir eleman kalitesi



Şekil 6.5. Tip 2 hidrolik silindir eleman kalitesi

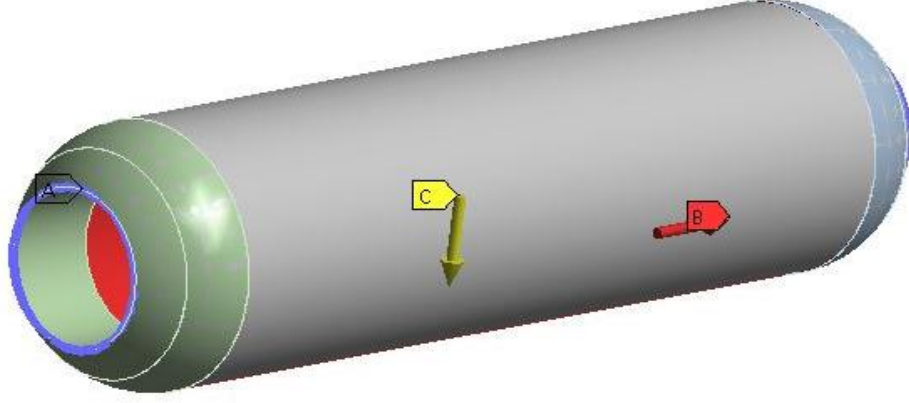
Sayısal analizler ANSYS yazılımı kullanılarak gerçekleştirilmiştir. Yürütülen çalışmalarda ACP-Pre, Yapısal Analiz, ACP-Post ve Yanıt Yüzey Optimizasyonu olmak üzere dört farklı modül kullanılmıştır. ACP-Pre modülü katman kalınlığı, tabaka sayısı, sarım açısı, istifleme sırası ve elyaf malzemesi gibi kompozit malzeme parametrelerinin numerik modellerde tanımlanması amacıyla kullanılmaktadır. Ayrıca sarım açısı gibi optimizasyon parametreleri de bu modül içerisinde tanımlanmakta ve

parametreler başlığı altında akış şemasına eklenmektedir. Numerik analizlerde kullanılan analiz şeması Şekil 6.6’ da gösterilmiştir.



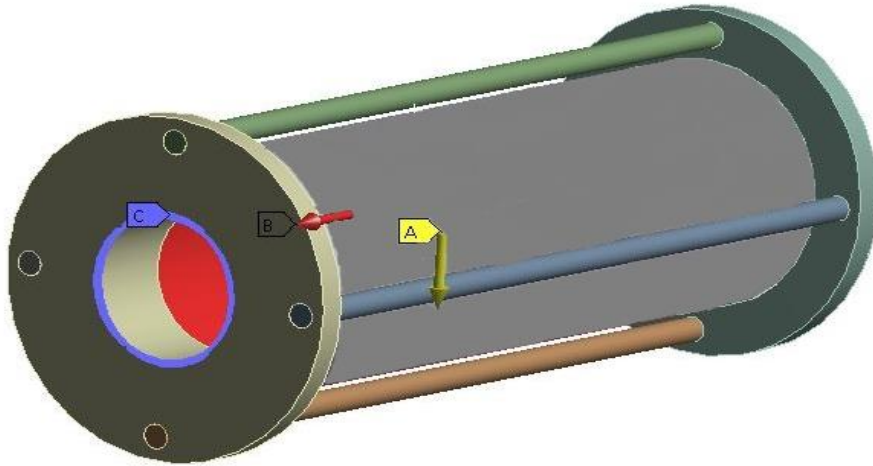
Şekil 6.6. Sonlu elemanlar analiz şeması

Kompozit malzeme özelliklerinin tanımlanmasından sonra statik yapısal modülü ACP-Pre modülüne bağlanmış ve böylece kompozit katmanlı numerik modeller yapısal analiz modülüne aktarılmıştır. Bu modül kullanılarak hidrolik silindirlerin sınır şartları belirlenmekte ve silindir iç yüzeyine basınç uygulanmaktadır. Tip 1 ve Tip 2 tasarımları için uygulanan basınç ve sınır şartları sırasıyla Şekil 6.7 ve 6.8’ de gösterilmiştir. Burada mavi oklar sınır şartlarını, kırmızı oklar basıncı ve sarı oklar yer çekimi ivmesi ile yönünü ifade etmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere bu çalışmada her iki tasarım türü için de sınır şartları boğaz kenarlarından sabit olacak şekilde ayarlanmıştır. Diğer taraftan silindir boruların iç yüzeylerine 150 Bar büyüklüğünde basınç uygulanmıştır. Basınç yönü yüzey normali olarak belirlenmiş ve böylece bütün yüzeye aynı büyüklükte basıncın etki etmesi sağlanmıştır. Alüminyum astar, boğaz ve kompozit katmanlar arasında bağlı temas tanımlanmış ve böylece temas yüzeyleri oluşturulmuştur.



Şekil 6.7. Tip 1 hidrolik silindirlerin iç basınç ve sınır şartlarının belirlenmesi

Hidrolik silindirlerin basınç ve sınır şartları belirlendikten sonra statik yapısal modülü kullanarak astar ve kompozit tabakalar üzerinde meydana gelen gerilme ve gerinim değerleri elde edilmektedir. Eksenel ve teğetsel yönlerde oluşan gerilme değerlerinin yanı sıra bu modül kullanılarak katmanlar arası kayma gerilmeleri de elde edilebilmektedir. Kompozit malzemelerde delaminasyona sebep olan bu gerilmelerin belirlenmesi ve mümkün olduğu kadar minimize edilmesi kompozit malzemelerin mekanik performansı açısından oldukça önemlidir. Diğer taraftan hasar durumlarının belirlenmesi de sistem tasarımı açısından oldukça önemlidir. Statik yapısal bölümünde başta Tsai-Wu ve Tsai-Hill olmakla birlikte birçok farklı hasar kriteri tanımlanabilmekte ve hasar indeksleri elde edilebilmektedir. Bu çalışmada bölüm 4.3.4’te detaylı olarak anlatılan Tsai-Wu hasar kriteri kullanılmış ve güvenlik faktörleri her bir tasarım türü için elde edilmiştir.



Şekil 6.8. Tip 2 hidrolik silindirlerin iç basınç ve sınır şartlarının belirlenmesi

ANSYS paket programında gerilme, gerinim ve hasar indeksi gibi mekanik özellikler genellikle statik yapısal modülü kullanılarak elde edilmektedir. Fakat kompozit malzemelerin analizlerinde hem statik yapısal hem de ACP-Post modülleri kullanılabilmekte ve sonuçlar daha ayrıntılı olarak incelenebilmektedir. Statik yapısal modülünden elde edilen gerilme, gerinim ve hasar indekslerinin haricinde ACP-Post modülünde asal gerilmeler de bulunabilmektedir. Ayrıca her iki modülde de kompozit katmanların alt ve üst yüzeylerinde meydana gelen gerilmeler ayrıntılı olarak değerlendirilebilmektedir. Şekil 6.6' da verilen akış şemasında da görüldüğü üzere ACP-Post modülü ACP-Pre ve statik yapısal modülleri ile bağlanmış ve her iki tasarım türü içinde analizler bu şekilde yürütülmüştür. Bu bağlantı sayesinde ACP-Pre modülünden kompozit malzeme özellikleri, statik yapısal modülünden ise sınır şartları ve analiz çözümleri ACP-Post modülüne aktarılmıştır.

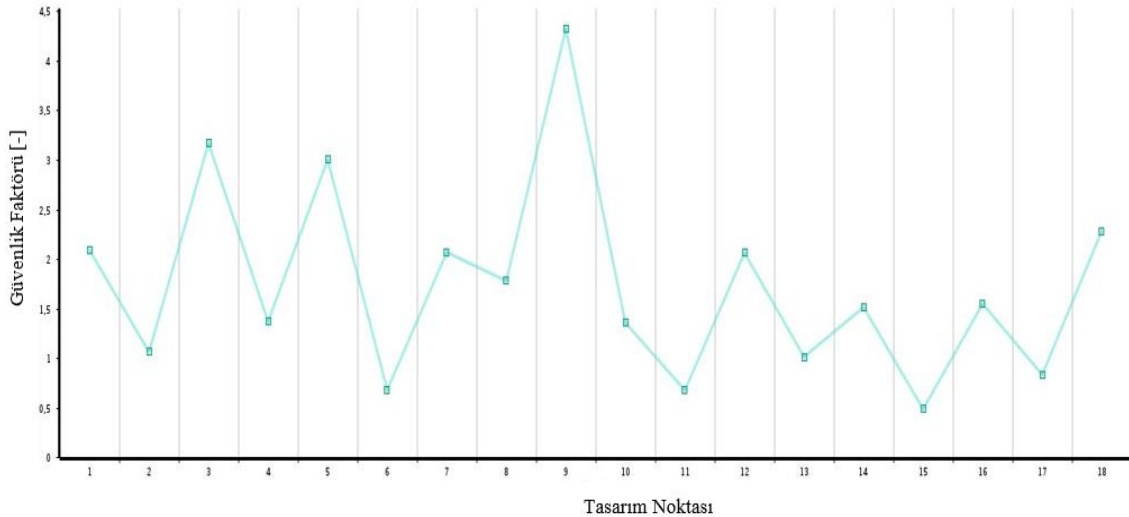
Kompozit katmanlı hidrolik silindirlerin numerik analizlerinde ilk olarak ACP-Pre ve statik yapısal modülleri kullanılarak giriş ve çıkış parametreleri tanımlanmıştır. Elyaf oryantasyonu, alüminyum astar kalınlığı ve elyaf malzemesi giriş parametreleri olarak tanımlanırken güvenlik faktörü ve ağırlık çıkış parametreleri olarak tanımlanmıştır. Elyaf oryantasyonu ile astar kalınlığı için alt ve üst sınırlar sırasıyla 5° - 80° ile 1- 4 mm olarak tanımlanmış ve parametrelerin belirlenen aralıklarda sonuçlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Diğer taraftan karbon ve cam elyaflar tanımlanarak malzeme özelliklerinin performans değerlerine etkisi belirlenmiştir. Ayrıca 89° elyaf oryantasyonuna sahip çember sarım tabakalar en alt, orta ve en üst katmanlara yerleştirilmiş ve istif sırasının etkileri gözlemlenmiştir. Tip 1 ve Tip 2 konsept tasarımlarının optimizasyonlarında genel olarak aynı tasarım parametreleri optimize edilmiştir. Fakat Tip 1 hidrolik silindirlerde elyaf oryantasyonu kutup açısı yarıçapına bağlı olarak sabit alındığından dolayı bu tasarım türü için elyaf oryantasyonu optimize edilememiştir. Önceki bölümlerde de bahsedildiği üzere bu tasarım kısıtının önüne geçmek amacıyla farklı kutup açısı yarıçaplarına sahip modeller analiz edilmiş ve buna bağlı olarak sarım açısının performans değerleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Şekil 6.9' da Tip 1 ve Tip 2 konsept tasarımlarının optimizasyonunda kullanılan giriş ve çıkış parametreleri gösterilmiştir.

	A	B
1		Enabled
2	✓ Design of Experiments	
3	Input Parameters	
4	ACP (Pre) (A1)	
5	P3 - comp.material	✓
6	P4 - alu.thickness	✓
7	Output Parameters	
8	Static Structural (B1)	
9	P1 - Safety Factor Minimum	
10	P2 - Force Reaction Maximum Z Axis	
11	Charts	
12	Parameters Parallel	
13	Design Points vs Parameter	

	A	B
1		Enabled
2	✓ Design of Experiments	
3	Input Parameters	
4	ACP (Pre) (A1)	
5	P1 - alu.thickness	✓
6	P2 - helical.ply_angle	✓
7	P3 - comp.material	✓
8	Output Parameters	
9	Static Structural (D1)	
10	P5 - Force Reaction Maximum Z Axis	
11	P6 - Safety Factor Minimum	
12	Charts	
13	Parameters Parallel	
14	Design Points vs Parameter	

Şekil 6.9. Tip 1 (a) ve Tip 2 (b) konsept tasarımları optimizasyon parametreleri

Giriş ve çıkış parametrelerinin tanımlanmasından sonra yüzey yanıt optimizasyon modülü akış şemasına eklenmiştir. Böylece belirlenen parametreler optimizasyon modülüne aktarılmış ve tasarım noktaları oluşturulmuştur. Tasarım noktalarının sayısı değişkenlerin analiz aralığı ve parametre sayısına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Yüzey yanıt modülü kullanılarak yapılan optimizasyon çalışmalarında her bir tasarım noktası değerleri kullanılarak numerik analizler yapılmakta ve analiz sonuçları elde edilmektedir. Şekil 6.10’ da örnek bir tasarım noktası/güvenlik faktörü değişimi gösterilmiştir. Analizlerin tamamlanması ile değişken parametreler arasındaki istatistiksel ilişkiler belirlenmekte ve her bir parametrenin sonuçlar üzerindeki etkisi elde edilmektedir. Parametre etkilerinin belirlenmesinin ardından amaç ve kısıtlar bölümünde analiz çıktılarının minimize, maksimize veya sabit bir değere sahip olacak şekilde optimize edilmesi gerektiği belirtilebilmektedir. Ayrıca bu modülde analiz çıktılarına üst veya alt sınır eklenebilmekte ve giriş parametreleri belirlenen çıktı aralığında optimize edilebilmektedir.



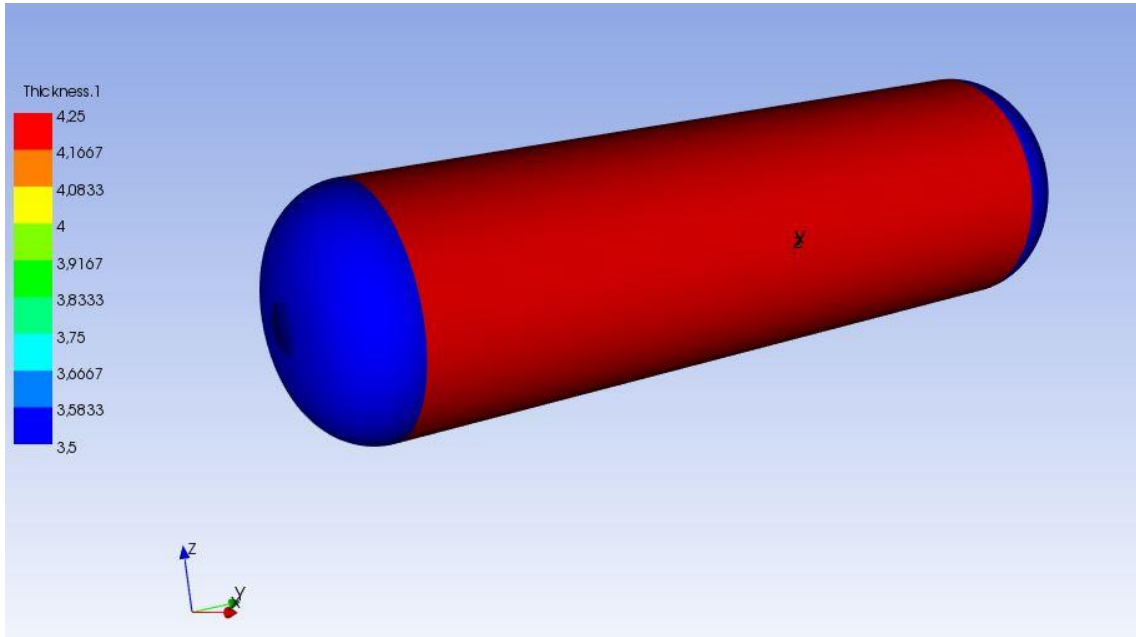
Şekil 6.10. Tasarım noktası / Güvenlik faktörü grafiği

6.1. Tip 1 Konsept Tasarımın Numerik Analizleri

Tip 1 konsept tasarımının ilk aşamasında bölüm 5.1.1.1' de anlatıldığı üzere eliptik integral denklemleri çözülmüş ve farklı kutup ağız yarıçapına sahip hidrolik silindirlerin kubbe profilleri elde edilmiştir. Profillerinin geometrisi silindir yarıçapı ve kutup ağız yarıçapına bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Radyal ve aksel koordinatlar kullanılarak kubbe profilleri Solidworks paket programına aktarılmış ve katı modeller oluşturulmuştur. Kubbe profillerinin elde edilmesi ve katı modellerinin oluşturulması bir sonraki bölümde daha detaylı olarak anlatılmıştır.

Katı modellerin oluşturulmasının akabinde yüzey profilleri ANSYS paket programına aktarılmış ve ACP-Pre modülü kullanılarak kompozit katmanlar tanımlanmıştır. Bu çalışmada modellere 150 Bar sıvı basıncı uygulanmış ve kompozit katmanlı silindirlerin performans kriterleri incelenmiştir. Tip 1 ve Tip 2 modellerde 3 katman çember sarım ve 6 katman helisel sarım olmak üzere toplamda 9 katman kompozit tabaka tanımlanmıştır. Çember sarım tabakalar en alt, orta ve en üst katmanlara yerleştirilmiş ve istif sırasının sonuçlar üzerindeki etkileri incelenmiştir. Her bir kompozit tabaka kalınlığı 0.25 mm olarak tanımlanmış ve bütün modellerde toplam silindirik bölge kompozit malzeme kalınlığı 2.25 mm olarak belirlenmiştir. Ayrıca alüminyum astar kalınlığı optimizasyon çalışmaları öncesinde 2 mm olarak tanımlanmıştır. Analizler sonrası yürütülen optimizasyon çalışmalarında ise astar kalınlığı 1 mm – 4 mm aralığında tanımlanmış ve optimum astar kalınlığı belirlenmiştir.

Şekil 6.11’ de ACP-Pre modülünden alınan kubbe ve silindirik bölge kalınlıkları gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere kubbe ve silindirik bölge kalınlıkları farklılık göstermektedir. Bunun sebebi kubbe bölgelerinde kullanılan sarım açısının sabit olması ve buna bağlı olarak kubbe bölgelerinde çember sarımının kullanılmamasıdır. Kubbe bölgelerinde 6 katman helisel sarım kullanılırken silindirik bölgede 6 helisel ve 3 çember sarım tabaka kullanılmıştır.

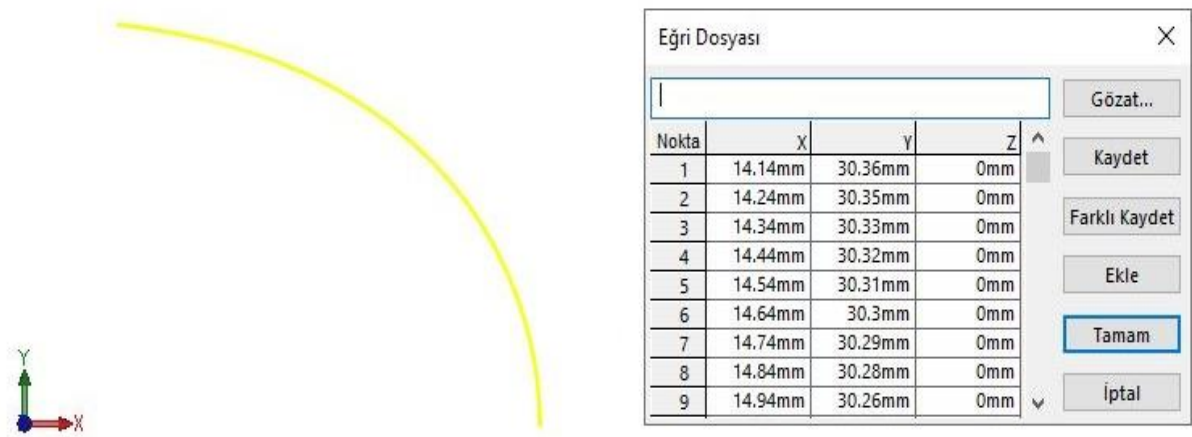


Şekil 6.11. Tip 1 konsept tasarım kompozit katmanlı silindir boru kalınlıkları

Kubbe profillerinin belirlenmesinin ardından kubbe yüzeyi boyunca sarım açısı jeodezik yörüngelerde geçerli olan Clairaut denklemi (Denklem 5.5) kullanılarak elde edilmiştir. Beş farklı kutup ağız yarıçapına sahip modellerde sarım açısı kutup ağızına teğet olarak tanımlanmaktadır. Yani silindir ve kutup ağız yarıçapına bağlı olarak modellerin silindirik bölge açısı farklılık gösterirken dönme bölgelerinde sarım açısı bütün modeller için 90° olarak tanımlanmaktadır. Silindirik yüzey boyunca bütün koordinatlarda aynı sarım açısı kullanılırken kubbe yüzeyi boyunca sarım açısı değiştiğinden dolayı x, y ve z koordinatları dikkate alınarak sarım açısı değerlerinin belirlenmesi ve ACP-Pre modülüne aktarılması gerekmektedir. Sarım açısının belirlenmesi, yüzey koordinatlarına göre sarım açısının oluşturulması ve ACP-Pre modülüne aktarılması sonraki bölümlerde detaylı olarak anlatılmıştır.

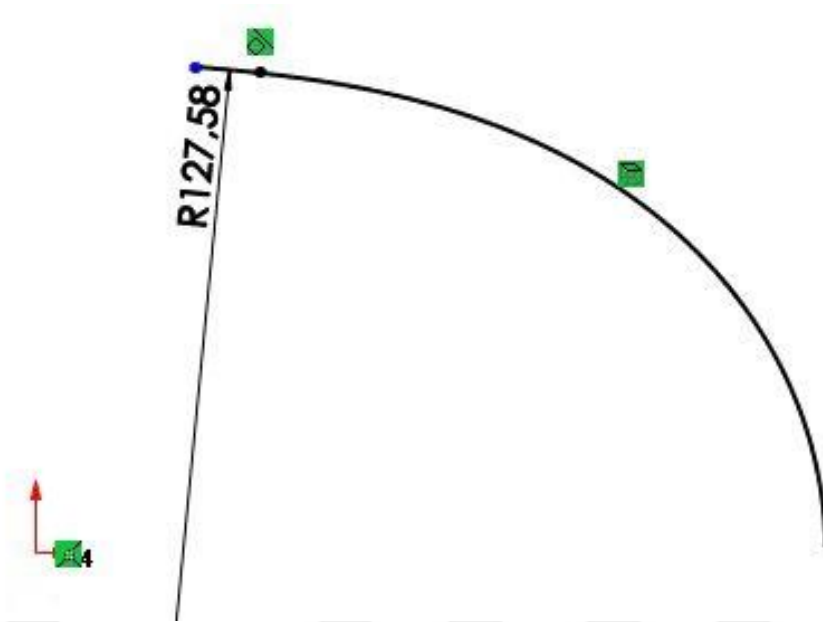
6.1.1. Kubbe Profillerinin Belirlenmesi ve Katı Modellerin Oluşturulması

Bu çalışmada kubbe profilleri iki farklı aşamada oluşturulmuştur. Birinci aşamada silindir ile kubbenin birleşim noktasından sabit eğrilik noktasına kadar olan eksenel ve radyal koordinatlar eliptik integral denkleminin çözülmesi ile belirlenmiştir. Sabit eğrilik noktası kubbe profilinin maksimum yarıçap değerine sahip olduğu koordinat noktası olarak ifade edilmektedir. Eksenel ve radyal koordinatların elde edilmesinden sonra bu değerler x, y ve z koordinatlarını içerecek şekilde kaydedilmiş ve eğriler komutu kullanılarak Solidworks paket programına aktarılmıştır. Burada x ve z radyal koordinatları ifade ederken y eksenel koordinatları ifade etmektedir. Şekil 6.12' de 10 mm kutup ağzı yarıçapına sahip jeodezik profil eğrisi ve nokta koordinatları gösterilmiştir.



Şekil 6.12. 10 mm kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe profilinin tanımlanması

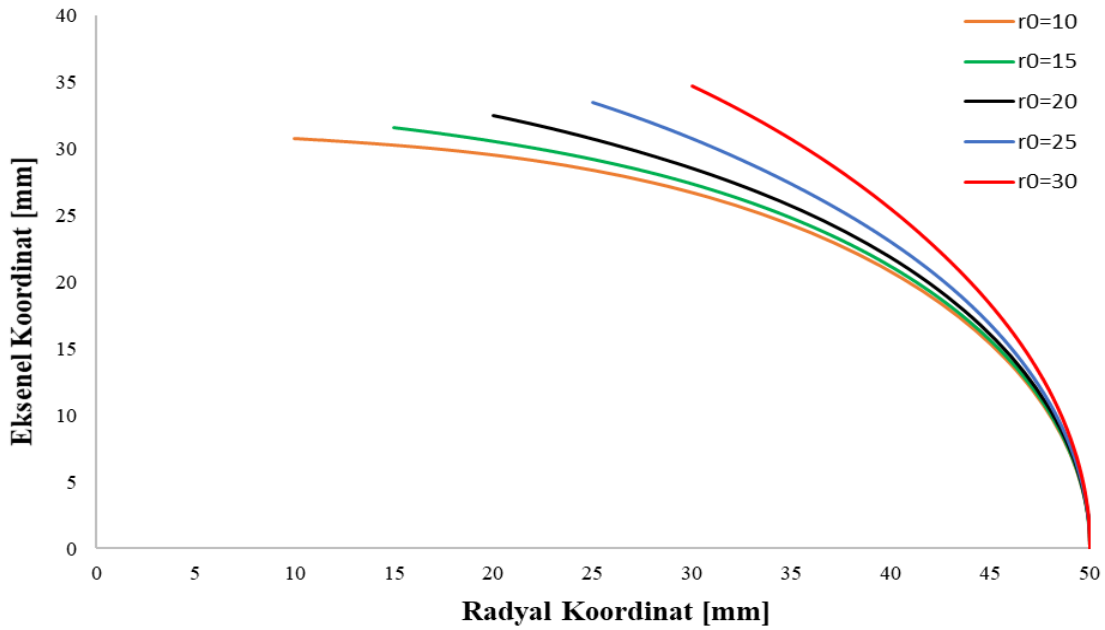
İkinci aşamada ise profilin tamamlanması için sabit eğrilik noktası ile aynı yarıçapa sahip olan çember yay kullanılmış ve sabit eğrilik noktasından kutup ağzına kadar olan bölge için eksenel ve radyal koordinatlar belirlenmiştir. Böylece her iki aşamadan elde edilen profiller birleştirilerek jeodezik yörüngeye sahip kubbe profilleri tamamlanmıştır. Şekil 6.13' te sabit yarıçaplı çember yay kullanılarak tamamlanan kubbe profili gösterilmiştir. Çember yay yarıçapının belirlenmesi önceki bölümlerde detaylı olarak anlatılmıştır. Beş farklı kutup ağzı yarıçapına sahip her bir model için kubbe profilleri bu yöntem kullanılarak elde edilmiş ve kutup ağzı yarıçapının kubbe profili ile sarım açısı üzerindeki etkileri incelenmiştir.



Şekil 6.13. 10 mm kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe profilinde çember yay tanımlanması

Kubbe profillerinin oluşturulmasından sonra silindirik bölge uzunluğu belirlenerek silindir boru profili tanımlanmış ve yüzey komutu kullanılarak katı modeller oluşturulmuştur. Silindir borularda giriş ve çıkış bölgelerinde aynı kubbe profilleri kullanılmıştır. Böylece her iki bölge için aynı kutup ağzı yarıçapı tanımlanmış ve jeodezik sarım için gerekli olan kısıt ortadan kaldırılmıştır.

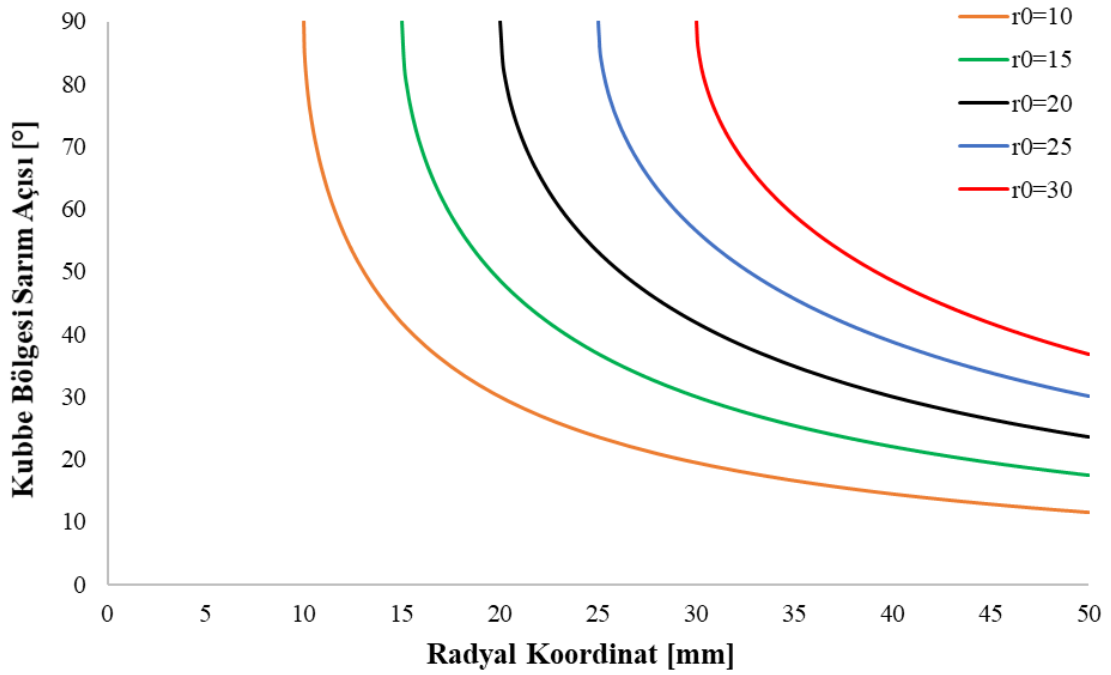
Tip 1 konsept tasarım analizlerinde 10, 15, 20, 25 ve 30 mm olmak üzere beş farklı kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe profili tanımlanmış ve katı modeller oluşturulduktan sonra analizleri yapılmıştır. Şekil 6.14' te çeşitli kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe profilleri gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere kutup ağzı yarıçapı kubbe profili üzerinde oldukça etkilidir. Örneğin artan kutup ağzı yarıçapı ile kubbe yüksekliğinin arttığı ve buna bağlı olarak daha uzun hidrolik silindirlerin tasarlandığı görülmektedir. 10 mm kutup ağzı yarıçapına sahip profilde kubbe yüksekliği 30.75 mm olarak elde edilirken bu yükseklik 30 mm kutup ağzı yarıçapına sahip profil için 34.68 mm olarak elde edilmiştir. Böylece artan kutup ağzı yarıçapı ile kubbe yüksekliğinde yaklaşık olarak %12.78 artış meydana gelmiştir. Ayrıca artan kutup ağzı yarıçapı ile birlikte sabit eğrilik noktası yarıçapında önemli derecede azalma meydana geldiği belirlenmiştir. 10 mm kutup ağzı için sabit eğrilik noktası yarıçapı 127.58 mm olarak belirlenirken 30 mm kutup ağzı için bu değer 52.08 mm olarak elde edilmiştir.



Şekil 6.14. Beş farklı kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe profilleri

6.1.2. Sarım Açısının Belirlenmesi ve Elyaf Oryantasyonlarının Oluşturulması

Tip 1 konsept tasarımında kubbe profili jeodezik eğri kullanılarak oluşturulmuştur. Jeodezik yörüngede yapılan filaman sarımda kompozit elyafları yörünge üzerinde tutmak için yüzey ile elyaflar arasında herhangi bir sürtünme kuvvetine ihtiyaç duyulmamaktadır. Bu sebepten dolayı Clairaut denklemi (Denklem 5.5) kullanılarak kubbe yüzeyi boyunca sarım açıları elde edilmiş ve ACP-Pre modülünde tanımlanmıştır. Beş farklı kutup ağzı yarıçapına sahip silindirlere için elde edilen sarım açısı değerleri Şekil 6.15'te gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere tıpkı kubbe profilinde olduğu gibi kutup ağzı yarıçapı sarım açısı değerleri üzerinde de oldukça etkilidir. Her bir profil için kutup ağzı bölgesinde elyaf oryantasyonunun 90° olduğu görülmektedir. Bunun sebebi filaman sarım esnasında kompozit elyafların kutup ağzına teğet olacak şekilde geçmesi ve bu noktada dönme hareketi yaparak tersi yönde sarıma devam etmesidir. Diğer taraftan artan kutup ağzı yarıçapı ile daha düşük bir radyal koordinat aralığında daha yüksek sarım açısı değerlerinin kullanıldığı ve bu durumun kubbe mukavemeti üzerinde etkili olduğu görülmektedir.

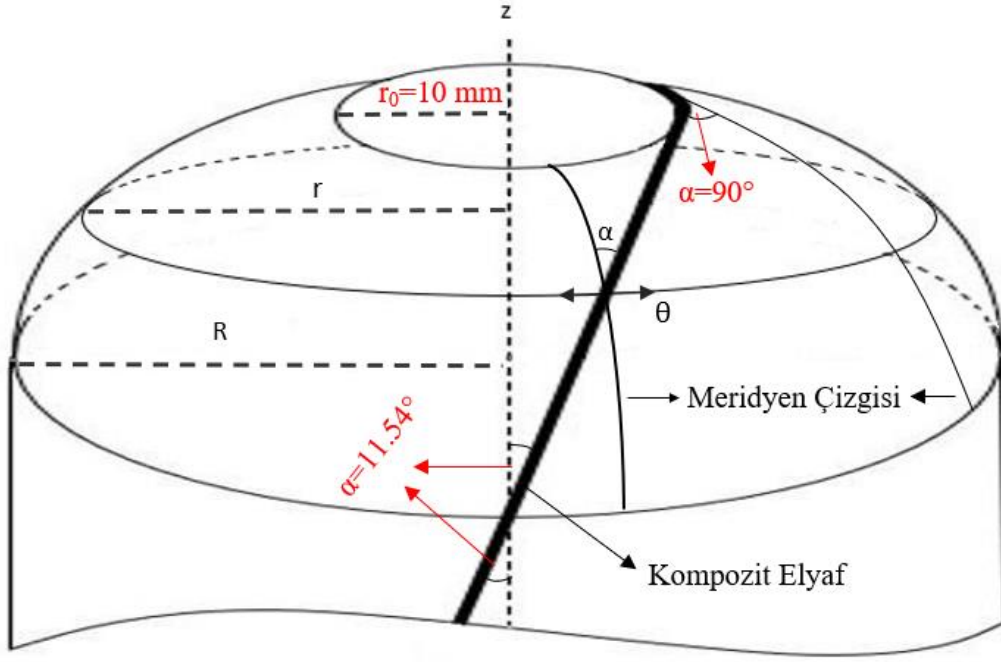


Şekil 6.15. Çeşitli kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe profillerinde kullanılan sarım açısının değişimi

Ayrıca silindir ile kubbenin birleşim noktası yani radyal koordinatın 50 mm olduğu nokta incelendiği zaman artan kutup ağzı yarıçapı ile sarım açısı değerlerinin de arttığı görülmektedir. Radyal koordinatın 50 mm olduğu noktadan okunan değerler silindir yüzeyinde kullanılan sarım açısını ifade etmekte olup elyaf oryantasyonunda meydana gelen bu değişimin performans değerleri üzerinde oldukça etkili olduğu görülmüştür. Çeşitli kutup ağzı yarıçapları için elde edilen elyaf oryantasyonu değerleri Çizelge 6.1’ de gösterilmiştir. Ayrıca 10 mm kutup ağzı yarıçapına sahip hidrolik silindir için elyaf oryantasyonunun silindirik bölge ve kubbe bölgesinde değişimi Şekil 6.16’ da gösterilmiştir.

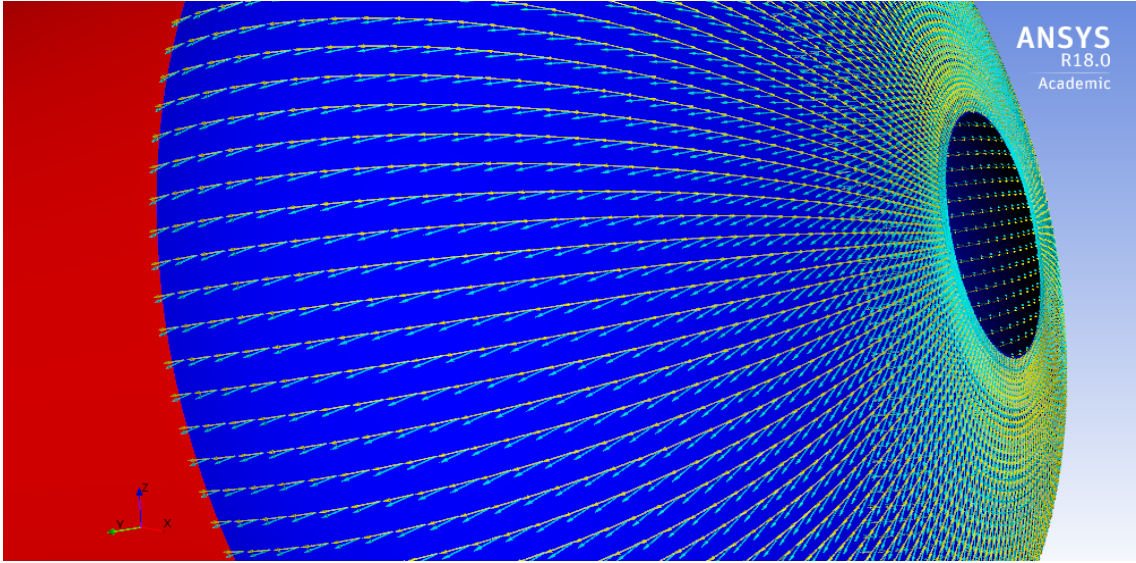
Çizelge 6.1. Çeşitli kutup ağzı yarıçapına sahip hidrolik silindirlerin elyaf oryantasyonları

Kutup Ağzı Yarıçapı [mm]	Silindir Yüzeyi Elyaf Oryantasyonu [°]
10 mm	11.54
15 mm	17.46
20 mm	23.58
25 mm	30.00
30 mm	36.87

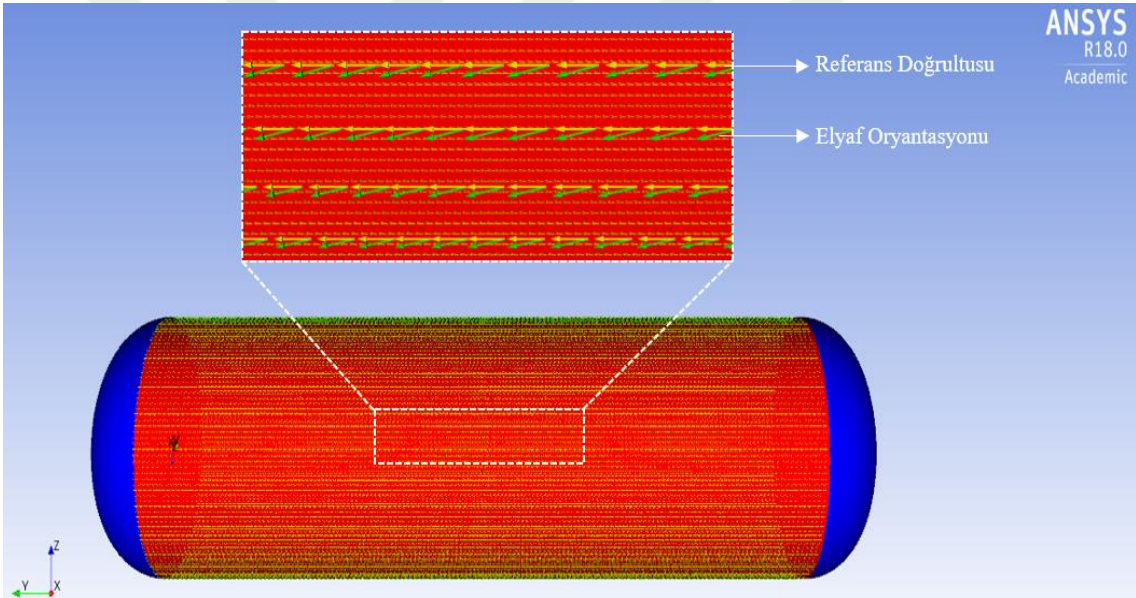


Şekil 6.16. 10 mm kutup ağzı yarıçapına sahip hidrolik silindirler için elyaf oryantasyonu değişiminin şematik olarak gösterimi

Sarım açısı değerlerinin her bir kubbe profili için belirlenmesinden sonra bu değerler ACP-Pre modülüne aktarılmıştır. Bu kapsamda x, y ve z koordinatlarını içerek şekilde elyaf oryantasyonları kaydedilmiş ve arama tablosu komutu kullanılarak modül içerisine aktarılmıştır. Giriş ve çıkış bölgelerinde kullanılan her iki kubbe profili için de sarım açısı değerleri ayrı ayrı olarak hazırlanmış ve kubbe koordinatları dikkate alınarak ACP-Pre modülüne eklenmiştir. Şekil 6.17 ve 6.18' de 10 mm kutup ağzı yarıçapına sahip hidrolik silindirlerde sırasıyla kubbe ve silindir yüzeyi boyunca tanımlanan elyaf oryantasyonları gösterilmiştir. Şekil 6.17 dikkatli olarak incelendiği zaman kubbe yüzeyi boyunca elyaf oryantasyonlarının mavi oklarla gösterildiği ve kutup ağzı bölgesinde referans doğrultusu ile 90° açısı yaptığı görülmektedir. Diğer taraftan Şekil 6.18 incelendiği zaman elyaf oryantasyonlarının yeşil oklarla gösterildiği ve silindir yüzeyi boyunca aynı sarım açısının kullanıldığı görülmektedir.



Şekil 6.17. ACP-Pre modülünde kubbe yüzeyi boyunca elyaf oryantasyonlarının tanımlanması



Şekil 6.18. ACP-Pre modülünde silindir yüzeyi boyunca elyaf oryantasyonlarının tanımlanması

6.2. Tip 2 Konsept Tasarımın Numerik Analizleri

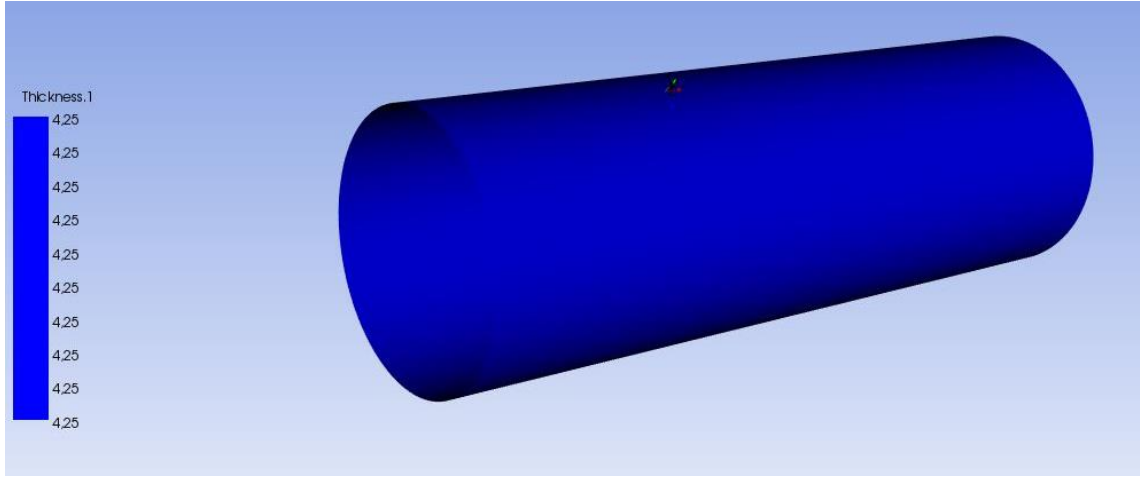
Tip 2 hidrolik silindirlerde kubbe profili kullanılmamasından dolayı daha az tasarım kısıtı bulunmakta ve daha geniş parametre aralığında numerik analizler yürütülebilmektedir. Bu durum ise başta sarım açısı olmak üzere birçok parametrenin kolaylıkla optimize edilebilmesine imkân sağlamaktadır. Bu sebepten dolayı bu çalışmada katı modeller oluşturulduktan sonra numerik analizler tamamlanmış ve yüzey yanıt optimizasyon modülü kullanılarak sarım açısı, astar kalınlığı ve elyaf malzemesi

optimize edilmiştir. Numerik analizler öncesinde ilk olarak iki ucu açık silindir borunun katı modeli oluşturulmuş ve analizler bu model üzerinden yürütülmüştür. Tip 1 konsept tasarımında olduğu gibi silindir borunun katı modeli iç çap 100 mm ve uzunluk 300 mm olacak şekilde Solidworks paket programı yardımıyla oluşturulmuştur. Katı modeller yüzey komutu kullanılarak tanımlanmış ve daha sonra ACP-Pre modülüne aktarılmıştır. Tip 2 hidrolik silindirde kullanılan açık uçlu silindir borunun katı modeli Şekil 6.19' da gösterilmiştir.

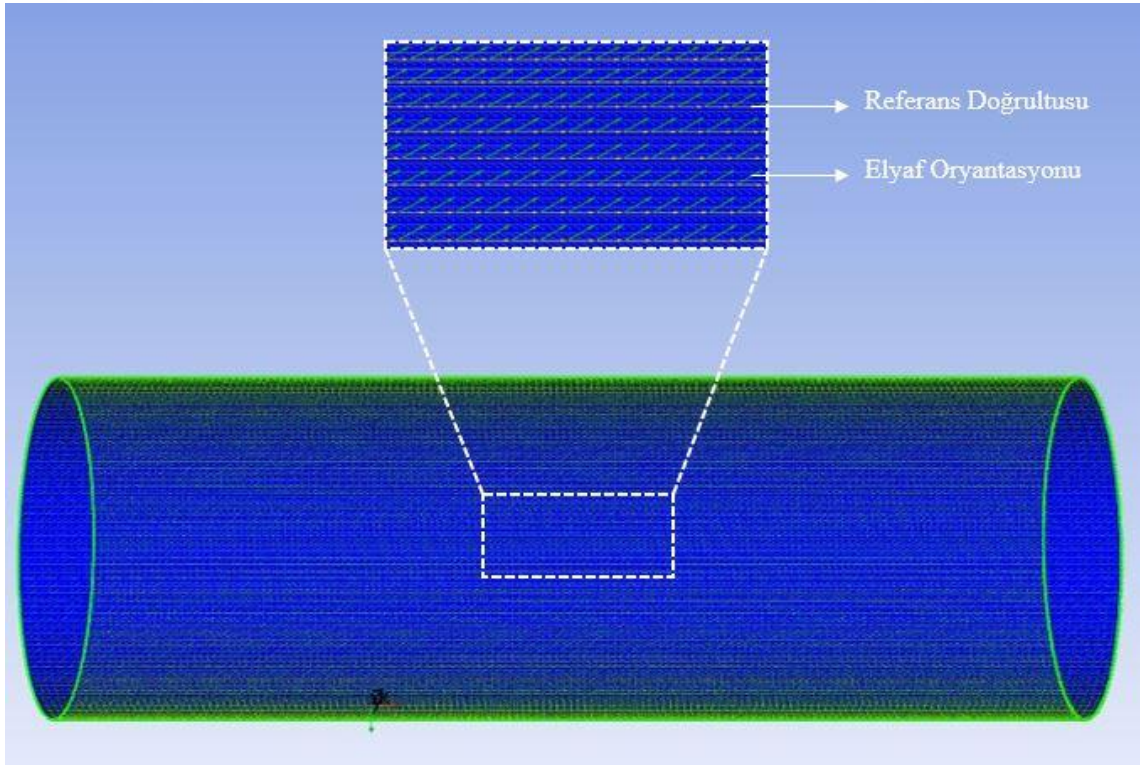


Şekil 6.19. Açık uçlu silindir boru katı modeli

Tip 2 konsept tasarımda kullanılan silindir boru tıpkı Tip 1 modelinde olduğu gibi astar ve kompozit katmanlardan oluşmaktadır. Alüminyum astar kalınlığı optimizasyon çalışmaları öncesinde 2 mm olarak tanımlanmıştır. Analizlerin tamamlanmasından sonra ise 1–4 mm astar kalınlığı aralığında optimizasyon çalışmaları yürütülmüştür. Kompozit tabakalar Tip 1 konsept tasarımda olduğu gibi 6 katman helisel ve 3 katman çember sarım olacak şekilde tanımlanmıştır. Ayrıca Tip 1 konsept tasarıma ek olarak 5° - 80° aralığında sarım açısı optimizasyonu yapılmış ve optimum tasarım değerleri belirlenmiştir. Şekil 6.20 ve 6.21' de sırasıyla kompozit katmanlı silindir borunun kalınlık değerleri ve elyaf oryantasyonları gösterilmiştir.



Şekil 6.20. Tip 2 konsept tasarım kompozit katmanlı silindir boru kalınlığı



Şekil 6.21. ACP-Pre modülünde silindir yüzeyi boyunca elyaf oryantasyonlarının tanımlanması

Tip 2 konsept tasarımı için numerik analizler diğer tasarımın aksine iki aşamada tamamlanmıştır. İlk aşamada boğaz ve bağlantı elemanları kullanılmadan sadece kompozit silindir tanımlanmış ve analizleri yapılmıştır. Böylece iki ucu açık kompozit katmanlı boruların akışkan basıncı altında gerilme değerleri incelenmiştir. Bu kapsamda uç noktalarından sabitlenen silindir borunun iç yüzeyine 150 Bar basınç uygulanmış ve mekanik özellikleri belirlenmiştir. Diğer taraftan analizlerin ikinci aşamasında ise

kompozit silindir boru ile boğaz ve bağlantı elemanlarının montajı yapıldıktan sonra analizler yürütülmüştür. Şekil 6.22’ de boğaz ve bağlantı elemanı montajı yapılan Tip 2 konsept tasarımı gösterilmiştir.



Şekil 6.22. Boğaz ve bağlantı elemanları montajı yapılan Tip 2 konsept tasarımı

7. ARAŞTIRMA SONUÇLARI VE TARTIŞMA

Bu bölümde Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin analiz sonuçları gösterilmiştir. Tasarım parametrelerinin Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin yapısal performansına etkileri farklı başlıklar altında incelenmiş ve tasarım türlerinin mekanik özellikleri belirlenmiştir. Ayrıca bu bölümde optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen optimum tasarım parametreleri gösterilmiştir. Her bir tasarım türü için elde edilen sonuçlar karşılaştırılmış ve en yüksek mukavemet ile minimum ağırlık sağlayan tasarım türü belirlenmiştir.

7.1. Tip 1 Konsept Tasarım

Tip 1 konsept tasarımında özellikle kubbe bölgesi mukavemeti incelenmiştir. Bu kapsamda katmanlar arası kayma gerilmeleri, enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları ve hasar indeksleri belirlenmiştir. Parametre etkileri belirlendikten sonra optimizasyon çalışmalarında boğaz ve silindir montajları yapılmış ve hidrolik silindir ağırlıkları dikkate alınarak analizler tamamlanmıştır.

7.1.1. Tip 1 Konsept Tasarımı Üzerinde Etkili Parametrelerin İncelenmesi

Bu bölümde Tip 1 konsept tasarımı üzerinde etkili olan parametreler incelenmiş ve numerik analizlerden elde edilen mekanik özellikler gösterilmiştir. Bu kapsamda astar kalınlığı, kompozit elyaf malzemesi, çember sarım tabaka kullanımı, istif sırası, kutup ağzı yarıçapı ve buna bağlı olarak sarım açısının performans değerleri üzerindeki etkileri farklı başlıklar altında incelenmiştir.

7.1.1.1. Kutup Ağzı Yarıçapının Yapısal Performans Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi

Beş farklı kutup ağzı yarıçapına sahip hidrolik silindirlerin numerik analizleri yürütülmüş ve mekanik özellikleri incelenmiştir. Bu kapsamda ilk olarak kompozit malzemelerin tasarımında dikkat edilmesi gereken katmanlar arası kayma gerilmeleri belirlenmiştir. Katmanlar arası kayma gerilmesi kompozit tabakalar arasında meydana gelen kayma gerilmesini ifade etmekte olup yüksek kayma gerilmelerinin oluşması

birçok farklı hasar mekanizmasına yol açmaktadır. Bu sebepten dolayı beş farklı kutup ağzına sahip hidrolik silindirlerin kubbe bölgesinde tanımlanan kompozit katmanlarda meydana gelen katmanlar arası kayma gerilmeleri Çizelge 7.1’ de gösterilmiştir. Çizelgeden görüldüğü üzere katmanlar arası kayma gerilmesinin üst katmanlara doğru artış gösterdiği belirlenmiştir. Metal astarın alt katmanlarda oluşan kayma gerilmelerini azalttığı ve üst katmanlara doğru bu etkinin azalmasından dolayı kayma gerilmelerinde artış meydana geldiği sonucuna varılmıştır. Diğer taraftan kutup ağzındaki artışın katmanlar arası kayma gerilmesinde bozulmaya sebep olduğu anlaşılmıştır. Kutup ağzı yarıçapının 10 mm’den 30 mm’ye artırılması sonucunda katmanlar arası kayma gerilmesinde yaklaşık olarak %19 artış meydana geldiği belirlenmiştir. Bu durum kutup ağzı yarıçapına bağlı olarak kubbe yüzeyi ve sarım açısında meydana gelen değişime bağlanmıştır. Kutup ağzı yarıçapının 10 mm’ den 30 mm’ ye çıkarılması sonucu kubbe ile silindirik bölgenin geçiş noktasında elyaf oryantasyonu 11.54°’den 36.87°’ ye çıkmıştır. Kompozit malzemelerde maksimum kayma gerilmelerinin 45°-55° civarında meydana geldiği de dikkate alındığında (Hahn ve Tsai, 1980) kutup ağzı yarıçapında ki artışın elyaf oryantasyonunu 45°-55° aralığına yaklaştırdığı ve buna bağlı olarak katmanlar arası kayma gerilmelerinde artışa neden olduğu sonucuna varılmıştır.

Çizelge 7.1. Beş farklı kutup ağzına sahip kubbeler için katmanlar arası kayma gerilmesi sonuçları

Tabakalar	τ_{ILSS} [MPa]				
	$r_0=10\text{ mm}$	$r_0=15\text{ mm}$	$r_0=20\text{ mm}$	$r_0=25\text{ mm}$	$r_0=30\text{ mm}$
1-2	57.08	53.46	52.71	56.84	63.58
2-3	55.89	54.11	55.14	59.72	65.95
3-4	56.43	56.67	58.25	63.00	68.34
4-5	58.27	59.77	61.67	66.28	70.73
5-6	61.19	63.50	65.53	69.57	73.15

Kompozit malzeme kullanılarak üretilen silindir ve basınç tankı gibi yapılarda sarım açısının mekanik özellikler üzerinde oldukça etkili olduğu bilinmektedir. Kompozit malzemelerde elyaflar aksenal yönde serildiği zaman aksenal yüklere karşı çok mukavemetli olurken teğetsel yükleri karşılamakta yetersiz kalmaktadır. Aksi durumda ise teğetsel yüklere karşı yüksek mukavemet sergilenirken aksenal yüklere

karşı yetersiz kalınmaktadır. Bu sebepten dolayı bu çalışmada tasarımı yapılan kompozit kaplı hidrolik silindirin kubbe ve silindirik yüzeylerinde meydana gelen gerilmelerin incelenmesi ve sarım açısının her iki yönde meydana gelen kuvvetleri karşılayabilecek şekilde oluşturulması amaçlanmıştır. Çizelge 7.2-7.6' da sırasıyla 10, 15, 20, 25 ve 30 mm kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe katmanlarında meydana gelen boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları gösterilmiştir. Sonuçlardan kutup ağzı yarıçapındaki artışın gerilme ve gerinim sonuçlarında azalmaya ve dolayısıyla kubbe mukavemetinde iyileşmeye neden olduğu görülmektedir. Diğer taraftan beş farklı kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe yüzeylerinde meydana gelen en büyük asal gerilmeler Şekil 7.1' de gösterilmiştir. Şekilden de görüldüğü üzere kutup ağzı yarıçapındaki artış tıpkı boyuna ve enine gerilme sonuçlarında olduğu gibi en büyük asal gerilmeler üzerinde de iyileştirici etkiye sahip olduğu gözlemlenmiştir. Özellikle artan kutup ağzı yarıçapı ile kutup ağzı bölgesinde kırmızı ile gösterilen gerilmelerin azaldığı ve böylece sistem emniyet katsayısının artırıldığı görülmektedir.

Çizelge 7.2. 10 mm kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe katmanları için en büyük boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları

Katman Sırası	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
1	174.61	16.45	1.394	1.782
2	182.86	16.89	1.447	1.802
3	200.86	17.33	1.592	1.822
4	218.87	17.80	1.737	1.842
5	236.88	18.27	1.882	1.862
6	256.09	18.73	2.037	1.882

Çizelge 7.3. 15 mm kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe katmanları için en büyük boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları

Katman Sırası	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
1	162.34	15.81	1.291	1.705
2	169.57	16.44	1.344	1.754
3	182.10	17.08	1.441	1.802
4	196.24	17.72	1.553	1.851
5	211.68	18.36	1.677	1.899
6	227.11	18.99	1.801	1.948

Çizelge 7.4. 20 mm kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe katmanları için en büyük boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları

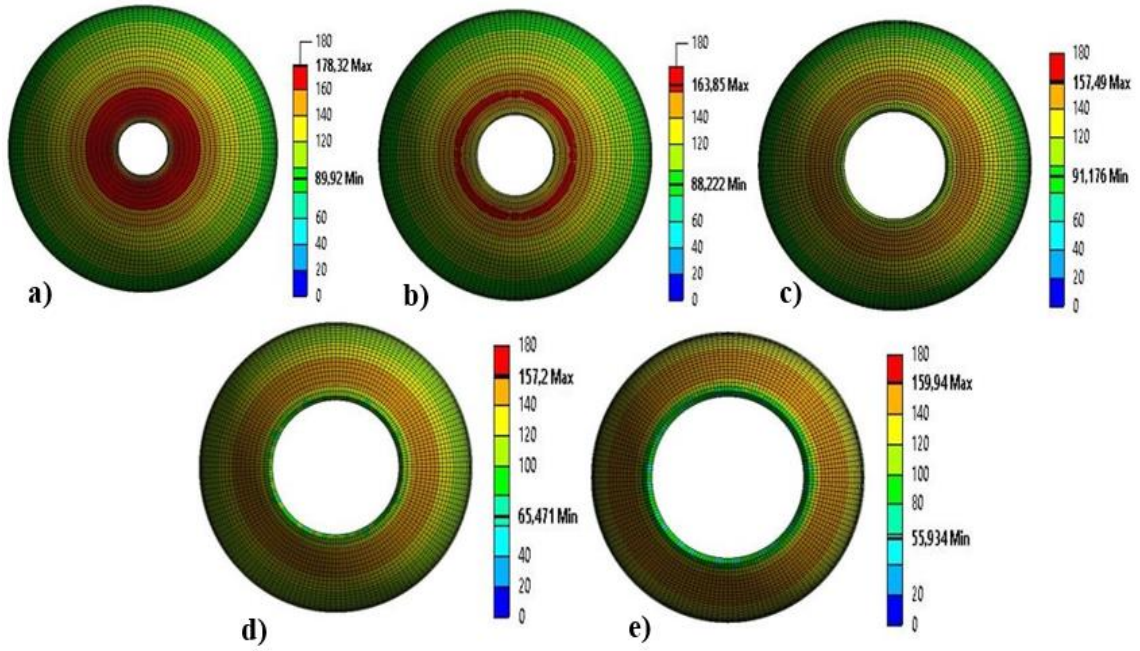
Katman Sırası	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
1	157.44	14.75	1.252	1.595
2	163.66	15.32	1.295	1.644
3	170.82	15.95	1.351	1.692
4	180.48	16.61	1.427	1.749
5	190.72	17.48	1.508	1.846
6	200.96	18.35	1.590	1.943

Çizelge 7.5. 25 mm kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe katmanları için en büyük boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları

Katman Sırası	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
1	156.70	14.16	1.249	1.550
2	161.06	14.93	1.275	1.575
3	167.28	15.71	1.324	1.657
4	174.77	16.48	1.381	1.740
5	182.69	17.25	1.444	1.822
6	190.60	18.03	1.506	1.904

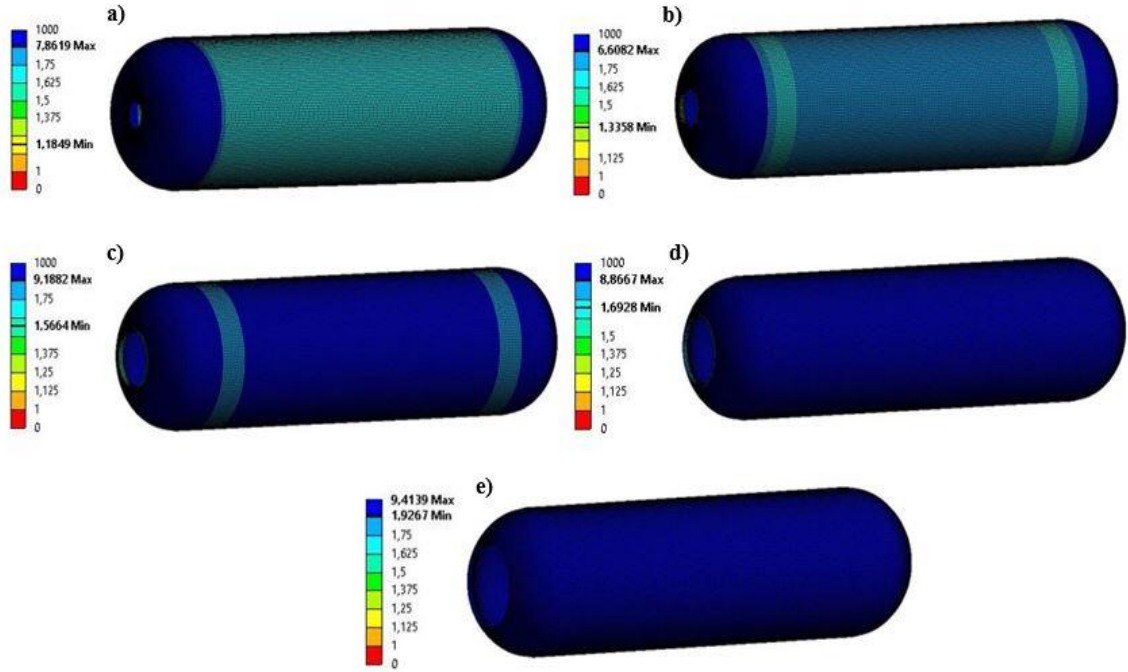
Çizelge 7.6. 30 mm kutup ağzı yarıçapına sahip kubbe katmanları için en büyük boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları

Katman Sırası	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
1	160.25	13.85	1.275	1.496
2	163.65	14.37	1.299	1.512
3	167.85	14.99	1.331	1.568
4	172.23	15.61	1.364	1.635
5	177.32	16.22	1.405	1.702
6	182.65	16.84	1.447	1.769



Şekil 7.1. a) 10 mm, b) 15 mm, c) 20 mm, d) 25 mm ve e) 30 mm kutup ağzı yarıçaplı kubbeler için en büyük asal gerilmeler

Beş farklı kutup ağzı yarıçapına sahip kompozit silindirlerin Tsai-Wu temelli güvenlik faktörü sonuçları Şekil 7.2’ de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere artan kutup ağzı yarıçapı ile hasar indeksinde önemli derecede iyileşme gözlemlenmiştir. Minimum güvenlik faktörleri sırasıyla 30 ve 10 mm kutup ağzı yarıçapına sahip modellerde 1.9267 ve 1.1848 olarak belirlenmiştir. Ayrıca silindirik kısmın en kritik bölge olduğu ve artan kutup ağzı yarıçapı ile silindirik bölgede güvenlik faktörünün iyileştiği gözlemlenmiştir. Bu durum artan kutup ağzı yarıçapı sayesinde nispeten optimum sarım açısına yaklaşılmalarının bir sonucudur.



Şekil 7.2. a) 10 mm, b) 15 mm, c) 20 mm, d) 25 mm ve e) 30 mm yarıçaplı silindirler için güvenlik faktörleri

Bu çalışmada performans faktörü, GF/A olarak tanımlanmış olup burada GF ve A sırasıyla güvenlik faktörü ve ağırlığı ifade etmektedir. Silindir ağırlığı numerik modellerin oluşturulmasından sonra elde edilmiş olup güvenlik faktörü analizler sonucunda Tsai-Wu hasar kriterine göre belirlenmiştir. Beş farklı kutup ağzı yarıçapına sahip hidrolik silindirlerin performans faktörleri Çizelge 7.7’ de gösterilmiştir. Sonuçlardan görüldüğü üzere hidrolik silindirin güvenlik faktörü artan kutup ağzı yarıçapına bağlı olarak artış göstermektedir. 10 mm kutup ağzı yarıçaplı modelin güvenlik faktörü 1.1848 olarak elde edilirken 30 mm kutup ağzı yarıçaplı modelde güvenlik faktörü 1.9267 olarak elde edilmiştir. Böylece güvenlik faktöründe yaklaşık olarak % 62.6 iyileşme elde edilmiştir. Bunun aksine artan kutup ağzı yarıçapı ile hidrolik silindir kompozit katman ağırlığının azaldığı belirlenmiştir. Kutup ağzı yarıçapının 10 mm’ den 30 mm’ ye çıkarılması sonucunda silindir ağırlığında yaklaşık olarak % 1.43 azalma elde edilmiştir. Diğer taraftan performans faktörleri incelendiğinde zaman artan kutup ağzının bu değerler üzerinde iyileştirici etkisi olduğu ve performans faktörlerinin sırasıyla $r_0 = 10$ ve $r_0 = 30$ mm için 1.1465×10^{-3} ve 1.8914×10^{-3} olarak meydana geldiği görülmüştür.

Çizelge 7.7. Beş farklı kutup ağzı yarıçapına sahip hidrolik silindirler için performans faktörleri

Kutup Ağzı Yarıçapı [mm]	Güvenlik Faktörü (Tsai-Wu) [-]	Ağırlık [g]	Performans Faktörü [GF/A] [1/g] [$\times 10^{-3}$]
$r_0=10$	1.1848	1033.39	1.1465
$r_0=15$	1.3358	1029.51	1.2975
$r_0=20$	1.5664	1025.02	1.5282
$r_0=25$	1.6928	1020.84	1.6582
$r_0=30$	1.9267	1018.65	1.8914

7.1.1.2. Kompozit Elyaf Malzemesinin Yapısal Performans Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi

Bir önceki bölümde yapılan analizlerde 30 mm yarıçaplı hidrolik silindirin diğer modellere göre daha yüksek performans sergilediği görülmüştür. Bu sebepten dolayı kompozit malzeme türünün sonuçlar üzerinde etkisini belirlemek amacıyla 30 mm kutup ağzı yarıçaplı numerik model kullanılmıştır. Numerik modellerde kompozit elyaf malzemesi olarak cam ve karbon elyaf tanımlanmış ve böylece en uygun malzeme türü belirlenmeye çalışılmıştır. Bu kapsamda kompozit malzemeler için kubbe ve silindir yüzeyi boyunca boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları, katmanlar arası kayma gerilmeleri ve güvenlik faktörleri incelenmiştir. Çizelge 7.8’ de cam ve karbon elyaf kullanılan numerik modellerin kubbe ve silindir bölgelerinde meydana gelen en büyük boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları gösterilmiştir. Sonuçlardan görüldüğü üzere cam elyaf kullanımının gerilme ve gerinim değerlerinde artışa neden olduğu ortaya çıkmıştır. Cam elyaf kullanımı ile silindirik bölgede en büyük boyuna gerilme değeri 119.5 MPa olarak elde edilirken karbon elyaf kullanımı ile bu değer 93.11 MPa olarak elde edilmiştir. Böylece karbon elyaf ile kıyaslandığında cam elyaf kullanımının en büyük boyuna gerilme sonuçlarında %28.34 artışa neden olduğu belirlenmiştir.

Çizelge 7.8. Cam ve karbon elyaf tanımlanan hidrolik silindirler için en büyük boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları

	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
Kubbe (Cam Elyaf)	148.87	230.21	1.167	2.459
Kubbe (Karbon Elyaf)	109.27	212.90	0.771	2.171
Silindir (Cam Elyaf)	119.50	276.98	0.688	3.390
Silindir (Karbon Elyaf)	93.11	210.12	0.501	2.549

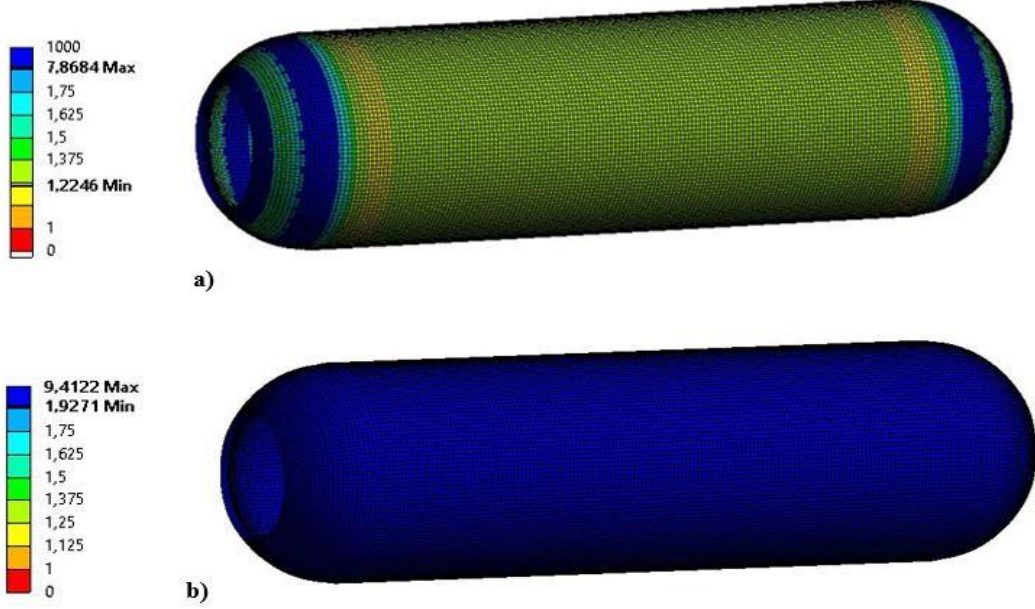
Kompozit elyaf malzemesinin katmanlar arası kayma gerilmeleri üzerindeki etkisi incelenmiş ve analiz sonuçları Çizelge 7.9' da gösterilmiştir. Boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçlarının aksine karbon elyaf kullanımının katmanlar arası kayma gerilmelerinde artışa neden olduğu belirlenmiştir. Karbon elyaf kullanımı ile beklenmedik bir şekilde katmanlar arası kayma gerilmesinde % 103.95 artış meydana gelmiştir. Bu sonuçlar elyafların farklı elastik malzeme özelliklerinin etkisi olarak yorumlanmış ve karbon elyaf kullanımının başta delaminasyon olmak üzere farklı hasar mekanizmalarına yol açabileceği belirlenmiştir. Ayrıca üst katmanlara doğru katmanlar arası kayma gerilmesinin her iki malzeme türü için de artış gösterdiği belirlenmiştir.

Çizelge 7.9. Karbon ve cam elyaf kompozit tabakalı kubbeler için katmanlar arası kayma gerilmesi sonuçları

Tabakalar	τ_{ILSS} [MPa]	
	Cam Elyaf	Karbon Elyaf
1-2	29.55	63.58
2-3	31.12	65.95
3-4	32.69	68.34
4-5	34.27	70.73
5-6	35.87	73.15

Diğer taraftan kompozit elyaf malzemesinin Tip 1 hidrolik silindirin hasar davranışı üzerinde etkisi incelenmiştir. Bu kapsamda karbon ve cam elyaf tanımlanan silindirlerin numerik analizleri yapılmış ve elde edilen güvenlik faktörü sonuçları Şekil 7.3' te gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere cam elyaf kullanımı ile güvenlik faktöründe azalma meydana geldiği belirlenmiştir. Cam elyaf için güvenlik faktörü

1.2246 olarak silindirik bölgede oluşurken karbon elyaf için güvenlik faktörü 1.9271 olarak aynı yüzey üzerinde oluşmuştur. Böylece cam elyaf kullanımı ile güvenlik faktöründe yaklaşık % 36.45 azalma meydana geldiği ve silindirik bölgenin kritik olduğu anlaşılmıştır.



Şekil 7.3. a) Cam elyaf ve b) karbon elyaf kullanılan hidrolik silindirler için güvenlik faktörleri

7.1.1.3. Astar Kalınlığının Yapısal Performans Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi

Tip 1 hidrolik silindirlerde kutup ağzı yarıçapı ve kompozit elyaf malzemesinin yanı sıra alüminyum astar kalınlığının mekanik özellikler üzerindeki etkisini belirlemek amacıyla numerik analizler yürütülmüştür. Bu kapsamda astar kalınlıkları 1, 2 ve 3 mm olmak üzere 30 mm kutup ağzı yarıçapına sahip karbon elyaf tabakalı 3 farklı silindir model tanımlanmıştır. Numerik analizler sonucunda her bir model için gerilme ve gerinim sonuçlarının yanı sıra hasar indeksleri incelenmiştir. Çizelge 7.10' da en büyük boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman beklenildiği üzere artan astar kalınlığı ile enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçlarında azalma meydana gelmektedir. Bu azalma artan kalınlık ile iç basınç sonucu oluşan yüklerin büyük bir kısmının astar tarafından karşılanmasına bağlanmaktadır. Artan astar kalınlığı ile kompozit katmanlara aktarılan yük azalmakta ve böylece gerilme ve gerinim değerlerinde iyileşme elde edilmektedir. 1 mm kalınlığında astar kullanılan model için en büyük boyuna gerilme 152.61 MPa olarak

elde edilirken 3 mm astar kullanılan modelde 82.88 MPa en büyük boyuna gerilme gözlemlenmiştir. Böylece astar kalınlığının 1 mm' den 3 mm' ye çıkarılması sonucunda en büyük boyuna gerilme değerinde yaklaşık olarak % 45.69 iyileşme elde edilmiştir. Ayrıca bu durum artan astar kalınlığına bağlı olarak rijitlik değişiminin etkisi olarak yorumlanmıştır. Denklem 4.59-4.62 birlikte incelendiği zaman [A], [B] ve [D] rijitlik matris bileşenlerinin artan kalınlıkla birlikte artış gösterdiği görülmektedir. Buna bağlı olarak kubbe ve silindirik bölgelerin rijitlikleri değiştiğinden dolayı hidrolik silindirlerde meydana gelen gerilmelerin azaldığı ve yapının emniyet katsayısında artış meydana geldiği gözlemlenmiştir.

Çizelge 7.10. 1, 2 ve 3 mm astar kalınlığına sahip hidrolik silindirlerin en büyük boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları

Astar Kalınlığı [mm]	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
1	152.61	324.36	1.001	3.761
2	109.33	212.90	0.770	2.549
3	82.884	164.02	0.579	2.003

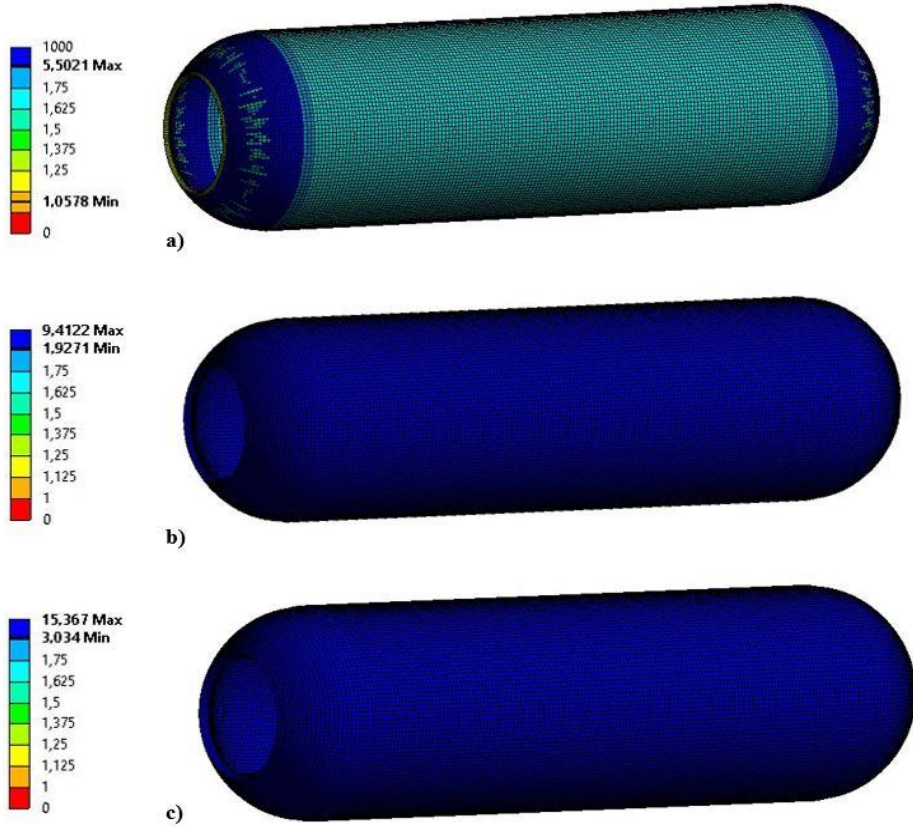
Alüminyum astar kalınlığının katmanlar arası kayma gerilmeleri üzerindeki etkilerini belirlemek amacıyla yürütülen analizlerden elde edilen sonuçlar Çizelge 7.11' de gösterilmiştir. Sonuçlardan görüldüğü üzere artan astar kalınlığı ile tıpkı enine ve boyuna gerilmelerde olduğu gibi katmanlar arası kayma gerilmelerinde azalma meydana gelmiştir. Katmanlar arası kayma gerilmeleri açı değişiminin fazla olduğu kubbe bölgesi için incelenmiştir. Minimum kayma gerilmesi 49.39 MPa olarak 3 mm astar kalınlığına sahip modelde oluşurken en büyük kayma gerilmesi 106.81 MPa olarak 1 mm astar kalınlığına sahip modelde gözlemlenmiştir. Kubbe ile silindirik bölgenin sarım açısı farklılıkları iki bölge arasında rijitlik farkının meydana gelmesine neden olmaktadır (Özaslan ve ark., 2021). Bu durum ise eğilme gerilmelerinin meydana gelmesine ve buna bağlı olarak kayma gerilmelerinin artmasına neden olmaktadır. Artan astar kalınlığı ile birlikte kompozit katmanlara etki eden eğilme gerilmeleri rijitlik matrislerinin artmasına bağlı olarak azaldığından dolayı katmanlar arası kayma gerilmelerinde azalma meydana gelmektedir. Bu duruma örnek olarak kalın ve ince kapaklı bir kitabın aynı kuvvet değerleri altında eğilmeye maruz bırakılması ve sonuç

olarak ince kapaklı kitap yapraklarında daha fazla kayma meydana gelmesi gösterilebilmektedir.

Çizelge 7.11. 1, 2 ve 3 mm astar kalınlığına sahip modeller için katmanlar arası kayma gerilmesi sonuçları

Tabakalar	τ_{ILSS} [MPa]		
	1 mm	2 mm	3 mm
1-2	90.68	63.58	49.39
2-3	93.77	65.95	50.73
3-4	97.83	68.34	52.07
4-5	102.30	70.73	53.42
5-6	106.81	73.15	54.78

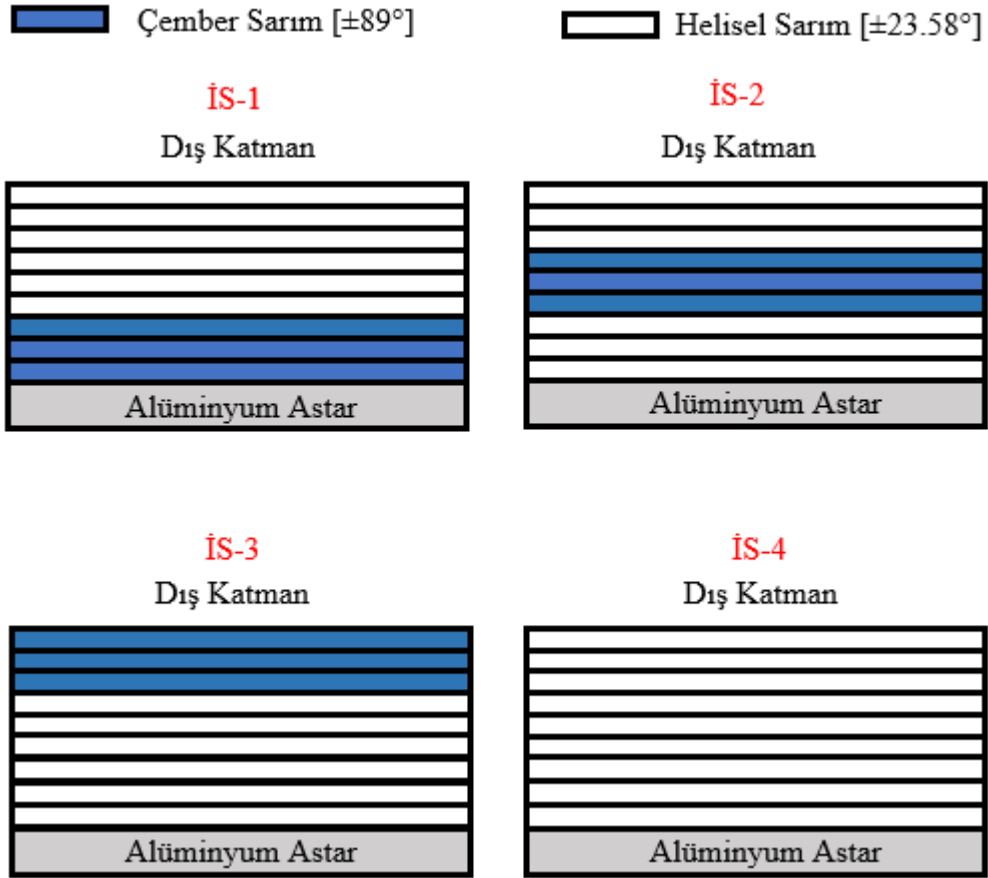
Üç farklı astar kalınlığına sahip modeller için elde edilen hasar indeksleri Şekil 7.4' te gösterilmiştir. Artan astar kalınlığı ile kompozit katmanlarda meydana gelen gerilme ve gerinim değerlerinde azalma gözlemlenmiş ve buna bağlı olarak güvenlik faktörü sonuçlarında iyileşme elde edilmiştir. Astar kalınlığının 1 mm' den 3 mm' ye çıkarılması sonucunda güvenlik faktöründe yaklaşık % 186.82 iyileşme sağlanmıştır. Ayrıca 1 mm kalınlığında astarın kullanıldığı modelde güvenlik faktörünün 1.0578 olduğu ve 1 mm astar kullanılması durumunda mevcut akışkan basıncı altında hidrolik silindirde hasar meydana gelebileceği belirlenmiştir.



Şekil 7.4. a) 1 mm, b) 2 mm ve c) 3 mm astar kalınlığında astar kullanılan hidrolik silindirler için güvenlik faktörleri

7.1.1.4. Çember Sarım Tabaka Kullanımı ve İstif Sırasının Yapısal Performans Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi

Çember sarım teğetsel yüklerin karşılanması için kullanılan sarım modelidir. Bu çalışmada kompozit katmanlı hidrolik silindirlerde çember sarım tabaka kullanımı ve istif sırasının mekanik özellikler üzerinde etkisini belirlemek amacıyla numerik analizler yürütülmüştür. Çember sarım katmanların alt, orta ve üst tabakalarda kullanıldığı üç modelin yanı sıra tamamı helisel sarım tabakadan oluşan modellerin gerilme ve gerinim ve güvenlik faktörleri elde edilmiştir. Şekil 7.5’ te dört farklı istif sırası şematik olarak gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere istif sıraları İS-1, İS-2, İS-3 ve İS-4 olarak adlandırılmıştır.



Şekil 7.5. Dört farklı istif sırasının şematik gösterimi ve adlandırılması

Çizelge 7.12' de dört farklı modelin en büyük boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman istif sırasının gerilme ve gerinim değerleri üzerinde çok fazla etkili olmadığı görülmektedir. Ayrıca çember sarım tabaka kullanımı ile boyuna gerilme ve gerinim sonuçlarında önemli derecede değişim gözlemlenmemiştir. Bu durum kompozit boruların iç basınç altında genel davranışına bağlanmıştır. Akışkan basıncı silindirik yapılarda bütün noktalara aynı seviyede etki etmekte ve netting analizine göre bu yapılarda eğilme meydana gelmemektedir. Bu sebepten dolayı kompozit katmanlara sadece çekme kuvvetlerinin etki ettiği kabul edilmektedir. Silindirik yapılarda bütün katmanlara yaklaşık aynı seviyede kuvvetler etki ettiğinden dolayı istif sırasında ki değişimin en büyük boyuna ve enine gerilmeler üzerinde çok fazla etkili olmadığı görülmüştür. Fakat çember sarım tabaka kullanımının enine gerilme ve gerinim değerleri üzerinde oldukça etkili olduğu belirlenmiştir. Bu durum çember sarım tabakada aksenal yönde meydana gelen yüklerin matris tarafından, teğetsel yönde meydana gelen yüklerin ise elyaflar tarafından karşılanmasına bağlanmıştır.

Çizelge 7.12. Dört farklı istif sırasına sahip modeller için en büyük gerilme ve gerinim sonuçları

İstif Sırası	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
İS-1	80.16	163.78	0.505	1.997
İS-2	80.37	164.02	0.541	2.001
İS-3	82.88	164.02	0.579	2.003
İS-4	101.46	208.11	0.863	2.625

Dört farklı istif sırasına sahip hidrolik silindirlerin katmanlar arası kayma gerilmeleri Çizelge 7.13' te gösterilmiştir. Kayma gerilmeleri silindirik bölge için belirlenmiş olup çember sarım tabaka kullanımı ile istif sırasının etkileri incelenmiştir. Çember sarım tabaka kullanımı ile enine gerilme ve gerinim değerlerinde olduğu gibi katmanlar arası kayma gerilmelerinde de iyileşme gözlemlenmiştir. Orta katmanlarda çember sarımın kullanıldığı İS-2 modelinde en büyük kayma gerilmesi 46.384 MPa olarak 8-9 katmanları arasında gözlemlenirken tamamı helisel sarımdan oluşan İS-4 modelinde kayma gerilmesi 50.481 MPa olarak 8-9 katmanları arasında gözlemlenmiştir. Böylece çember sarım tabaka kullanımı ile en büyük kayma gerilmelerinde azalma meydana geldiği belirlenmiştir. Ayrıca çember sarımın kullanıldığı tabakalarda elyaf oryantasyonuna bağlı olarak daha düşük kayma gerilmelerinin olduğu gözlemlenmiştir. Çember sarımın kullanıldığı kompozit tabakalarda kayma gerilmelerinin düşük olması kompozit elyafların teğetsel yönde sarılmasına bağlanmıştır. En büyük kayma gerilmelerinin 45°-55° elyaf oryantasyonu aralığında meydana geldiği düşünüldüğünde (Hahn ve Tsai, 1980), 89° sarım açısının en büyük kayma gerilmesi aralığından oldukça uzaklaştığı ve buna bağlı olarak katmanlar arası kayma gerilmelerinin azaldığı görülmüştür. Diğer taraftan istif sırasının ortalama katmanlar arası kayma gerilmesi üzerinde çok fazla etkili olmadığı fakat çember sarımın kullanıldığı tabakalarda daha düşük kayma gerilmelerinin meydana geldiği belirlenmiştir. Bu durum silindirik bölgede eğilme etkisi gözlemlenmemesine ve buna bağlı olarak çember sarım tabaka sırasının kayma gerilmelerini çok fazla etkilememesine bağlanmıştır. İS-1, İS-2 ve İS-3 modellerinde tanımlanan çember sarım tabaka sayısı aynı olduğundan dolayı ortalama katmanlar arası kayma gerilmeleri yaklaşık olarak benzer elde edilmiştir.

Çizelge 7.13. Dört farklı istif sırasına sahip modeller için katmanlar arası kayma gerilmesi sonuçları

Katmanlar	τ_{ILSS} [MPa]			
	İS-1	İS-2	İS-3	İS-4
<i>1-2</i>	5.17	43.29	43.86	45.31
<i>2-3</i>	5.09	43.61	44.42	45.44
<i>3-4</i>	4.99	44.03	45.04	46.03
<i>4-5</i>	44.21	3.72	45.66	46.83
<i>5-6</i>	44.61	3.62	46.29	47.69
<i>6-7</i>	45.02	3.51	46.94	48.62
<i>7-8</i>	45.43	45.90	2.92	49.55
<i>8-9</i>	45.84	46.38	2.90	50.48
<i>Ortalama</i>	<i>30.05</i>	<i>29.26</i>	<i>34.75</i>	<i>47.49</i>
<i>En büyük</i>	<i>45.84</i>	<i>46.38</i>	<i>46.94</i>	<i>50.48</i>

Farklı istif sırasına sahip hidrolik silindirlerin güvenlik faktörleri Çizelge 7.14’te gösterilmiştir. İS-1, İS-2 ve İS-3 modellerinde istif sırasından kaynaklı olarak güvenlik faktörlerinde önemli derecede değişiklik meydana gelmediği görülmektedir. Fakat İS-4 modelinde yani tamamı helisel tabakadan meydana gelen hidrolik silindirde güvenlik faktörünün azaldığı ve buna bağlı olarak sistem güvenlik faktöründe azalma meydana geldiği gözlemlenmiştir. Buradan yola çıkarak istif sırasının güvenlik faktörleri üzerinde çok fazla etkili olmadığı fakat artan çember sarım tabaka sayısı ile güvenlik faktörlerinde iyileşme elde edildiği belirlenmiştir. Bu durum istif sırasının gerilme ve gerinim değerleri üzerinde çok fazla etkili olmamasına bağlanmış ve dolayısıyla istif sırasında ki değişimin güvenlik faktörü üzerinde çok fazla etkili olmadığı sonucuna varılmıştır. Diğer taraftan çember sarım tabaka kullanımı gerilme ve gerinim değerlerini azalttığından dolayı, çember sarım tabaka kullanımının hidrolik silindirlerin güvenlik faktöründe artışa neden olduğu sonucuna varılmıştır.

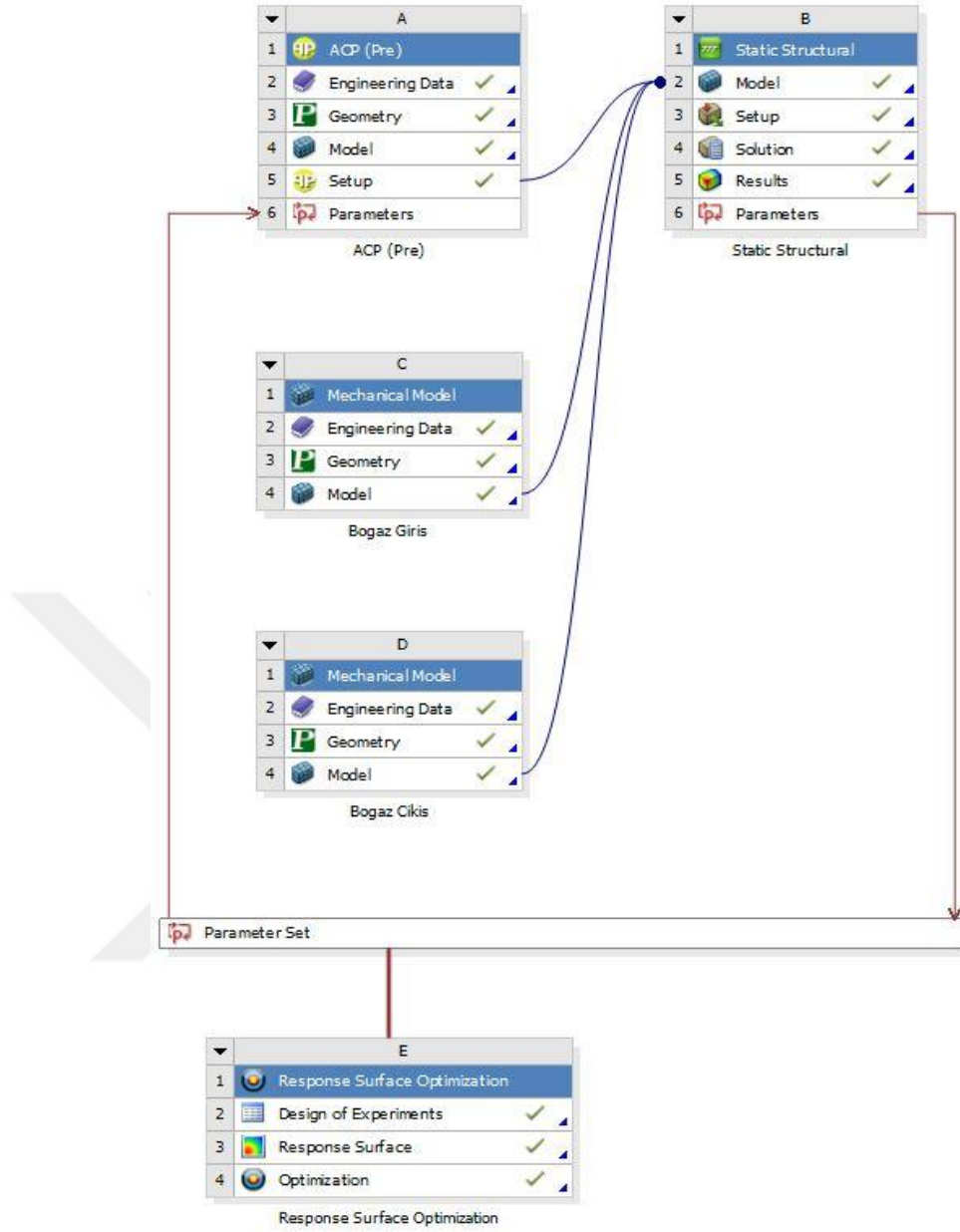
Çizelge 7.14. Dört farklı istif sırasına sahip modeller için güvenlik faktörleri

İstif Sırası	Güvenlik Faktörü
İS-1	3.0347
İS-2	2.9972
İS-3	3.0340
İS-4	2.2763

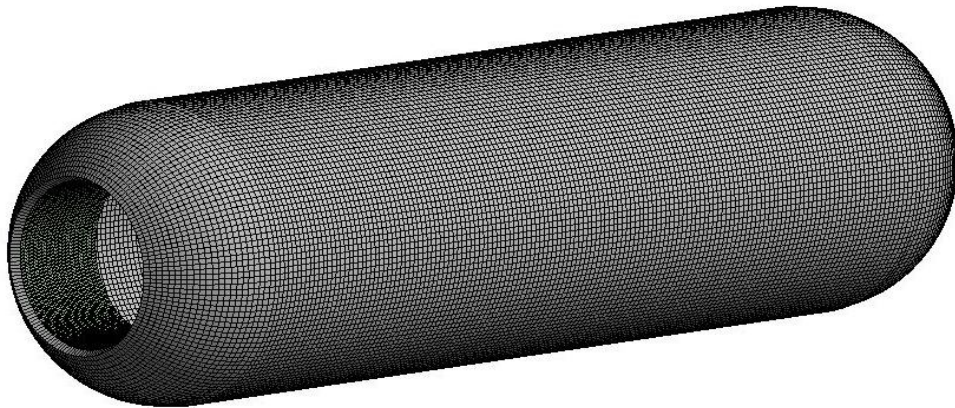
7.1.2. Tip 1 Optimum Tasarım Parametreleri

Tip 1 optimizasyon çalışmalarında giriş parametreleri elyaf malzemesi ve astar kalınlığı olarak belirlenmiştir. Astar kalınlığı 1-4 mm aralığında optimize edilirken kompozit malzemeler karbon ve cam elyaf olarak tanımlanmıştır. Diğer taraftan çıkış parametreleri ağırlık ve güvenlik faktörü olarak tanımlanmıştır. Optimizasyonlarda ağırlık minimize edilirken güvenlik faktörünün maksimize edilmesi amaçlanmıştır. Ayrıca güvenlik faktörüne sınırlandırma tanımlanmış ve bu değer 2-2.1 aralığında optimizasyonu yapılmıştır. Bunun sebebi ise 2.1 ve üzeri güvenlik faktörünün hidrolik silindirlerde gereğinden fazla ağırlık artışına neden olmasıdır.

Bu bölümde ayrıca boğaz ve kompozit katmanlı silindirlerin montajı yapılmış ve böylece boğaz ağırlıkları da dikkate alınarak optimizasyon çalışmaları yürütülmüştür. Boğaz ve silindir bölgenin montajı ve parametre seçimini gösteren analiz şeması Şekil 7.6' da gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere giriş ve çıkış bölgelerinde kullanılan boğazlar mekanik model modülü kullanılarak oluşturulmuş ve yapısal analiz modülüne bağlanmıştır. Diğer taraftan analizlerde boğaz ve silindir yüzeylerine akışkan basıncı uygulanmış ve kompozit katman mukavemeti belirlenmiştir. Şekil 7.7' de boğaz montajı yapılmış Tip 1 numerik model gösterilmiştir.



Şekil 7.6. Boğaz bağlantısı yapılan Tip 1 hidrolik silindirin analiz şeması

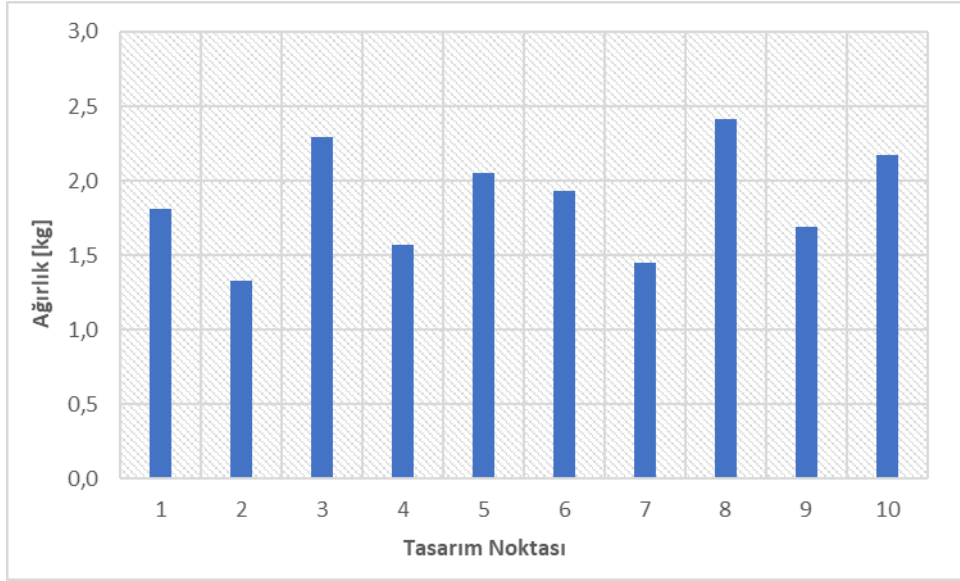


Şekil 7.7. Tip 1 hidrolik silindir boğaz ve silindir montajı

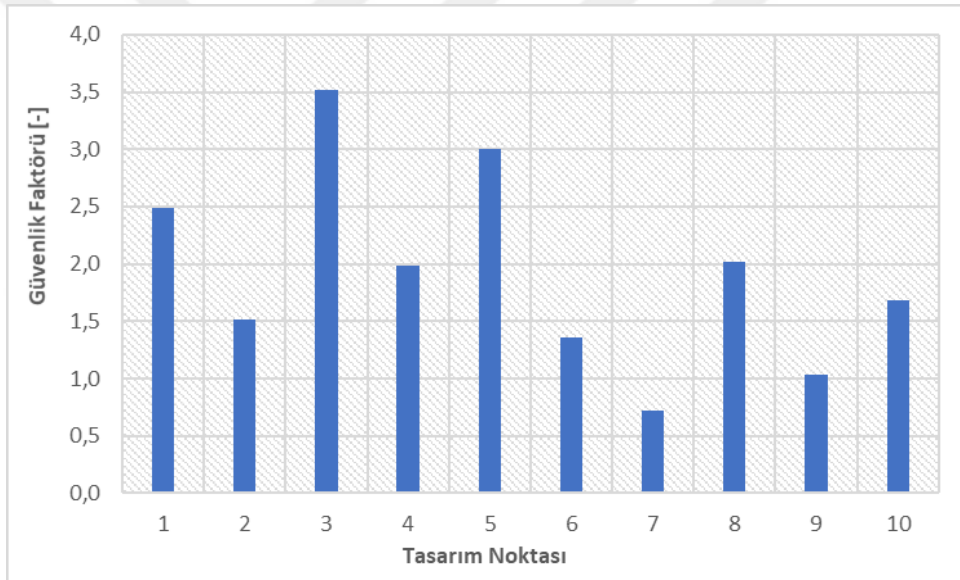
Yüzey yanıt optimizasyonunda giriş ve çıkış parametrelerine bağlı olarak tasarım noktaları tanımlanmakta ve her bir optimizasyon parametresinin sonuçlar üzerindeki etkisi belirlenmektedir. Tasarım noktalarının sayısı giriş ve çıkış parametre sayısının yanı sıra parametre kısıtlarına da bağlı olarak değişiklik göstermektedir. Bu çalışmada 10 adet tasarım noktası deney tasarım modülü tarafından belirlenmiş ve her bir tasarım noktası için analizler yürütülmüştür. Optimizasyon çalışmaları sonucunda elde edilen tasarım noktaları ve ilgili sonuçlar Çizelge 7.15’ te gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 7.8 ve 7.9’ da sırasıyla tasarım noktaları için ağırlık ve güvenlik faktörleri gösterilmiştir. Sonuçlardan görüldüğü üzere karbon elyaf kullanımı ile ağırlık ve güvenlik faktörlerinde iyileşme sağlanmaktadır. Ayrıca artan astar kalınlığının güvenlik faktöründe iyileşmeye neden olduğu fakat silindir ağırlığını artırdığı görülmektedir.

Çizelge 7.15. Tip 1 hidrolik silindir optimizasyon tasarım noktaları

Tasarım Noktası	Elyaf Malzemesi	Astar Kalınlığı [mm]	Ağırlık [kg]	Güvenlik Faktörü [-]
1	Karbon	2.5	1.8118	2.4858
2	Karbon	1	1.3275	1.5117
3	Karbon	4	2.2963	3.5155
4	Karbon	1.75	1.5697	1.9862
5	Karbon	3.25	2.0541	2.9997
6	Cam	2.5	1.9302	1.3578
7	Cam	1	1.4459	0.7245
8	Cam	4	2.4146	2.0174
9	Cam	1.75	1.6881	1.0363
10	Cam	3.25	2.1724	1.6848



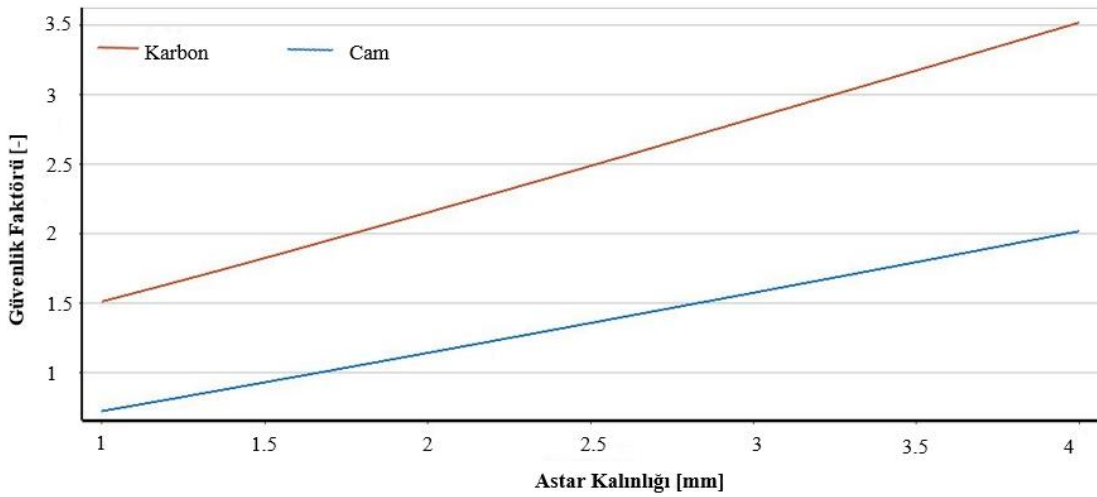
Şekil 7.8. Tasarım noktası-Ağırlık değişimi



Şekil 7.9. Tasarım noktası-Güvenlik faktörü değişimi

Şekil 7.10' da artan astar kalınlığına bağlı olarak karbon ve cam elyaf silindirlerin güvenlik faktörleri gösterilmiştir. Astar kalınlığındaki artışın güvenlik faktöründe doğrusal bir artışa neden olduğu fakat bu artışın elyaf malzemesine bağlı olarak farklılık gösterdiği belirlenmiştir. 1 mm astar kalınlığında güvenlik faktörleri karbon ve cam elyaf için sırasıyla 1.5117 ve 0.7245 olarak elde edilirken 4 mm astar kalınlığında 3.5155 ve 2.0174 olarak elde edilmiştir. Böylece astar kalınlığının 1 mm' den 4 mm' ye çıkarılması sonucunda güvenlik faktöründe sırasıyla karbon ve cam elyaf için % 132.55 ve % 178.45 iyileşme sağlanmıştır. Burada karbon ve cam elyaf kullanımına göre değişen güvenlik faktörleri malzeme özelliklerine bağlanmıştır.

Çizelge 5.2 ve 5.3' ten karbon ve cam elyaflar için aksenal gerilme limitleri incelendiği zaman sırasıyla 1632 MPa ve 1100 MPa olduğu görülmektedir. Aynı akışkan basıncı altında meydana gelen gerilmeler düşünüldüğünde yüksek gerilme limitine sahip karbon elyafların daha yüksek güvenlik faktörü sergilemesi beklenilmektedir. Diğer taraftan astar kalınlığının 1 mm' den 4 mm' ye çıkarılması sonucu karbon ve cam elyaf takviyeli hidrolik silindirlerin güvenlik faktörlerinde farklı oranlarda artış meydana gelmesi karbon elyafların daha yüksek rijitliğe sahip bir malzeme olmasına bağlanmıştır. Şekil 7.10 incelendiği zaman eğri eğiminin karbon elyaflar için daha yüksek olduğu görülmekte ve bu durum karbon elyafların daha yüksek elastisite modülüne sahip olmasının etkisi olarak yorumlanmaktadır.



Şekil 7.10. Astar kalınlığı -Güvenlik faktörü değişimi

Yüzey yanıt optimizasyonunun tamamlanması ile parametre kısıtlarına uygun aday noktalar elde edilmektedir. Aday noktalar belirlenirken öncelikle bölüm 4.5' te anlatıldığı üzere tasarım noktaları giriş ve çıkış parametrelerine bağlı olarak yazılım tarafından belirlenmektedir. Burada tasarım noktalarının belirlenmesinde ki amaç giriş parametrelerinde meydana gelen belirli oranlarda artış ve azalışın çıkış parametreleri üzerinde ki tekil ve birleşik etkilerinin belirlenmesidir. Tasarım parametrelerinin belirlenmesi sonucu yüzey yanıt metodolojisinde en küçük kareler yöntemi kullanılarak eğri uydurulmakta ve ara değerler tanımlanan eğri üzerinden belirlenmektedir. Tasarım noktaları ve buna bağlı olarak ilgili eğrinin uydurulması sonrasında ise yüzey yanıt metodolojisinde parametre etkileri dikkate alınarak en dik çıkış ve en dik iniş yöntemleri kullanılmakta ve optimum tasarım parametreleri belirlenmektedir. Böylece

optimize edilmiş parametreler ve ilgili analiz sonuçları elde edilmekte ve farklı optimum parametreleri içerecek şekilde optimizasyon aday noktaları yazılım tarafından sunulmaktadır. Çizelge 7.16' da yüzey yanıt optimizasyonundan elde edilen üç farklı aday nokta gösterilmektedir.

Çizelge 7.16. Tip 1 hidrolik silindir optimizasyon aday noktaları

Aday Nokta	Elyaf Malzemesi	Astar Kalınlığı [mm]	Ağırlık [kg]	Güvenlik Faktörü [-]
1	Karbon	1.7786	1.5789	2.0049
2	Cam	3.9814	2.4098	2.0107
3	Karbon	1.7925	1.5834	2.0410

Optimizasyon çalışmaları sonucunda tasarım parametreleri olarak minimum ağırlık sağlayan 1 numaralı aday nokta seçilmiştir. Böylece optimum tasarım parametreleri elyaf malzemesi karbon elyaf ve astar kalınlığı 1.7786 mm olarak belirlenmiştir. Ayrıca yüzey yanıt optimizasyonu sonrasında belirlenen parametreler kullanılarak numerik analizler yürütülmüş ve optimizasyon sonuçlarının doğrulaması yapılmıştır. Bu kapsamda ilk olarak Tip 1 hidrolik silindir ağırlığı ile güvenlik faktörü incelenmiş ve elde edilen sonuçlar Çizelge 7.17' de gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman optimizasyon sonuçları ile numerik analiz sonuçları arasında çok küçük farklılıkların olduğu belirlenmiş ve böylece sonuçların güvenilirliği kanıtlanmıştır.

Çizelge 7.17. Numerik analiz ve optimizasyon sonuçlarının karşılaştırılması

	Numerik Analiz	Yüzey Yanıt Optimizasyonu	Farklılık
Ağırlık [kg]	1.5789	1.5789	% 0
Güvenlik Faktörü [-]	2.0046	2.0049	% 0.015

Çizelge 7.18 ve 7.19' da sırasıyla kubbe ve silindir bölgelerinde meydana gelen en büyük enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman kubbe bölgesinde üst katmanlara doğru gerilme ve gerinim değerlerinde azalma gözlemlenmektedir. Gerilme ve gerinim değerlerinde meydana gelen azalmanın akışkan basıncının boğazlar tarafından taşınmasına ve üst katmanlara

doğru kompozit katmanlara etkiyen basıncın azalmasına bağlanmıştır. Aynı zamanda Tip 1 tasarımında boğazlara etki eden aksenal yükleri karşılamak için harici bağlantı elemanları kullanılmamış ve bu yüklerin kompozit katmanlar tarafından karşılanması amaçlanmıştır. Bu sebepten dolayı boğazlarda meydana gelen aksenal kuvvetler en fazla iç tabakalara etki etmekte ve üst katmanlara doğru iç basınç kaynaklı aksenal yükler azalmaktadır. Bu durum üst katmanlara doğru boyuna ve enine gerilmelerin azalmasına yol açmaktadır. Enine yönde meydana gelen gerilme ve gerinim değerlerinin boyuna gerilme ve gerinim değerlerine göre daha yüksek olduğu görülmektedir. Kubbe bölgesi elyaf oryantasyonları incelendiği zaman (Şekil 6.15) meridyen çizgisi ile elyaf arasında meydana gelen açının sürekli olarak değiştiği (Şekil 6.16) ve kutup ağzı bölgesinde 90° 'ye ulaştığı görülmektedir. Bu durum kubbe bölgesinde gerilme doğrultusu ile takviye doğrultusu arasındaki açının sürekli olarak değişmesine ve kutup ağzı bölgesinde takviye doğrultusunun giderek radyal yönlü olmasına neden olmaktadır. Bu durum kubbe bölgesi sarım açısının daha yüksek olmasına ve bundan dolayı teğetsel yüklerin elyaflar tarafından karşılanmasına bağlanmıştır. Diğer taraftan silindirik bölgede kubbe bölgesine göre daha yüksek gerilmelerin meydana geldiği görülmektedir. Bu durum ise kubbe yüzeyine etki eden kuvvetlerin boğazlar tarafından karşılanmasına ve silindirik bölgede daha düşük sarım açılarının kullanılmasına bağlanmaktadır.

Çizelge 7.18. Optimum tasarım parametrelerine sahip hidrolik silindirin kubbe bölgesi için en büyük enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları

Katman Sırası	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
1	36.11	60.83	0.147	0.816
2	20.60	58.97	0.137	0.793
3	15.78	57.07	0.135	0.774
4	15.27	55.12	0.132	0.755
5	15.12	53.69	0.130	0.737
6	15.05	53.98	0.131	0.719

Çizelge 7.19. Optimum tasarım parametrelerine sahip hidrolik silindirin silindir bölgesi için en büyük enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları

Katman Sırası	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
1	63.22	63.64	0.483	2.897
2	68.46	64.19	0.523	2.897
3	74.94	65.59	0.612	2.897
4	81.42	67.61	0.720	2.897
5	87.89	70.02	0.828	2.897
6	94.37	72.55	0.946	2.897
7	13.12	358.31	1.070	2.897
8	14.08	358.35	1.194	2.897
9	15.05	358.38	1.317	2.897

Kubbe ve silindir bölgeleri için katmanlar arası kayma gerilmesi sonuçları Çizelge 7.20’ de gösterilmiştir. Kubbe bölgesinde çember sarım kullanılmadığı için 6 katman helisel sarım için kayma gerilmeleri elde edilirken silindirik bölgede 6 katman helisel ve 3 katman çember sarım tabakalar için katmanlar arası kayma gerilmeleri belirlenmiştir. Sonuçlar doğrultusunda üst katmanlara doğru katmanlar arası kayma gerilmelerinin azalma meydana geldiği ve boğaz etkisine bağlı olarak kubbe bölgesinde daha düşük kayma gerilmelerinin meydana geldiği belirlenmiştir. Ayrıca çember sarım tabaka kullanılan katmanlarda kayma gerilmelerinde iyileşme gözlemlenmiştir.

Çizelge 7.20. Optimum tasarım parametrelerine sahip modellerde kubbe ve silindir bölgeleri için katmanlar arası kayma gerilmesi sonuçları

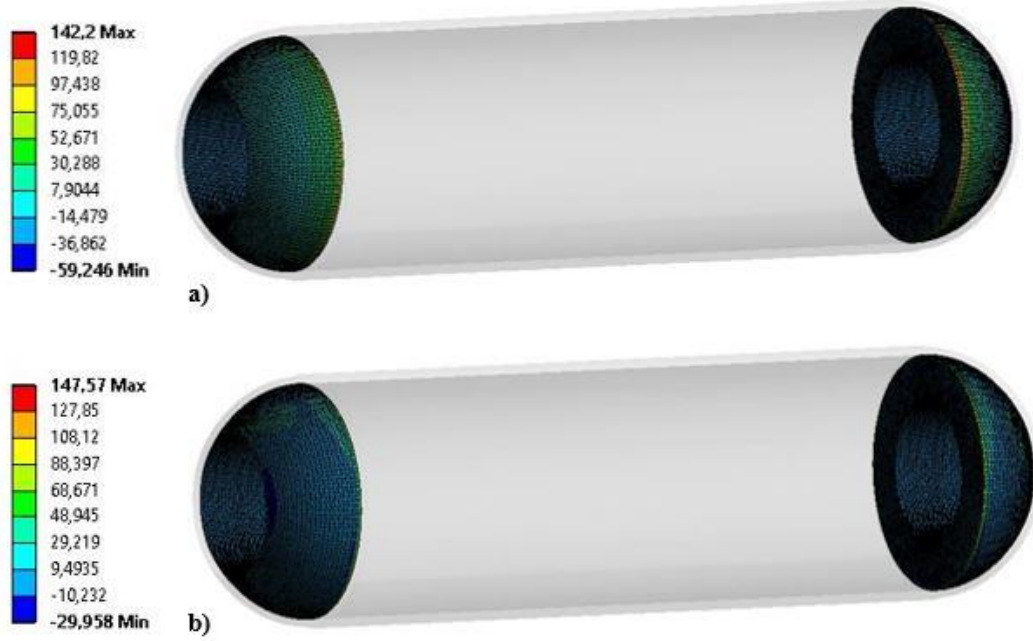
Katmanlar	τ_{ILSS} [MPa]	
	Kubbe	Silindir
1-2	31.58	63.03
2-3	22.76	52.13
3-4	17.24	51.71
4-5	17.30	55.23
5-6	17.45	58.99
6-7	-	62.79
7-8	-	7.98
8-9	-	6.49

Kompozit katmanlar için güvenlik faktörleri Şekil 7.11’ de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere güvenlik faktörü silindirik bölgede 2.0046 olarak gözlemlenmiştir. Böylece optimum tasarım parametrelerine sahip hidrolik silindirde en kritik bölgenin silindirik yüzey olduğu ve yüksek basınçlarda bu bölgenin güçlendirilmesi gerektiği belirlenmiştir. Ayrıca kutup ağzı kenarlarında düşük güvenlik faktörünün meydana geldiği belirlenmiştir. Bu durum belirtilen bölgede sarım açısının 90° civarında olması ve bu sebepten dolayı kompozit tabakaların aksenal yüklere karşı zayıf kalmasının etkisi olarak yorumlanmıştır.

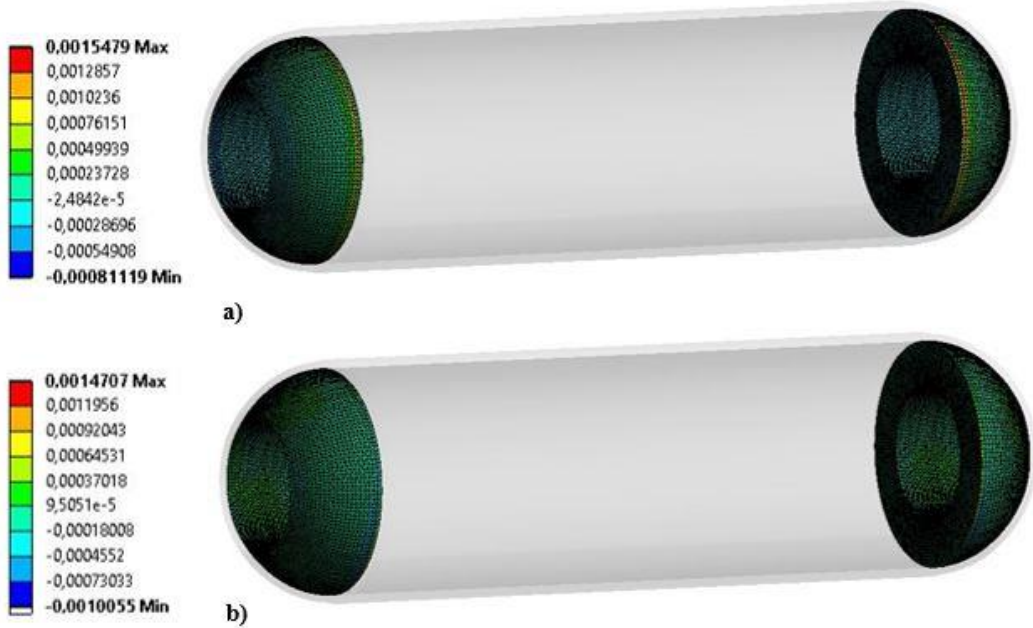


Şekil 7.11. Optimum tasarım parametrelerine sahip hidrolik silindirin güvenlik faktörü sonuçları

Ek olarak Tip 1 hidrolik silindirlerde kullanılan boğazlarda meydana gelen enine ve boyuna gerilme ve gerinim değerleri Şekil 7.12 ve 7.13’ te gösterilmiştir. Netting analizine göre teğetsel yönlü kuvvetlerin aksenal yönde meydana gelen yüklerin iki katı olduğu göz önünde bulundurulduğunda enine gerilme ve gerinim değerlerinin daha yüksek olması beklenmektedir. Sonuçlar incelendiği zaman teğetsel yönde meydana gelen gerilme ve gerinim değerlerinin daha fazla olduğu görülmüştür. Alüminyum alaşım boğazlarda en büyük boyuna ve enine gerilme değerleri sırasıyla 142.2 ve 147.57 MPa olarak belirlenirken en büyük boyuna ve enine gerinim değerleri sırasıyla 0.0015479 ve 0.0014707 olarak gözlemlenmiştir. Diğer taraftan en büyük gerilme ve gerinim değerlerinin astar ile boğazların temas noktasında meydana geldiği görülmüştür. Bu durum belirtilen bölgelerde meydana gelen gerilme yığılmalarının etkisi olarak yorumlanmıştır.



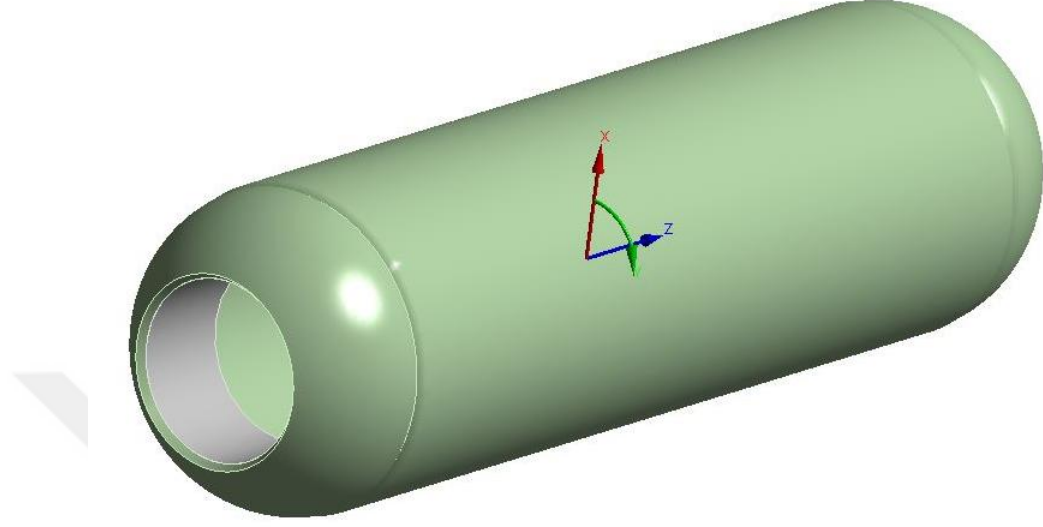
Şekil 7.12. Tip 1 hidrolik silindirde kullanılan boğazda meydana gelen a) boyuna ve b) enine gerilme sonuçları



Şekil 7.13. Tip 1 hidrolik silindirde kullanılan boğazda meydana gelen a) boyuna ve b) enine gerinim sonuçları

Diğer taraftan optimum tasarım parametrelerinin belirlenmesinden sonra ilgili parametrelere sahip Tip 1 hidrolik silindirde radyal, aksel ve teğetsel gerilmelerin etkisini belirlemek amacıyla numerik analizler yürütülmüş ve her bir kompozit katmanda meydana gelen gerilmeler belirlenmiştir. Bu kapsamda Şekil 7.14' te

gösterilen silindirik eksen takımı oluşturulmuş ve böylece x eksenini radyal gerilmeleri, y eksenini teğetsel gerilmeleri ve z eksenini aksenal gerilmeleri belirtecek şekilde bu yönlerde meydana gelen gerilmeler numerik olarak elde edilmiştir.



Şekil 7.14. Tip 1 hidrolik silindirde silindirik eksen takımının gösterilmesi

Tip 1 hidrolik silindirlerin kubbe ve silindirik bölgelerinde meydana gelen radyal, teğetsel ve aksenal gerilmeler sırasıyla Çizelge 7.21 ve 7.22’ de gösterilmiştir. Ayrıca kubbe ve silindirik bölgeleri için teğetsel gerilmelerin radyal gerilmelere oranı Şekil 7.15 ve 7.16’ da gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman ilk olarak radyal gerilmelerin iç katmanlardan dış katmanlara doğru sürekli olarak azaldığı görülmektedir. Hidrolik silindire uygulanan 15 MPa iç basınç sonucu en iç katmanda 15 MPa radyal gerilme meydana gelmesi ve en üst katmana doğru bu gerilmelerin sıfır olması beklenmektedir. Fakat sonuçlar kubbe bölgesi için incelendiğinde radyal gerilmelerin 2.90 ile 2.41 MPa aralığında olduğu görülmekte ve bu durum radyal yüklerin boğazlar tarafından karşılanmasına bağlanmaktadır. Aynı şekilde silindirik bölgede en iç katmanda 6.77 MPa radyal gerilme meydana geldiği ve en dış katmanda bu değer 0.63 MPa değerine kadar düştüğü görülmektedir. İç katmanda 15 MPa radyal gerilme yerine 6.77 MPa gerilme elde edilmesi, iç basınç sonucu oluşan gerilmelerin %50’ den fazlasının alüminyum astar tarafından karşılanmasına bağlanmıştır. Dış katmanda 0.63 MPa radyal gerilme elde edilmesi ise beklenildiği şekilde gerilmelerin sıfıra yakın olduğunu ve buna bağlı olarak sonuçların güvenilir olduğunu göstermektedir. Diğer taraftan teğetsel gerilmeler incelendiği zaman ise

beklenildiği şekilde gerilmelerin dış katmanlara doğru giderek azaldığı görülmektedir. Fakat silindirik bölgenin 7, 8 ve 9. katman sonuçlarına bakıldığında teğetsel gerilmelerin diğer katmanlara göre çok yüksek olduğu görülmektedir. Bu durum ilgili katmanlarda çember sarım tabaka kullanılmasına ve buna bağlı olarak elyaf oryantasyonunun 36.87° 'den 89° 'ye yükseltilmesine bağlanmıştır. Aynı şekilde silindirik bölge için aksenal gerilmeler incelendiğinde ilk 6 katmanda aksenal gerilmelerin 7, 8 ve 9. katmanlara göre oldukça yüksek olduğu görülmekte ve bu durum benzer şekilde elyaf oryantasyonu değişimine bağlanmaktadır.

Çizelge 7.21. Tip 1 hidrolik silindirin kubbe bölgesi için aksenal, radyal ve teğetsel gerilme sonuçları

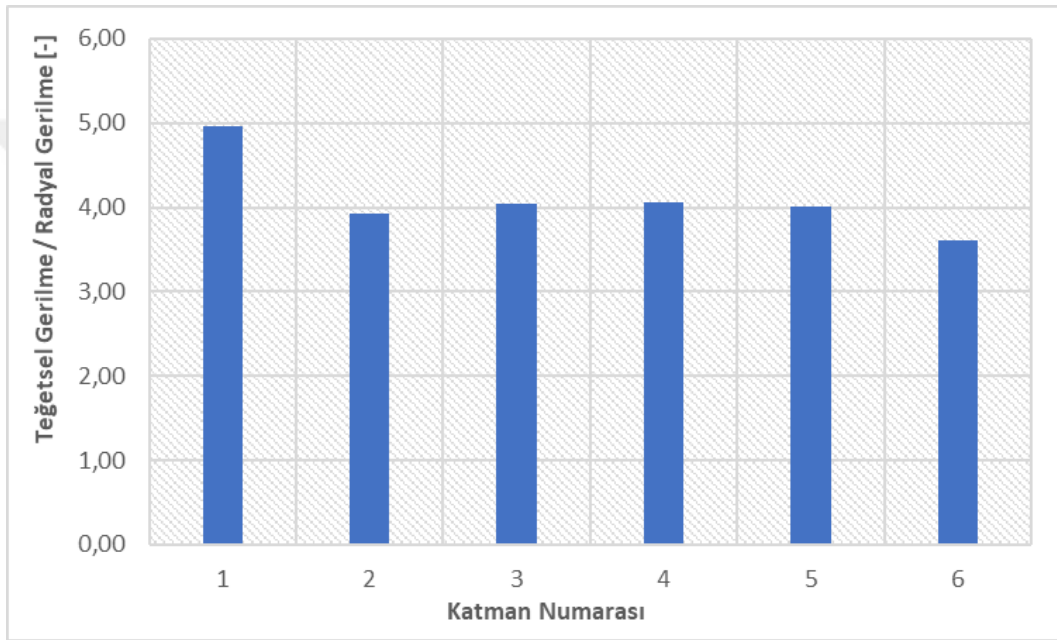
Katman Numarası	Eksenal Gerilme [MPa]	Radyal Gerilme [MPa]	Teğetsel Gerilme [MPa]
1	28.44	2.90	14.40
2	20.67	2.80	10.98
3	17.58	2.71	10.97
4	15.47	2.64	10.71
5	14.79	2.58	10.34
6	14.32	2.41	8.71

Çizelge 7.22. Tip 1 hidrolik silindirin silindirik bölgesi için aksenal, radyal ve teğetsel gerilme sonuçları

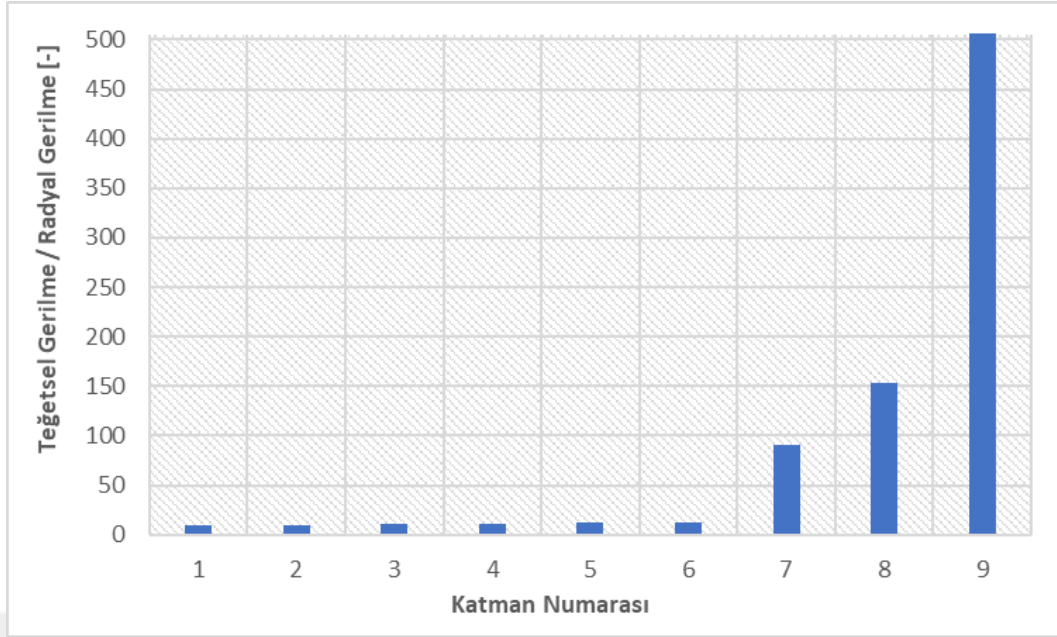
Katman Numarası	Eksenal Gerilme [MPa]	Radyal Gerilme [MPa]	Teğetsel Gerilme [MPa]
1	67.71	6.77	64.99
2	67.22	6.40	64.56
3	66.75	6.01	64.14
4	66.29	5.67	63.73
5	65.83	5.34	63.34
6	65.38	5.01	62.93
7	3.64	3.89	350.13
8	4.27	2.28	348.28
9	4.88	0.63	346.52

Şekil 7.15 ve 7.16' dan teğetsel gerilmelerin radyal gerilmelere oranı incelendiği zaman kubbe bölgesinde bu oranının katman numarasına bağlı olarak değişiklik gösterdiği fakat silindirik bölgede üst katmanlara doğru sürekli olarak artış sergilediği görülmektedir. Radyal gerilmelerin üst katmanlara doğru sifıra yaklaştığı düşünüldüğünde teğetsel gerilmelerin radyal gerilmelere oranında sürekli bir artış

meydana gelmesi beklenmektedir. Silindirik bölge için bu artış elde edilirken kubbe bölgesinde beklenen sonuçlar gözlemlenmemiştir. Bu durum kubbe bölgesinde kompozit katmanlara etki eden radyal gerilmelerin büyük bir kısmının boğazlar tarafından karşılanmasına ve buna bağlı olarak kompozit katmanlarda çok küçük gerilmelerin etki etmesine bağlanmıştır. Ayrıca kubbe bölgesinde elyaf oryantasyonunun boğaz yüzeyi boyunca değişim göstermesinin ve kubbe profilinden dolayı radyal gerilmelerde farklılık meydana gelmesinin sonuçlar üzerinde etkili olduğu düşünülmektedir.



Şekil 7.15. Tip 1 hidrolik silindirin kubbe bölgesi için teğetsel/ radyal gerilme sonuçları



Şekil 7.16. Tip 1 hidrolik silindirin silindirik bölgesi için teğetsel/ radyal gerilme sonuçları

7.1.3. Tip 1 Hidrolik Silindirlerde Kompozit Malzeme Kullanımının Avantajları

Bu bölümde Tip 1 hidrolik silindirlerin geleneksel çelik malzeme yerine kompozit malzeme kullanılarak tasarlanması sonucu elde edilen ağırlık azalması incelenmiştir. Bu kapsamda çelik hidrolik silindirin güvenlik faktörü 2.0049 olacak şekilde tasarımı yapılmıştır. Böylece kompozit silindir ile aynı güvenlik faktörüne sahip çelik silindirlerin analizleri yürütülmüş ve aynı mukavemete sahip tasarımların ağırlıkları karşılaştırılmıştır. Her iki silindir türünde de boğaz malzemesi olarak alüminyum alaşım (2024) kullanılmış ve sadece silindir boruda kompozit ile çelik malzeme kullanımının etkileri belirlenmiştir. Çizelge 7.23’ te analizlerde kullanılan yapısal çeliğin malzeme özellikleri gösterilmiştir.

Çizelge 7.23. Yapısal çeliğin elastik malzeme özellikleri

Malzeme	ρ [kg/m ³]	E [GPa]	ν [-]	G [GPa]
Yapısal Çelik	7850	200	0.3	76.92

Optimizasyon çalışmaları sonucunda güvenlik faktörü 2.0049 olan çelik silindirin kalınlığı belirlenmiştir. Böylece kalınlığı belirlenen çelik hidrolik silindire tıpkı kompozit silindirlerde olduğu gibi 150 Bar akışkan basıncı uygulanmış ve

güvenlik faktörü ile silindir ağırlığı elde edilmiştir. Çizelge 7.24' te kompozit ve çelik malzeme kullanılarak tasarlanan hidrolik silindirlerin kalınlık, güvenlik faktörü ve ağırlık değerleri gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman çelik hidrolik silindir ile aynı mukavemete sahip kompozit katmanlı hidrolik silindir tasarlanması durumunda sistem ağırlığının 3.416 kg'dan 1.579 kg'a düştüğü ve böylece kompozit malzeme kullanımı ile ağırlıkta yaklaşık olarak % 53.78 iyileşme sağlandığı görülmektedir.

Çizelge 7.24. Çelik ve kompozit malzeme kullanılarak tasarlanan Tip 1 hidrolik silindirlerin karşılaştırılması

Tip 1 Hidrolik Silindir Malzemesi	Kalınlık [mm]		Güvenlik Faktörü [-]	Ağırlık [kg]
	Kubbe	Silindir		
Yapısal Çelik	3.0415	3.0415	2.0048	3.416
Karbon Elyaf	3.2786	4.0286	2.0049	1.579

Diğer taraftan optimum tasarım parametrelerine sahip Tip 1 hidrolik silindir için kompozit katmanların toplam deformasyonu incelenmiş ve hidrolik silindirin radyal yönlü çap değişimi 0.14 mm olarak belirlenmiştir. Bu durum 150 Bar iç basınç altında silindir çapının 100 mm' den 100.14 mm' ye çıktığını ifade etmekte ve tasarımı gerçekleştirilen kompozit yapının oldukça rijit olduğunu göstermektedir. Sızdırmazlık elemanlarının kullanıldığı yapıda çap değişiminin az olması istenilen bir durum olup aksi halde akışkan basıncı altında keçe sıklığı yeterli olmamakta ve silindir hazneleri arasında sıvı geçişi meydana gelmektedir. Bu durum ise silindir performansının düşmesine ve zamanla bu yapıların işlevini yerine getiremez hale gelmesine neden olmaktadır. Elde edilen sonuç doğrultusunda çap artışının kabul edilebilir seviyede olduğu görülmüş ve dolayısıyla iç basınç altında akışkan sızıntılarının meydana gelmeyeceği anlaşılmıştır.

7.2. Tip 2 Konsept Tasarım

Bu bölümde Tip 2 hidrolik silindirlerin mukavemeti üzerinde etkili olan parametreler incelenmiş ve bu kapsamda 5°-80° aralığında elyaf oryantasyonu tanımlanan silindir borunun analizleri yapılmıştır. Ayrıca optimizasyon çalışmaları yürütülerek optimum tasarım parametreleri belirlenmiştir. Bunlara ek olarak kompozit

malzeme kullanımının ağırlık ve mukavemet açısından avantajlarını belirlemek amacıyla çelik malzeme kullanılarak tasarlanan hidrolik silindirin analizleri yürütülmüş ve elde edilen ağırlıklar kompozit hidrolik silindirin ağırlığı ile karşılaştırılmıştır.

7.2.1. Tip 2 Konsept Tasarımı Üzerinde Etkili Parametrelerin İncelenmesi

Bu bölümde Tip 2 konsept tasarımı üzerinde etkili olan parametreler incelenmiş ve elde edilen mekanik özellikler gösterilmiştir. Tip 1 konsept tasarımında istif sırası, astar kalınlığı gibi parametrelerin etkileri silindirik bölge için incelendiğinden dolayı bu tasarım türünde sadece sarım açısının etkileri incelenmiş ve elde edilen sonuçlar gösterilmiştir. Bu kapsamda katmanlar arası kayma gerilmeleri, boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçları ve güvenlik faktörleri belirlenmiştir.

7.2.1.1. Helisel Sarım Açısının Yapısal Performans Üzerindeki Etkilerinin İncelenmesi

Tip 2 hidrolik silindirlerde önceki bölümlerde anlatıldığı üzere 5° ile 80° aralığında helisel sarım yapılabilmektedir. Bu kapsamda helisel sarım açısının mekanik özellikler üzerindeki etkisini incelemek ve optimum sarım açısını belirlemek amacıyla numerik analizler yürütülmüştür. 10° , 20° , 30° , 40° , 50° , 60° , 70° ve 80° olmak üzere toplamda sekiz farklı sarım açısı tanımlanmış ve her bir modelin enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları, katmanlar arası kayma gerilmeleri ve güvenlik faktörleri elde edilmiştir. En büyük enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları Çizelge 7.25' te gösterilmiştir. Sonuçlardan görüldüğü üzere artan elyaf oryantasyonu ile boyuna gerilme ve gerinim sonuçlarında 40° sarım açısına kadar artış gözlemlenirken sonraki sarım açılarında azalma meydana gelmiştir. Diğer taraftan enine gerilme ve gerinim değerlerinde artan sarım açısı ile sürekli azalma meydana gelmiştir. Bu durum artan elyaf oryantasyonunun teğetsel yönde oluşan gerilmelerin daha emniyetli bir şekilde karşılanmasına imkân sağlarken 50° sarım açısından sonra aksenal yüklere karşı yetersiz olmasına neden olmaktadır. Bu sebepten dolayı kullanılan çember sarım tabakaların da etkisi göz önünde bulundurularak optimum elyaf oryantasyonunun belirlenmesi oldukça önem arz etmektedir. Gerilme ve gerinim sonuçları dikkate alındığında optimum elyaf oryantasyonunun 40° - 60° aralığında olduğu ve bu aralıkta

teğetsel ve aksel yüklerin güvenli bir şekilde karşılandığı anlaşılmaktadır. Tip 2 hidrolik silindir için elyaf oryantasyonunun optimize edilmesi ve tasarım parametrelerinin belirlenmesi sonraki bölümlerde detaylı olarak anlatılacaktır.

Çizelge 7.25. Farklı sarım açlarına sahip hidrolik silindirler için en büyük enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları

Helisel Sarım Açısı	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
10°	288.79	231.27	3.625	2.974
20°	283.24	227.56	3.555	2.922
30°	281.98	219.49	3.539	2.813
40°	283.02	205.76	3.552	2.635
50°	278.91	187.26	3.501	2.396
60°	267.52	168.03	3.358	2.151
70°	253.77	152.21	3.185	1.950
80°	243.12	142.08	3.051	1.823

10°-80° helisel sarım açısı aralığı için katmanlar arası kayma gerilmeleri Çizelge 7.26 ve 7.27' de gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman kayma gerilmelerinin 60° helisel sarım açısına kadar artış gösterdiği 60°-80° aralığında ise azalma meydana geldiği belirlenmiştir. Kompozit malzemelerin 45°-55° elyaf oryantasyonunda en yüksek kayma gerilmesi sergilediği düşünüldüğünde analiz sonuçlarının beklenildiği şekilde elde edildiği görülmüştür (Hahn ve Tsai, 1980). Elyaf oryantasyonunun 45°-55° aralığında olması kompozit yapılarda bazı avantaj ve dezavantajlara neden olmaktadır. Boyuna ve enine gerilme ve gerinim sonuçlarının aksine 50° ve civarı elyaf oryantasyonunun katmanlar arası kayma gerilmelerinde bozulmaya neden olduğu belirlenmiştir. İlgili aralıkta kayma gerilmelerinin en yüksek seviyede olması kompozit katmanlarda delaminasyon gibi hasar mekanizmalarının meydana gelmesine neden olmakta ve yapıların kullanım alanlarında kritik hasarlarla sonuçlanmasına yol açmaktadır. Diğer taraftan avantajları incelendiği zaman 45°-55° elyaf oryantasyonu aralığında kompozitlerin daha yüksek sönüm ve enerji absorpsiyon kapasitesi sergilediği bilinmektedir (Kadioglu ve ark., 2018). Basınç tankı görevi gören kompozit katmanlı bu yapıların kullanım alanları da dikkate alındığında rezonansa maruz kalabileceği ve yüksek sönüm elde edilmesi durumunda yapıların hasar alma riskinin daha az olacağı anlaşılmaktadır. Ayrıca ilgili sarım açısı aralığında bu yapılar daha

yüksek patlama basıncı sergilemekte ve daha yüksek güvenlik faktörü elde edilmektedir (Hocine ve ark., 2009). Bu sebepten dolayı elyaf oryantasyonu optimizasyonunun katmanlar arası kayma gerilmeleri ile enine ve boyuna gerilme ve gerinim değerlerinin birlikte dikkate alınarak yapılması oldukça önemlidir. Diğer taraftan çember sarım tabakalarda helisel katmanlara göre daha düşük kayma gerilmelerinin meydana geldiği belirlenmiş ve bu durum kompozit borularda çember sarım tabaka kullanımının hem teğetsel yüklerin taşınmasında hem de kayma gerilmelerinin azaltılmasında oldukça önemli olduğunu göstermektedir.

Çizelge 7.26. 10°-40° sarım açısı aralığı için katmanlar arası kayma gerilmeleri

Katmanlar	τ_{ILSS} [MPa]			
	10°	20°	30°	40°
1-2	53.99	60.33	64.20	62.94
2-3	50.57	52.87	53.09	57.25
3-4	45.86	46.07	43.26	59.52
4-5	40.26	41.05	41.75	62.28
5-6	34.74	39.61	45.13	65.09
6-7	31.50	43.37	48.51	68.09
7-8	5.62	6.86	9.11	11.27
8-9	5.61	6.21	8.28	10.16

Çizelge 7.27. 50°-80° sarım açısı aralığı için katmanlar arası kayma gerilmeleri

Katmanlar	τ_{ILSS} [MPa]			
	50°	60°	70°	80°
1-2	72.67	74.21	59.69	33.08
2-3	73.14	74.38	59.74	33.07
3-4	74.20	74.73	59.78	33.08
4-5	75.72	75.23	59.88	33.08
5-6	77.54	75.91	60.01	33.09
6-7	79.42	76.64	60.13	33.09
7-8	12.69	12.91	12.07	10.70
8-9	11.28	11.18	9.94	8.04

Farklı elyaf oryantasyonuna sahip numerik modeller için güvenlik faktörleri Çizelge 7.28' de gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman güvenlik faktöründe 40° elyaf oryantasyonuna kadar artış meydana geldiği ve bu açı değerinden sonra artan sarım açısının kompozit boruların güvenlik faktöründe düşüşe neden olduğu belirlenmiştir. 10° elyaf oryantasyonuna sahip modelde güvenlik faktörü 1.5129 olarak elde edilirken ve elyaf oryantasyonunun 40° 'ye çıkarılması sonucu güvenlik faktöründe %31.2 iyileşme meydana gelmiştir.

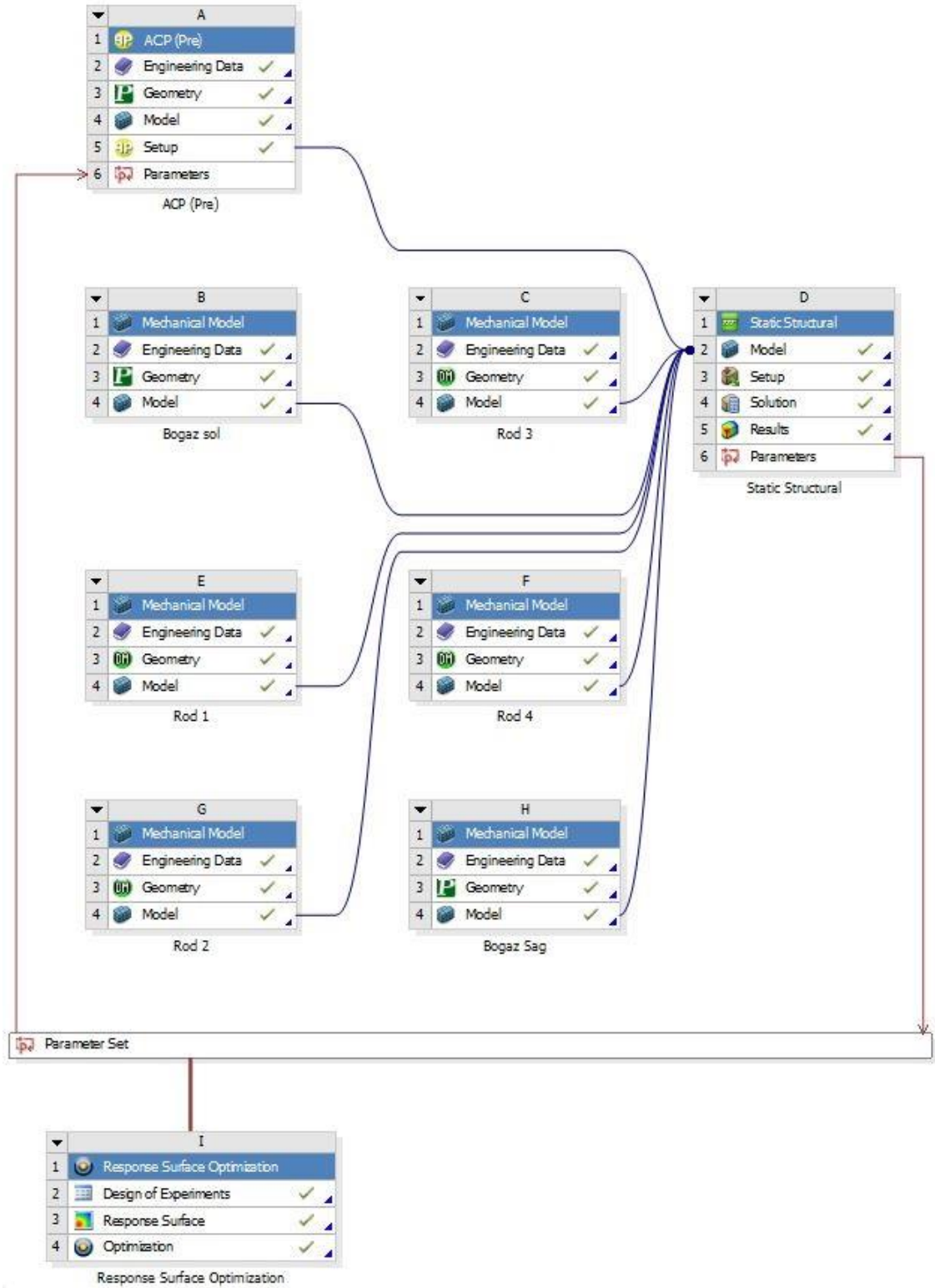
Çizelge 7.28. Farklı sarım açılarına sahip hidrolik silindirler için güvenlik faktörleri

Helisel Sarım Açısı	Güvenlik Faktörü
10°	1.513
20°	1.680
30°	1.975
40°	1.985
50°	1.766
60°	1.641
70°	1.576
80°	1.539

7.2.2. Tip 2 Optimum Tasarım Parametreleri

Tip 2 optimizasyon çalışmalarında tıpkı Tip 1 hidrolik silindirlerde olduğu gibi astar kalınlığı ve elyaf malzemesi optimize edilmiştir. Elyaf malzemesi olarak karbon ve cam elyaf tanımlanırken astar kalınlığı 1-4 mm aralığında optimize edilmiştir. Ayrıca astar kalınlığı ve elyaf malzemesine ek olarak Tip 2 optimizasyon çalışmalarında elyaf oryantasyonu da giriş parametresi olarak tanımlanmıştır. Elyaf oryantasyonu aralığı 5°-80° olarak belirlenmiş ve optimum sarım açısı belirlenmiştir. Çıkış parametreleri olarak ise silindir ağırlığı ve güvenlik faktörü tanımlanmıştır. Güvenlik faktörü 2-2.1 aralığında optimize edilirken ağırlığın minimize edilmesi amaçlanmıştır.

Optimizasyon çalışmalarında boğaz ve bağlantı elemanlarının montajı yapılmış ve böylece kompozit katmanların yanı sıra boğaz ve bağlantı elemanlarının ağırlıkları da dikkate alınarak analizler yürütülmüştür. Tip 2 hidrolik silindir montajı ve tasarım parametrelerini gösteren analiz şeması Şekil 7.17’ de gösterilmiştir. Şekilden görüldüğü üzere boğazlar, bağlantı çubukları ve kompozit boru farklı ACP-Pre ve mekanik model modülleri kullanılarak oluşturulmuş ve yapısal analiz modülüne bağlanarak akışkan basıncı altında mekanik özellikleri belirlenmiştir.



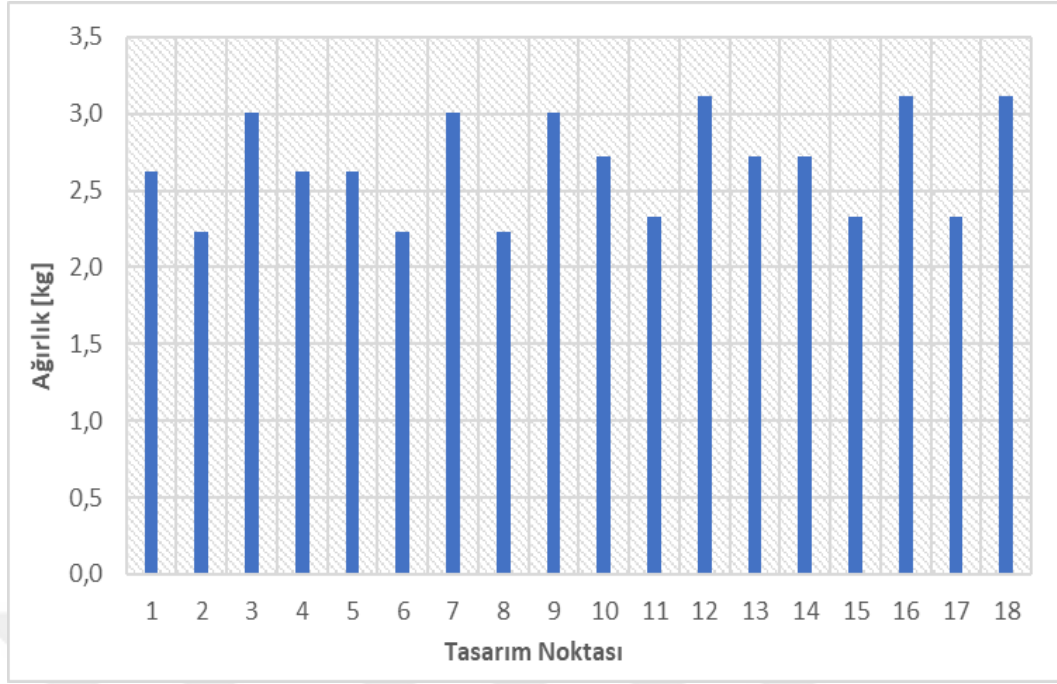
Şekil 7.17. Boğaz ve bağlantı elemanları montajı yapılan Tip 2 hidrolik silindirin analiz şeması

Yüzey yanıt optimizasyonunda parametre etkilerinin belirlenmesi amacıyla 18 farklı tasarım noktası oluşturulmuştur. Tasarım noktalarının sayısı ANSYS yanıt yüzey optimizasyonu tarafından giriş ve çıkış parametrelerine bağlı olarak yazılım tarafından

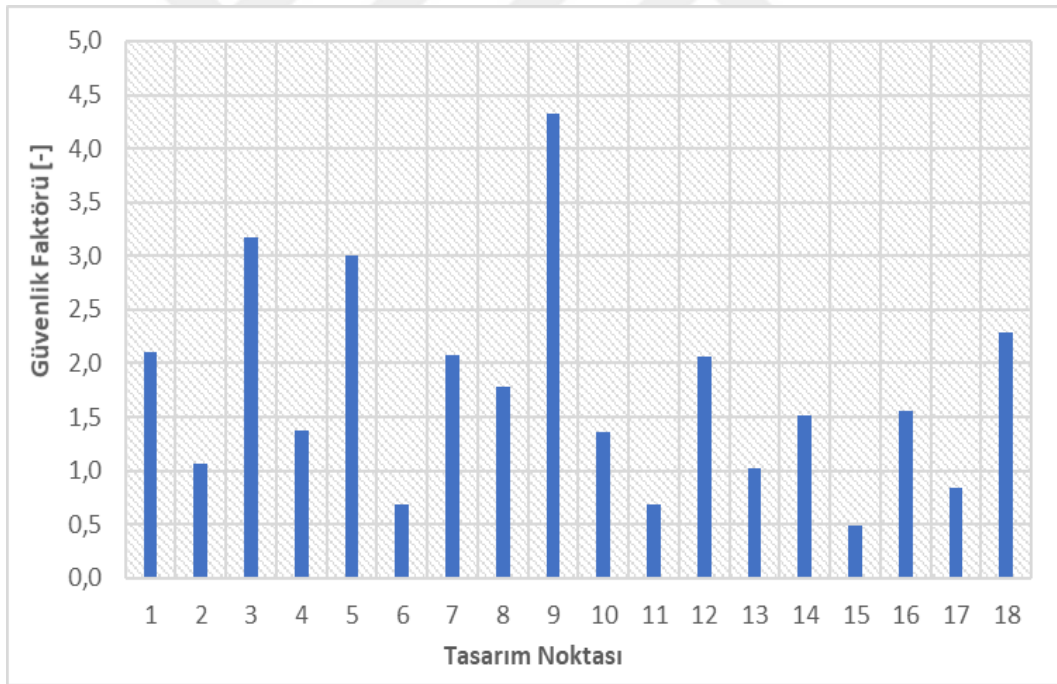
belirlenmektedir. Her bir tasarım noktası için ağırlık ve güvenlik faktörü sonuçları Çizelge 7.29’ da gösterilmiştir. Ayrıca Şekil 7.18 ve 7.19’ da sırasıyla tasarım noktası/ağırlık ve tasarım noktası/güvenlik faktörü grafikleri gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman karbon elyaf kullanımı ile Tip 2 hidrolik silindirin hem güvenlik faktöründe hem de ağırlığında iyileşme sağlandığı belirlenmiştir. Ayrıca artan astar kalınlığının güvenlik faktöründe iyileşmeye neden olduğu fakat silindir ağırlığını artırdığı belirlenmiştir. Diğer taraftan tasarım noktalarında elyaf malzemesi ve astar kalınlığı sabit tutularak 5°, 42.5° ve 80° elyaf oryantasyonları için güvenlik faktörü sonuçları hesaplanmış ve böylece elyaf oryantasyonunun etkileri belirlenmiştir. Örneğin karbon elyaf malzemesi ve 2.5 mm astar kalınlığı için en yüksek güvenlik faktörü 3.0089 olarak 80° sarım açısı için belirlenirken en düşük güvenlik faktörü 1.3766 olarak 5° sarım açısı için belirlenmiştir. Böylece elyaf oryantasyonundaki artışın güvenlik faktöründe iyileşmeye neden olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum enine gerilmelerin hidrolik silindir mukavemetinde daha etkili olduğunu göstermektedir.

Çizelge 7.29. Tip 2 hidrolik silindir optimizasyon tasarım noktaları

Tasarım Noktası	Elyaf Malzemesi	Astar Kalınlığı [mm]	Elyaf Oryantasyonu [°]	Ağırlık [kg]	Güvenlik Faktörü [-]
1	Karbon	2.5	42.5	2.619	2.0979
2	Karbon	1	42.5	2.228	1.0699
3	Karbon	4	42.5	3.011	3.1726
4	Karbon	2.5	5	2.619	1.3766
5	Karbon	2.5	80	2.619	3.0089
6	Karbon	1	5	2.228	0.6875
7	Karbon	4	5	3.011	2.0740
8	Karbon	1	80	2.228	1.7867
9	Karbon	4	80	3.011	4.3288
10	Cam	2.5	42.5	2.721	1.3645
11	Cam	1	42.5	2.330	0.6848
12	Cam	4	42.5	3.113	2.0689
13	Cam	2.5	5	2.721	1.0213
14	Cam	2.5	80	2.721	1.5206
15	Cam	1	5	2.330	0.4935
16	Cam	4	5	3.113	1.5567
17	Cam	1	80	2.330	0.8398
18	Cam	4	80	3.113	2.2887



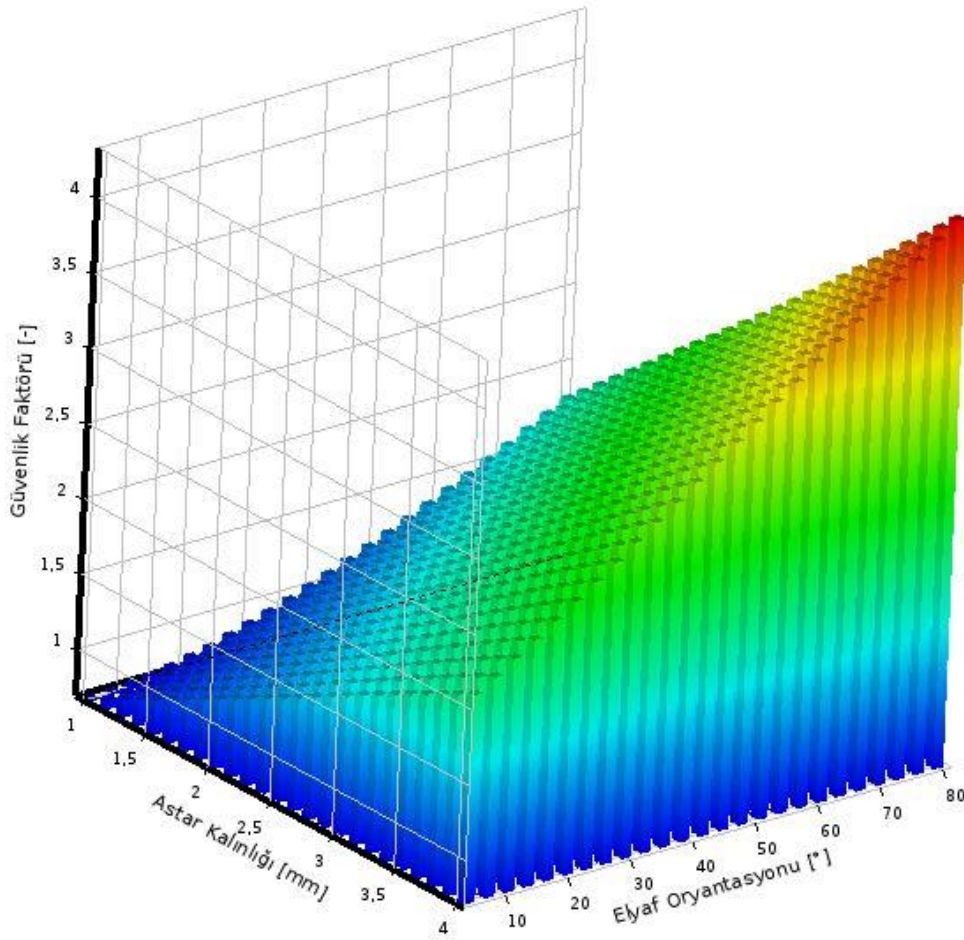
Şekil 7.18. Tasarım noktası-Ağırlık grafiği



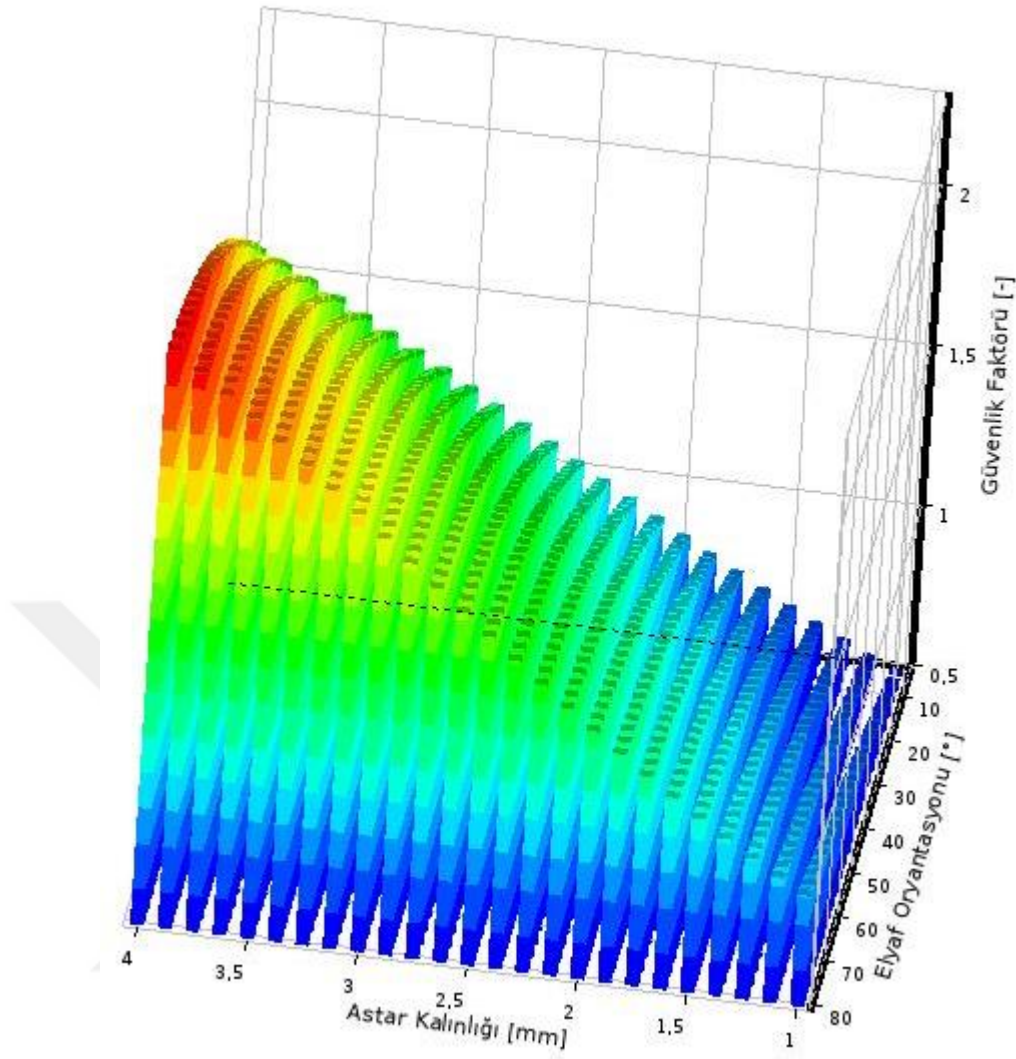
Şekil 7.19. Tasarım noktası-Güvenlik faktörü grafiği

Şekil 7.20 ve 7.21' de sırasıyla karbon ve cam elyaf silindirlerin astar kalınlığı ve elyaf oryantasyonu için güvenlik faktörleri gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiğinde astar kalınlığındaki artışın tıpkı Tip 1 silindirlerde olduğu gibi güvenlik faktörlerinde farklı oranlarda iyileşmeye neden olduğu gözlemlenmiştir. Astar kalınlığının 1 mm'den 4 mm' ye çıkarılması sonucunda karbon elyaf silindirlerin güvenlik faktörü 1.0699' dan

3.1726' ya çıkarken cam elyaf silindirlerin güvenlik faktörü 0.6848' den 2.0689' a çıkmıştır. Böylece sırasıyla karbon ve cam elyaf silindirlerin güvenlik faktörlerinde %196.53 ve %202.12 iyileşme sağlanmıştır. Diğer taraftan sarım açısındaki artışın güvenlik faktöründe iyileşmeye neden olduğu gözlemlenmiştir. Elyaf oryantasyonun 5° 'den 80° 'ye çıkarılması sonucunda sırasıyla karbon ve cam elyaf silindirlerin güvenlik faktörlerinde %159.88 ve %70.17 iyileşme meydana gelmiştir. Bu durum artan elyaf oryantasyonu ile sistemin teğetsel yüklere karşı daha fazla mukavemet kazanmasına bağlanmıştır. Şekil 7.20 ve 7.21' den astar kalınlığının elyaf oryantasyonuna göre güvenlik faktörü sonuçları üzerinde daha fazla etkili olduğu ve artan astar kalınlığı ile güvenlik faktöründe doğrusal bir artış meydana geldiği görülmektedir. Diğer taraftan elyaf oryantasyonu değişiminin güvenlik faktörü sonuçları üzerinde etkileri incelendiğinde dış bükey yanıt yüzey cevabının sergilendiği ve yaklaşık 50° - 70° elyaf oryantasyonu aralığının güvenlik faktörü için maksimum aralık olduğu görülmektedir.



Şekil 7.20. Astar kalınlığı/Elyaf Oryantasyonu - Güvenlik faktörü grafiği (Karbon elyaf)



Şekil 7.21. Astar kalınlığı/Elyaf Oryantasyonu - Güvenlik faktörü grafiği (Cam elyaf)

Yüzey yanıt optimizasyonunun tamamlanması ile aday noktalar belirlenmiştir. Çizelge 7.30' da optimizasyon çalışmaları sonucu elde edilen optimum üç aday nokta gösterilmiştir. Minimum ağırlık ve güvenlik faktörünün yanı sıra elyaf oryantasyonuna bağlı olarak enine/boyuna gerilme ve katmanlar arası kayma gerilmelerinin değişimi dikkate alındığı zaman 3 numaralı aday nokta optimum tasarım parametreleri olarak belirlenmiştir. Böylece elyaf malzemesi karbon, astar kalınlığı 1.7205 mm ve elyaf oryantasyonu 63.98° olarak belirlenmiştir.

Çizelge 7.30. Tip 2 hidrolik silindir optimizasyon aday noktaları

Aday Nokta	Elyaf Malzemesi	Astar Kalınlığı [mm]	Elyaf Oryantasyonu [°]	Ağırlık [kg]	Güvenlik Faktörü [-]
1	Karbon	1.3288	78.40	2.313	2.0165
2	Karbon	1.5099	71.33	2.361	2.0036
3	Karbon	1.7204	63.98	2.416	2.0047

Optimum parametrelerin belirlenmesinden sonra bu parametreler tanımlanarak numerik analizler yürütülmüş ve elde edilen ağırlık ile güvenlik faktörleri optimizasyon sonuçları ile karşılaştırılmıştır. Şekil 6.1’ de verilen akış şemasında bahsedildiği üzere optimum tasarım parametreleri belirlendikten sonra ilgili parametreler raporlanmış ve bu parametreler kullanılarak numerik analizler yürütülmüştür. Böylece optimizasyon sonuçlarının doğrulanmasının yanı sıra optimum tasarım parametrelerine sahip hidrolik silindirlerin mekanik özellikleri incelenmiştir. Çizelge 7.31’ de numerik analizler ve optimizasyon çalışmalarından elde edilen sonuçlar gösterilmiştir. Sonuçlardan görüldüğü üzere optimizasyon sonuçları numerik analizlerle çok yakın sonuçlar vermektedir.

Çizelge 7.31. Numerik analiz ve optimizasyon sonuçlarının karşılaştırılması

	Numerik Analiz	Yüzey Yanıt Optimizasyonu	Farklılık
Ağırlık [kg]	2.4155	2.4160	% 0.021
Güvenlik Faktörü [-]	1.9138	2.0047	% 4.75

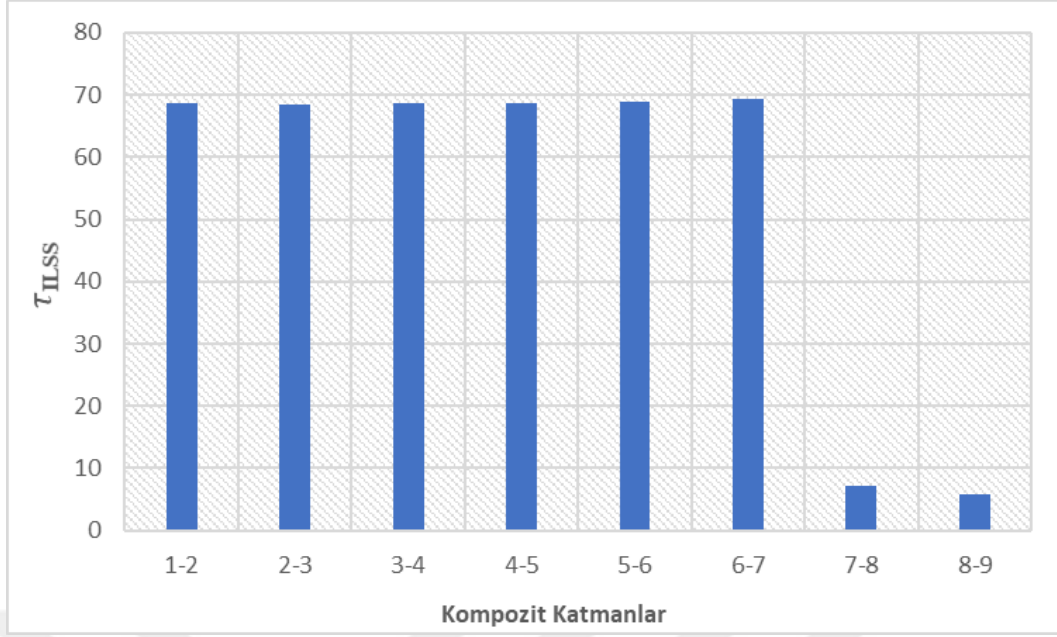
Optimum tasarım parametrelerine sahip Tip 2 hidrolik silindirin numerik analizleri yürütülmüş ve bu kapsamda güvenlik faktörü, enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları ve katmanlar arası kayma gerilmeleri belirlenmiştir. Tasarım parametreleri olarak astar kalınlığı 1.7204 olarak tanımlanmış ve kompozit tabakaların oluşturulması ile birlikte toplam silindir kalınlığı 3.9704 olarak belirlenmiştir. Belirlenen parametreler için numerik analizler yürütüldüğünde güvenlik faktörü 1.9138 olarak elde edilmiş ve belirtilen güvenlik faktörüne sahip Tip 2 hidrolik silindir için mekanik özellikler incelenmiştir. Çizelge 7.32’ de Tip 2 hidrolik silindirde meydana gelen en büyük enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları gösterilmiştir.

Sonuçlardan orta katmanlarda en yüksek boyuna gerilme ve gerinim değerleri meydana geldiği görülmektedir. Ayrıca elyaf oryantasyonuna bağlı olarak çember sarım tabakalarda enine gerilmelerin yüksek olduğu boyuna gerilmelerin düşük olduğu görülmektedir. Bu durum çember sarım tabakalar tarafından karşılanan teğetsel yüklerin etkisi olarak yorumlanmıştır.

Çizelge 7.32. Optimum tasarım parametrelerine sahip Tip 2 hidrolik silindir için en büyük enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları

Katman Sırası	$\sigma_{L,max}$ [MPa]	$\sigma_{T,max}$ [MPa]	$\epsilon_{L,max}$ [mε]	$\epsilon_{T,max}$ [mε]
1	38.88	170.07	0.615	2.208
2	39.94	170.05	0.708	2.207
3	41.10	170.17	0.820	2.207
4	42.42	170.38	0.932	2.207
5	43.74	170.73	1.044	2.206
6	45.07	171.23	1.156	2.206
7	13.71	272.65	1.268	2.206
8	14.63	272.64	1.380	2.205
9	15.56	272.64	1.492	2.205

Tip 2 hidrolik silindir için katmanlar arası kayma gerilme sonuçları Şekil 7.22' de gösterilmiştir. Sonuçlar doğrultusunda üst tabakalara doğru katmanlar arası kayma gerilmelerinde artış meydana geldiği fakat bu artışın ihmal edilebilecek seviyede olduğu gözlemlenmiştir. Ayrıca çember sarım kullanılan katmanlarda beklenildiği şekilde diğer tabakalara göre kayma gerilmelerinde önemli derecede azalma olduğu gözlemlenmiştir. Bu durum maksimum kayma gerilmelerinin 45° ve civarı elyaf oryantasyonlarında meydana gelmesine bağlanmıştır.



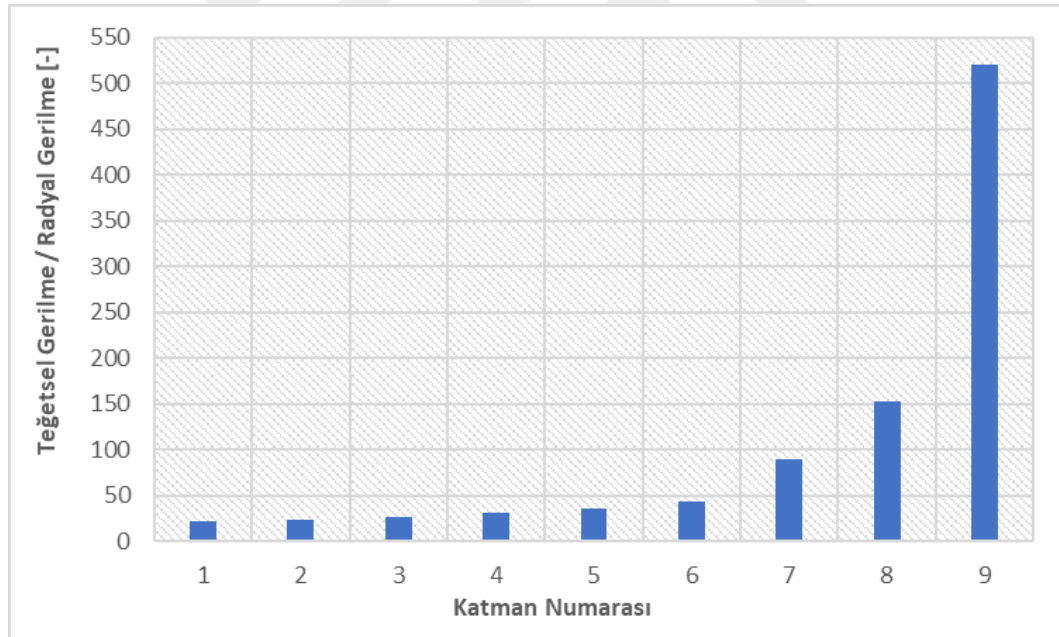
Şekil 7.22. Optimum tasarım parametrelerine sahip Tip 2 hidrolik silindir için katmanlar arası kayma gerilmesi sonuçları

Tip 2 hidrolik silindirlerde tıpkı Tip 1 tasarımında olduğu gibi silindirik koordinat eksen tanımlanmış ve aksel, radyal ve teğetsel gerilmeler elde edilmiştir. Her bir kompozit katmanda meydana gelen aksel, radyal ve teğetsel gerilmeler Çizelge 7.33' te gösterilmiştir. Ayrıca teğetsel gerilmelerin radyal gerilmelere oranı Şekil 7.23' te gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman radyal gerilmelerin dış katmanlara doğru sürekli olarak azaldığı görülmektedir. En iç katmanda 8.22 MPa radyal gerilme meydana gelirken en dış katmanda bu değer 0.49 MPa olduğu görülmektedir. En iç katmanda 15 MPa radyal gerilme meydana gelmesi beklenirken alüminyum astar kullanımı sonucu en iç kompozit katmana etki eden radyal gerilmenin yaklaşık %45 oranında azaldığı görülmektedir. Bu durum alüminyum astarın radyal gerilmelerin önemli bir kısmını karşıladığını ve kompozit katmanlara etki eden gerilmeleri büyük miktarda azalttığını göstermektedir. Diğer taraftan teğetsel gerilmeler incelendiği zaman 7, 8 ve 9. katmanlarda diğer tabakalara göre yüksek gerilmelerin meydana geldiği görülmektedir. Bu durum tıpkı Tip 1 hidrolik silindirde olduğu gibi ilgili katmanlarda çember sarım kullanılmasına ve buna bağlı olarak elyaf oryantasyonunun 90° 'ye yaklaşmasına bağlanmıştır. Aynı şekilde aksel gerilmeler incelendiğinde ilk 6 katmanda meydana gelen aksel gerilmelerin 7, 8 ve 9. katmanlara göre oldukça yüksek olduğu görülmekte ve bu durum elyaf oryantasyonu değişimine bağlanmaktadır. Şekil 7.23' ten teğetsel gerilmelerin radyal gerilmelere oranı

incelendiğinde dış katmanlara doğru sürekli olarak artış sergilediği görülmektedir. Radyal gerilmelerin üst katmanlara doğru sifira yaklaştığı da düşünüldüğünde teğetsel gerilmelerin radyal gerilmelere oranında sürekli bir artış gelmesi beklenmektedir.

Çizelge 7.33. Tip 2 hidrolik silindirin kubbe bölgesi için eksenel, radyal ve teğetsel gerilme sonuçları

Katman Numarası	Eksenel Gerilme [MPa]	Radyal Gerilme [MPa]	Teğetsel Gerilme [MPa]
1	35.93	8.22	177.00
2	35.93	7.34	175.72
3	35.95	6.47	174.49
4	35.97	5.62	173.31
5	35.99	4.78	172.18
6	36.02	3.95	171.09
7	2.96	2.89	257.95
8	3.44	1.68	256.57
9	3.92	0.49	255.27



Şekil 7.23. Tip 2 hidrolik silindir için teğetsel/ radyal gerilme sonuçları

7.2.3. Tip 2 Hidrolik Silindirlerde Kompozit Malzeme Kullanımının Avantajları

Tip 2 hidrolik silindirlerin geleneksel çelik malzeme yerine kompozit malzeme kullanılarak tasarlanması sonucu elde edilen ağırlık azalması bu bölümde incelenmiştir. Bu kapsamda boğaz ve bağlantı elemanlarında alüminyum alaşım, silindir boruda ise

çelik kullanılan Tip 2 hidrolik silindirin numerik analizleri yürütülmüştür. Güvenlik faktörleri hem kompozit hem de çelik silindir için 1.9138 olarak belirlenmiştir. Böylece aynı mukavemete sahip silindirlerin ağırlıkları karşılaştırılmıştır. Güvenlik faktörü 1.9138 olacak şekilde optimizasyon çalışmaları yürütülmüş ve çelik silindirin kalınlığı belirlenmiştir. Çizelge 7.34’ te kompozit ve çelik malzeme kullanılarak tasarlanan Tip 2 hidrolik silindirlerin kalınlık, güvenlik faktörü ve ağırlıkları gösterilmiştir. Aynı mukavemete sahip çelik silindir yerine kompozit katmanlı silindir kullanılması durumunda sistem ağırlığının 3.9225 kg’ dan 2.4155 kg’ a düştüğü ve böylece ağırlıkta yaklaşık %38.42 iyileşme sağlandığı sonucuna varılmıştır.

Çizelge 7.34. Çelik ve kompozit malzeme kullanılarak tasarlanan Tip 2 hidrolik silindirlerin karşılaştırılması

Tip 2 Hidrolik Silindir Malzemesi	Kalınlık [mm]	Güvenlik Faktörü [-]	Ağırlık [kg]
Yapısal Çelik	3.0793	1.9138	3.923
Karbon Elyaf	3.9704	1.9138	2.416

7.3. Tip 1 ve Tip 2 Konsept Tasarım Sonuçlarının Karşılaştırılması

Yüzey yanıt optimizasyonu yardımıyla optimum tasarım parametreleri belirlenmiş ve bu parametreler kullanılarak Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin numerik analizleri yapılmıştır. Bu kapsamda her iki tasarım türü için enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları, katmanlar arası kayma gerilmeleri ve güvenlik faktörleri elde edilmiştir. Ayrıca yapısal çelik yerine kompozit malzeme kullanımının ağırlık azalmasına etkileri incelenmiş ve en uygun tasarım türü belirlenmiştir. Çizelge 7.35’ te Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin katmanlar arası kayma gerilmeleri gösterilmiştir. Sonuçlar incelendiği zaman beklenildiği şekilde helisel sarım tabakalarda çember sarım tabakalara göre daha yüksek kayma gerilmelerinin meydana geldiği görülmektedir. Ayrıca Tip 2 modelinde Tip 1 modeline göre daha yüksek kayma gerilmelerinin oluştuğu belirlenmiş ve bu durum Tip 2 modelinde elyaf oryantasyonunun $\pm 45-55^\circ$ elyaf oryantasyonuna daha yakın olmasına bağlanmıştır. Tip 1 için en büyük kayma gerilmesi 63.028 MPa olarak 1-2 katmanları arasında oluşurken Tip 2 için bu değer 69.329 MPa olarak 6-7 katmanları arasında meydana gelmiştir. Böylece tasarım

türünden kaynaklı olarak katmanlar arası kayma gerilmesinde % 9.09 iyileşme meydana gelmiştir.

Çizelge 7.35. Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin katmanlar arası kayma gerilmesi sonuçlarının karşılaştırılması

Katmanlar	τ_{ILSS} [MPa]	
	Tip 1	Tip 2
1-2	63.03	68.60
2-3	52.13	68.55
3-4	51.71	68.61
4-5	55.23	68.76
5-6	58.99	68.98
6-7	62.79	69.33
7-8	7.98	7.17
8-9	6.49	5.70

Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin en büyük enine ve boyuna gerilme ve gerinim sonuçları Çizelge 7.36 ve 7.37' de gösterilmiştir. Boyuna gerilme ve gerinim değerleri incelendiği zaman Tip 1 modelinde bu gerilmelerin daha fazla olduğu görülmektedir. Bu durum Tip 2 modelinde elyaf oryantasyonunun daha yüksek olmasına bağlanmıştır. Artan elyaf oryantasyonu ile silindir teğetsel yüklere karşı daha mukavemetli olurken aksenal yüklere karşı mukavemeti azalmıştır. Bu kapsamda enine gerilme ve gerinim sonuçlarında tam tersi durum gözlemlenmiştir. Daha düşük elyaf oryantasyonuna sahip Tip 2 modelinde helisel sarım tabakalar için enine gerilme ve gerinim değerlerinin daha yüksek olduğu görülürken çember sarım tabakalar için daha düşük olduğu gözlemlenmiştir.

Çizelge 7.36. Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin en büyük enine ve boyuna gerilme sonuçlarının karşılaştırılması

Katman Sırası	$\sigma_{L,max}$	$\sigma_{L,max}$	$\sigma_{T,max}$	$\sigma_{T,max}$
	[MPa]	[MPa]	[MPa]	[MPa]
	(Tip 1)	(Tip 2)	(Tip 1)	(Tip 2)
1	63.22	38.88	63.64	170.07
2	68.46	39.94	64.19	170.05
3	74.94	41.10	65.59	170.17
4	81.42	42.42	67.61	170.38
5	87.89	43.74	70.02	170.73
6	94.37	45.07	72.55	171.23
7	13.12	13.71	358.31	272.65
8	14.08	14.63	358.35	272.64
9	15.05	15.56	358.38	272.64

Çizelge 7.37. Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin en büyük enine ve boyuna gerinim sonuçlarının karşılaştırılması

Katman Sırası	$\epsilon_{L,max}$	$\epsilon_{L,max}$	$\epsilon_{T,max}$	$\epsilon_{T,max}$
	[mε]	[mε]	[mε]	[mε]
	(Tip 1)	(Tip 2)	(Tip 1)	(Tip 2)
1	0.483	0.615	2.897	2.208
2	0.523	0.708	2.897	2.207
3	0.612	0.820	2.897	2.207
4	0.720	0.932	2.897	2.207
5	0.828	1.044	2.897	2.206
6	0.946	1.156	2.897	2.206
7	1.070	1.268	2.897	2.206
8	1.194	1.380	2.897	2.205
9	1.317	1.492	2.897	2.205

Çizelge 7.38' de kompozit ve yapısal çelik kullanılarak tasarlanan Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerinin kalınlık, güvenlik faktörü ve ağırlıkları gösterilmiştir. Tip 1 hidrolik silindirde kompozit malzeme kullanımı ile ağırlık 3.416 kg' dan 1.579 kg' a düşürülmüştür. Böylece kompozit malzeme kullanımı ile % 53.78 hafifleme elde edilmiştir. Diğer taraftan Tip 2 hidrolik silindirde kompozit malzeme kullanımı ile ağırlık 3.923 kg' dan 2.416 kg' a düşürülmüş ve yaklaşık olarak % 38.42 hafifleme elde edilmiştir. Tasarım türleri karşılaştırıldığı zaman ise Tip 1 ve Tip 2 kompozit hidrolik silindirlerin ağırlıklarının sırasıyla 1.579 ve 2.416 kg olduğu görülmektedir. Buradan yola çıkarak Tip 1 hidrolik silindir in yaklaşık olarak % 34.6 daha hafif olduğu görülmektedir.

Çizelge 7.38. Tip 1, Tip 2 ve çelik hidrolik silindirlerin kalınlık, güvenlik faktörü ve ağırlıklarının karşılaştırılması

Hidrolik Silindir	Kalınlık [mm]		Güvenlik Faktörü [-]	Ağırlık [kg]
	<i>Kubbe</i>	<i>Silindir</i>		
Tip 1 (Kompozit)	3.2786	4.0286	2.0049	1.579
Tip 2 (Kompozit)	-	3.9704	1.9138	2.416
Tip 1 (Yapısal Çelik)	3.0415	3.0415	2.0048	3.416
Tip 2 (Yapısal Çelik)	-	3.0793	1.9138	3.923

8. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

8.1 Sonuçlar

Mevcut çalışmada havacılıktan otomotiv endüstrisine kadar birçok farklı alanda sıklıkla kullanılan çift etkili hidrolik silindirlerin geleneksel çelik malzemeler yerine kompozit malzeme kullanılarak ağırlığının azaltılması ve mukavemetinin iyileştirilmesi amaçlanmıştır. Bu kapsamda Tip 1 ve Tip 2 olmak üzere iki farklı tasarım türünün ANSYS paket programı yardımıyla sonlu elemanlar analizleri yürütülmüş ve kompozit kısımların mekanik özellikleri incelenmiştir. ANSYS ACP-Pre modülü kullanılarak alüminyum astar üzerine kompozit katmanlar tanımlanmış ve yapısal analiz modülü yardımıyla akışkan basıncı altında gerilme, gerinim, güvenlik faktörü ve ağırlıkları elde edilmiştir. Ayrıca yüzey yanıt metodolojisi kullanılarak tasarım parametreleri her iki silindir türü için de optimize edilmiş ve optimum tasarım parametrelerine sahip hidrolik silindirlerin çelik silindirlerle ağırlık ve mekanik özellikleri karşılaştırılmıştır. Ek olarak numerik analizler sonucunda tasarım türleri karşılaştırılmış ve kullanım alanları dikkate alınarak Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin avantaj ve dezavantajları değerlendirilmiştir. Yapılan çalışmalar doğrultusunda aşağıdaki sonuçlara ulaşılmıştır.

- Kubbe profiline sahip kompozit katmanlı yapılarda jeodezik ve jeodezik olmayan yörüngeler kullanılarak filaman sarım yapılabilmektedir. Literatür araştırmaları sonucunda jeodezik yörünge kullanımında kompozit elyafların en kısa ve kararlı yolu izlediği ve bu sebepten dolayı elyafları belirlenen yörüngede tutmak için sürtünme kuvvetine ihtiyaç duyulmadığı belirlenmiştir. Jeodezik yörüngede sarım yapıldığında silindir iç çapı ve kutup ağzı yarıçapına bağlı olarak sabit elyaf oryantasyonu kullanılabilceği ve bu durumun tasarım parametrelerini oldukça sınırladığı sonucuna varılmıştır. Ayrıca jeodezik yörüngede sarım yapılabilmesi için her iki kutup ağzı yarıçapının aynı olması gerektiği belirlenmiştir. Diğer taraftan jeodezik olmayan sarımda kompozit elyaflar, astar ile elyaf arası sürtünme kuvvetine bağlı olarak kararlı yörüngeden ayrılabilmekte ve bu durum sarım açısı aralığını artırmaktadır. Ayrıca jeodezik olmayan yörüngede kutup ağzı yarıçapları farklı olsa bile filaman sarım yapılabilmektedir.

- Kutup ağzı yarıçapının Tip 1 hidrolik silindirlerin mekanik özellikleri üzerinde oldukça etkili olduğu belirlenmiştir. Kubbe ve silindirik bölgelerin sarım açısının kutup ağzı yarıçapına bağlı olarak değiştiği ve buna bağlı olarak kompozit katmanlı hidrolik silindirlerin yapısal performansında önemli derecede farklılıklar meydana geldiği gözlemlenmiştir. Mevcut çalışmada 10, 15, 20, 25 ve 30 mm kutup ağzı yarıçaplarına sahip modeller tanımlanmış ve artan kutup ağzı yarıçapı ile sistem güvenlik faktöründe yaklaşık olarak % 62.6 iyileşme elde edilmiştir. Ayrıca kutup ağzı yarıçapının boğaz ve kompozit katman profilini değiştirdiği ve buna bağlı olarak kutup ağzı yarıçapının 10 mm' den 30 mm' ye çıkarılması sonucu silindir ağırlığında % 1.43 azalma meydana geldiği belirlenmiştir.
- Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerde astar kalınlığındaki artış beklenildiği şekilde mekanik özelliklerin iyileşmesine fakat ağırlığın artmasına neden olmuştur. Artan astar kalınlığı ile birlikte kompozit katmanlara etki eden kuvvetlerde azalma meydana gelmiş ve buna bağlı olarak katman gerilmelerinde ve güvenlik faktöründe iyileşme elde edilmiştir. Diğer taraftan mevcut çalışmada elyaf malzemesinin mekanik özellikler üzerindeki etkileri incelenmiştir. Kompozit malzemesi olarak karbon ve cam elyaf tanımlanmış ve farklı elastik ve ortotropik malzeme özelliklerine bağlı olarak Tip 1 hidrolik silindirlerin güvenlik faktöründe karbon elyaf kullanımı ile cam elyafa göre % 28.34 iyileşme gözlemlenmiştir.
- Kompozit katmanlı yapılarda elyaf oryantasyonu ve elyaf malzemesine bağlı olarak tabakaların dizilim sırası mekanik özellikler üzerinde oldukça etkilidir. Bu kapsamda bu çalışmada Tip 1 hidrolik silindir tasarımı için 4 farklı istif sırası tanımlanmış ve böylece çember sarım tabaka kullanımı ve istif sırasının gerilme, gerinim ve güvenlik faktörleri üzerindeki etkileri incelenmiştir. Elde edilen sonuçlar doğrultusunda helisel ve çember sarım tabakaların istif sırasının mekanik özellikler üzerinde çok fazla etkili olmadığı fakat çember sarım tabaka kullanımı ile silindirlerin güvenlik faktöründe önemli oranda iyileşme sağlandığı belirlenmiştir. Bu durum helisel sarım tabakaların teğetsel yüklerle karşı yetersiz kaldığını ve iç basınç sonucu meydana gelen teğetsel yüklerin

çember sarım tabaka kullanımı ile daha güvenli bir şekilde taşındığını göstermektedir.

- Tip 1 hidrolik silindirlerin optimizasyon çalışmalarında astar kalınlığı ve elyaf malzemesi giriş parametreleri, ağırlık ve güvenlik faktörü ise çıkış parametreleri olarak tanımlanmıştır. Çalışmalar sonucunda optimum astar kalınlığı 1.7786 mm, elyaf malzemesi karbon, silindir ağırlığı 1.5789 kg ve güvenlik faktörü 2.0049 olarak elde edilmiştir. Ayrıca aynı güvenlik faktörüne sahip çelik silindir tasarlanmış ve et kalınlığı 3.0415, silindir ağırlığı 3.416 kg olarak belirlenmiştir. Böylece Tip 1 hidrolik silindirlerde geleneksel çelik yerine kompozit malzeme kullanılması durumunda ağırlığın 3.416 kg' dan 1.5789 kg' a düştüğü ve silindir ağırlığında yaklaşık olarak % 53.78 iyileşme sağlandığı belirlenmiştir. Tasarım boyutları, yüksek çalışma basıncı ve uygulama alanlarına bağlı olarak bu yapıların muazzam boyutlara ulaşabildiği de göz önüne alındığında önemli derecede ağırlık azalması elde edilebileceği sonucuna varılmıştır. Bu durumun başta sistem verimliliği ve yakıt performansı olmak üzere birçok farklı alanda olumlu etkilerinin olacağı düşünülmektedir.
- Tip 1 hidrolik silindirler incelendiği zaman tasarım kaynaklı bazı avantaj ve dezavantajlarının bulunduğu görülmektedir. İlk olarak bu tasarım türünde piston, mil ve sızdırmazlık elemanları gibi hidrolik silindir bileşenlerinin tamamı astar içerisinde çalışmakta ve astarın yüzeyi ise tamamen kompozit malzeme ile kaplanmaktadır. Bu sebepten dolayı bu tasarım türünün üretilmesi durumunda hidrolik silindir bileşenlerinin filaman sarımdan önce montajının yapılması gerekmektedir. Ayrıca Tip 1 hidrolik silindir yüzeyi tamamen kompozit malzeme ile kaplandığından dolayı olası piston veya sızdırmazlık elemanı hasarında kompozit tabakaların tamamen sökülmesi ve bakımdan sonra yeniden filaman sarım yapılması gerekmektedir. Bu durum ise üretim ve bakım maliyetlerini artırmaktadır. Diğer taraftan bu tasarım türünün avantajlarına bakıldığı zaman ilk olarak boğazlara etki eden gerilmelerin kompozit katmanlar tarafından karşılandığı ve bu sebepten dolayı harici yapıştırma ve bağlantı elemanlarına ihtiyaç duyulmadığı görülmektedir. Bu durum sıklıkla görülen yapıştırma bağlantı hasarlarının

engellenmesini ve bağlantı elemanları kullanılmamasından dolayı harici ağırlıkların azaltılmasını sağlamaktadır. Ayrıca kutup açısı yarıçapına bağlı olarak kubbe profili ve ağırlığının optimize edilebilmesine imkân sağlamaktadır.

- Tip 2 hidrolik silindirlerde kubbe profili kullanılmadığından dolayı diğer tasarımın aksine geniş bir aralıkta helisel sarım yapılabilmektedir. Bu sebepten dolayı bu tasarım türünde astar kalınlığı ve elyaf malzemesinin yanı sıra elyaf oryantasyonunun mekanik özellikler üzerinde etkileri incelenmiştir. Bu kapsamda 10° , 20° , 30° , 40° , 50° , 60° , 70° ve 80° olmak üzere 8 farklı elyaf oryantasyonuna sahip numerik modellerin analizleri yapılmıştır. Güvenlik faktörünün 40° 'ye kadar artış gösterdiği fakat 50° ve üzeri elyaf oryantasyonlarının güvenlik faktöründe bozulmaya neden olduğu belirlenmiştir. Bu durum teğetsel yüklerin etkisi olarak yorumlanmış ve belirtilen sarım açısının aksel ve teğetsel yükleri birlikte karşılamak için en optimum elyaf oryantasyonu olduğu belirlenmiştir. Diğer taraftan katmanlar arası kayma gerilmelerinin 60° elyaf oryantasyonuna kadar artış gösterdiği ve daha yüksek sarım açıları için katmanlar arası kayma gerilmelerinde azalma meydana geldiği gözlemlenmiştir. Bütün bu sonuçlar doğrultusunda güvenlik faktörü ve katmanlar arası kayma gerilmelerinin birlikte dikkate alınarak sarım açısının belirlenmesi gerektiği sonucuna varılmıştır.
- Tip 2 hidrolik silindirlerin optimizasyon çalışmalarında astar kalınlığı, elyaf malzemesi ve elyaf oryantasyonu giriş parametreleri, güvenlik faktörü ve ağırlık ise çıkış parametreleri olarak tanımlanmıştır. Çalışmalar sonucunda optimum tasarım parametreleri olarak astar kalınlığı 1.7204, elyaf malzemesi karbon ve elyaf oryantasyonu 63.98° olarak belirlenirken bu parametreler için güvenlik faktörü 2.0047 ve ağırlık 2.416 kg olarak elde edilmiştir. Ayrıca aynı mukavemete sahip çelik silindir tasarlanarak numerik analizleri yürütülmüş ve et kalınlığı 3.0793 mm, silindir ağırlığı ise 3.923 kg olarak elde edilmiştir. Böylece geleneksel çelik yerine kompozit malzeme kullanımı ile silindir ağırlığı 3.923 kg' dan 2.416 kg' a düşürülmüş ve yaklaşık olarak % 38.42 ağırlık azalması sağlanmıştır.

- Tip 2 hidrolik silindirler incelendiği zaman tıpkı Tip 1 hidrolik silindirlerde olduğu gibi tasarım türünden kaynaklı bazı avantaj ve dezavantajların bulunduğu görülmektedir. İlk olarak üretim maliyeti ve bakım imkanları düşünüldüğünde Tip 2 hidrolik silindirlerin daha avantajlı oldukları düşünülmektedir. Tip 2 hidrolik silindirlerde boğaz, piston, mil ve kompozit boru gibi sistem bileşenleri birbirinden bağımsız olarak üretilmekte ve daha sonradan montaj işlemi yapılabilmektedir. Bu sebepten dolayı bu tasarım türünde hem filaman sarım öncesi hem de filaman sarım sonrası kolaylıkla montaj yapılabilmekte ve bu durum Tip 1 hidrolik silindirlere kıyasla daha düşük üretim ve bakım maliyetleri sunmaktadır. Diğer taraftan bu tasarım türünde boğazlara aksel yönlü kuvvetler etki etmekte ve bu kuvvetlerin karşılanması için harici bağlantı elemanlarına ihtiyaç duyulmaktadır. Bu durum ise silindirlerin daha ağır ve karmaşık olmasına neden olmaktadır. Ayrıca kompozit boru ile boğazlar arası bağlantının yapılabilmesi için yapıştırma bağlantısı gerekmekte ve bu durum akışkan basıncı altında meydana gelebilecek hasar risklerini artırmaktadır.
- Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindir tasarımları birlikte değerlendirildiğinde Tip 1 tasarımında geleneksel çelik silindirlere göre ağırlık azalmasının daha fazla olduğu fakat üretim ve bakım maliyetleri açısından Tip 2 hidrolik silindirlerin daha avantajlı olduğu görülmektedir. Yapılan çalışmalar sonucunda uygulama alanları ve gereksinimlerine bağlı olarak her iki tasarım türünün de kullanılabilmesi belirlenmiştir. Ayrıca bu çalışmadan elde edilen bilgi birikimi sayesinde daha yüksek çalışma basıncı ve geometrik boyutlara sahip kompozit katmanlı hidrolik silindirlerin tasarlanabileceği anlaşılmıştır.

8.2 Öneriler

Mevcut çalışmada kubbe profiline sahip Tip 1 hidrolik silindirlerde jeodezik yörünge kullanılmış ve hidrolik silindirlerin analizleri bu şekilde yürütülmüştür. Jeodezik yörüngede silindir geometrisine bağlı olarak tek bir sarım açısı kullanıldığından dolayı Tip 1 hidrolik silindirler için sarım açısı optimizasyonu yapılamamıştır. Bu sebepten dolayı gelecek çalışmalarda daha geniş açı aralığında

filaman sarım yapılabilmesine imkân sağlayan jeodezik olmayan yörünge kullanılarak Tip 1 hidrolik silindir tasarımının geliştirilebileceği ve filaman sarım oryantasyon optimizasyonu yapılabileceği düşünülmektedir.

Bu çalışmada kompozit elyaf malzemesi olarak sadece karbon ve cam elyaf kullanılmış ve kompozit silindirlerin mekanik özellikleri belirlenmiştir. Bu sebepten dolayı karbon ve cam elyaf harici kompozit malzemelerin mekanik özelliklere etkisinin incelenmesi kompozit katmanlı hidrolik silindirlerin tasarımı açısından faydalı olacağı düşünülmektedir. Ayrıca kompozit katmanlarda farklı elyaf türleri kullanılarak hibrit bir hidrolik silindir tasarımı yapılması gelecek çalışmalar kapsamında faydalı olacaktır.

Hidrolik silindirlerin çalışma ortamları dikkate alındığında farklı sıcaklık ve çevre şartları altında kullanıldıkları görülmektedir. Bu sebepten dolayı kompozit katmanlı hidrolik silindirlerin çalışma ortamları da dikkate alınarak farklı çevresel şartlar altında mekanik özelliklerinin incelenmesinin tasarım güvenilirliği açısından faydalı olacağı düşünülmektedir.

Mevcut çalışmada Tip 1 ve Tip 2 hidrolik silindirlerin sadece silindirik yüzeyleri kompozit malzeme ile kaplanmış ve ilgili kısımların mekanik özellikleri incelenmiştir. Gelecek çalışmalar kapsamında piston, piston kolu ve boğaz gibi hidrolik silindir elemanlarının da kompozit malzeme kullanılarak tasarlanması ve ağırlığının büyük oranda azaltılması düşünülmektedir.

KAYNAKLAR

- Afrathim, A., Karuppanan, S. ve Patil, S. S., 2021, Burst strength analysis of thin composite pressure vessels, *Materials Today: Proceedings*, 44, 3115-3120.
- Alkbir, M., Sapuan, S., Nuraini, A. ve Ishak, M., 2014, Effect of geometry on crashworthiness parameters of natural kenaf fibre reinforced composite hexagonal tubes, *Materials & Design*, 60, 85-93.
- Alnak, Y., 2007, Fiber takviyeli kompozit malzemelerde interlaminar kayma gerilmelerinin nümerik analizi ve dört noktadan eğme testi ile interlaminar kayma mukavemetinin belirlenmesi
- Aydar, A. Y., 2018, Utilization of response surface methodology in optimization of extraction of plant materials, *Statistical approaches with emphasis on design of experiments applied to chemical processes*, 157-169.
- Baroutaji, A., Sajjia, M. ve Olabi, A.-G., 2017, On the crashworthiness performance of thin-walled energy absorbers: recent advances and future developments, *Thin-Walled Structures*, 118, 137-163.
- Bouhafis, M., Sereir, Z. ve Chateaneuf, A., 2012, Probabilistic analysis of the mechanical response of thick composite pipes under internal pressure, *International journal of pressure vessels and piping*, 95, 7-15.
- Boyce, W. E., DiPrima, R. C. ve Meade, D. B., 2021, Elementary differential equations and boundary value problems, John Wiley & Sons, p.
- Bruyneel, M., Beghin, C., Craveur, G., Grihon, S. ve Sosonkina, M., 2012, Stacking sequence optimization for constant stiffness laminates based on a continuous optimization approach, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 46 (6), 783-794.
- Buckley, J. D. ve Edie, D. D., 1993, Carbon-carbon materials and composites, William Andrew, p.

- Cai, Q., Pu, X., Dan, L. ve Li, X., 2019, Comparative Study on Multi-type Domes of Filament-Wound Composite Pressure Vessels, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 022062.
- Chamis, C. C. ve Minnetyan, L., 2001, Defect/damage tolerance of pressurized fiber composite shells, *Composite structures*, 51 (2), 159-168.
- Chang, N., Wang, W., Yang, W. ve Wang, J., 2010, Ply stacking sequence optimization of composite laminate by permutation discrete particle swarm optimization, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 41 (2), 179-187.
- Chapelle, D. ve Perreux, D., 2006, Optimal design of a Type 3 hydrogen vessel: Part I—Analytic modelling of the cylindrical section, *International Journal of Hydrogen Energy*, 31 (5), 627-638.
- Chapple, P., 2014, Principles of hydraulic systems design, Momentum Press, p.
- Cho, H.-K., 2018, Optimization of laminated composite cylindrical shells to maximize resistance to buckling and failure when subjected to axial and torsional loads, *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, 19 (1), 85-95.
- Colombo, C. ve Vergani, L., 2018, Optimization of filament winding parameters for the design of a composite pipe, *Composites Part B: Engineering*, 148, 207-216.
- Costas, M., Díaz, J., Romera, L., Hernández, S. ve Tielas, A., 2013, Static and dynamic axial crushing analysis of car frontal impact hybrid absorbers, *International Journal of Impact Engineering*, 62, 166-181.
- Deveci, H. A., Aydin, L. ve Seçil Artem, H., 2016, Buckling optimization of composite laminates using a hybrid algorithm under Puck failure criterion constraint, *Journal of reinforced plastics and composites*, 35 (16), 1233-1247.
- Di Boon, Y., Joshi, S. C. ve Ong, L. S., 2018, Interfacial bonding between CFRP and mechanically-treated aluminum liner surfaces for risers, *Composite structures*, 188, 374-386.

- Doddannavar, R., Barnard, A. ve Ganesh, J., 2005, Practical hydraulic systems: operation and troubleshooting for engineers and technicians, Elsevier, p.
- Dung, N. T., Minh, P. V., Hung, H. M. ve Tien, D. M., 2021, The third-order shear deformation theory for modeling the static bending and dynamic responses of piezoelectric bidirectional functionally graded plates, *Advances in Materials Science and Engineering*, 2021.
- Ehsani, A. ve Rezaeepazhand, J., 2016, Stacking sequence optimization of laminated composite grid plates for maximum buckling load using genetic algorithm, *International Journal of Mechanical Sciences*, 119, 97-106.
- Elmar, W. ve Bernhard, J., 2015, Composites Market Report 2014, *AVK*, *dostęp: www.beaware.org.uk*.
- Ertas, A. ve Sonmez, F., 2011, Design optimization of composite structures for maximum strength using direct simulated annealing, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science*, 225 (1), 28-39.
- Erturan, Y., 2019, Development of a structural design methodology for filament winding composite rocket motor case.
- Eshkoo, R., Ude, A., Oshkovr, S., Sulong, A., Zulkifli, R., Ariffin, A. ve Azhari, C., 2014, Failure mechanism of woven natural silk/epoxy rectangular composite tubes under axial quasi-static crushing test using trigger mechanism, *International Journal of Impact Engineering*, 64, 53-61.
- Fares, M., Youssif, Y. ve Elshoraky, A., 2006, Non-linear design and control optimization of composite laminated plates with buckling and postbuckling objectives, *International Journal of Non-Linear Mechanics*, 41 (6-7), 807-824.
- Firouzsalar, S. E., Dizhur, D., Jayaraman, K. ve Ingham, J., 2021, Experimental study of flax fabric-reinforced epoxy pipes subjected to internal pressure, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 147, 106445.

- Gamez-Montero, P., Salazar, E., Castilla, R., Freire, J., Khamashta, M. ve Codina, E., 2009, Misalignment effects on the load capacity of a hydraulic cylinder, *International Journal of Mechanical Sciences*, 51 (2), 105-113.
- Gemi, L., 2004, Filaman sarım CTP boruların iç basınç etkisi altında yorulma davranışı, *Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Gemi, L., Tarakçıoğlu, N., Akdemir, A. ve Şahin, Ö. S., 2009, Progressive fatigue failure behavior of glass/epoxy (± 75) 2 filament-wound pipes under pure internal pressure, *Materials & Design*, 30 (10), 4293-4298.
- Gemi, L., 2014, Düşük hızlı darbe hasarlı filaman sarım hibrid boruların iç basınç altında yorulma davranışı, *Doktora Tezi, Selçuk Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü, Konya*.
- Gemi, L., 2018, Investigation of the effect of stacking sequence on low velocity impact response and damage formation in hybrid composite pipes under internal pressure. A comparative study, *Composites Part B: Engineering*, 153, 217-232.
- Giurgiutiu, V., 2015, Structural health monitoring of aerospace composites.
- Gu, F., Chen, L., Zhu, X., Lu, X. ve Fang, D., 2020, Fabrication and uniaxial compression mechanical behavior of composite corrugated-core sandwich cylinder with thin-wall metal liner, *Mechanics of Advanced Materials and Structures*, 1-14.
- Guedes, R. ve Sá, A., 2010, Influence of moisture absorption on GIC and flexural properties of GRP pipes, *Journal of reinforced plastics and composites*, 29 (20), 3095-3103.
- Haddock, R. ve Darms, F., 1990, Space system applications of advanced composite fiber/metal pressure vessels, *26th Joint Propulsion Conference*, 2227.
- Hahn, H. T. ve Tsai, S. W., 1980, Introduction to composite materials, CRC Press, p.
- Hastie, J. C., Kashtalyan, M. ve Guz, I. A., 2021, Analysis of filament-wound sandwich pipe under combined internal pressure and thermal load considering restrained

and closed ends, *International journal of pressure vessels and piping*, 191, 104350.

Ho-Huu, V., Do-Thi, T., Dang-Trung, H., Vo-Duy, T. ve Nguyen-Thoi, T., 2016, Optimization of laminated composite plates for maximizing buckling load using improved differential evolution and smoothed finite element method, *Composite structures*, 146, 132-147.

Hocine, A., Chapelle, D., Boubakar, M., Benamar, A. ve Bezazi, A., 2009, Experimental and analytical investigation of the cylindrical part of a metallic vessel reinforced by filament winding while submitted to internal pressure, *International journal of pressure vessels and piping*, 86 (10), 649-655.

Hu, D., Zhang, C., Ma, X. ve Song, B., 2016, Effect of fiber orientation on energy absorption characteristics of glass cloth/epoxy composite tubes under axial quasi-static and impact crushing condition, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 90, 489-501.

Hull, D., 1991, A unified approach to progressive crushing of fibre-reinforced composite tubes, *Composites Science and Technology*, 40 (4), 377-421.

Irhirane, E., Echaabi, J., Hattabi, M., Aboussaleh, M. ve Saouab, A., 2008, A comparative study of failure criteria applied to composite materials, *International Journal for Simulation and Multidisciplinary Design Optimization*, 2 (2), 141-147.

Jing, Z., Sun, Q. ve Silberschmidt, V. V., 2016, Sequential permutation table method for optimization of stacking sequence in composite laminates, *Composite structures*, 141, 240-252.

Jois, K. C., Welsh, M., Gries, T. ve Sackmann, J., 2021, Numerical analysis of filament wound cylindrical composite pressure vessels accounting for variable dome contour, *Journal of Composites Science*, 5 (2), 56.

Kabir, M. Z., 2000, Finite element analysis of composite pressure vessels with a load sharing metallic liner, *Composite structures*, 49 (3), 247-255.

- Kadioglu, F., Coskun, T. ve Elfarra, M., 2018, Investigation of dynamic properties of a polymer matrix composite with different angles of fiber orientations, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 012037.
- Kangal, S., Kartav, O., Tanoğlu, M., Aktaş, E. ve Artem, H. S., 2020, Investigation of interlayer hybridization effect on burst pressure performance of composite overwrapped pressure vessels with load-sharing metallic liner, *Journal of Composite Materials*, 54 (7), 961-980.
- Karakaya, Ş. ve Soykasap, Ö., 2009, Buckling optimization of laminated composite plates using genetic algorithm and generalized pattern search algorithm, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 39 (5), 477.
- Kassapoglou, C., 2013, Design and analysis of composite structures: with applications to aerospace structures, John Wiley & Sons, p.
- Koussios, S. ve Bergsma, O. K., 2006, Friction experiments for filament winding applications, *Journal of Thermoplastic Composite Materials*, 19 (1), 5-34.
- Kumar, A. P., 2019, Experimental analysis on the axial crushing and energy absorption characteristics of novel hybrid aluminium/composite-capped cylindrical tubular structures, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 233 (11), 2234-2252.
- Kumar, S. S. ve Kumari, A. S., 2012, Design and Failure analysis of Geodesic Dome of a Composite Pressure vessel, *International Journal of Engineering Research and Technology*, 1 (2270-0181).
- Li, Y., Luo, H., Yan, Y., Ye, J. ve Guo, F., 2021, Experimental and Finite-Element Analysis of Metal-Inserted Filament-Wound Composite Tubes, *Mechanics of Composite Materials*, 57 (3), 373-386.
- Lifshitz, J. ve Dayan, H., 1995, Filament-wound pressure vessel with thick metal liner, *Composite structures*, 32 (1-4), 313-323.

- Liu, C. ve Shi, Y., 2020, Design optimization for filament wound cylindrical composite internal pressure vessels considering process-induced residual stresses, *Composite structures*, 235, 111755.
- Liu, Y. ve Kumar, S., 2012, Recent progress in fabrication, structure, and properties of carbon fibers, *Polymer Reviews*, 52 (3), 234-258.
- Liu, Y., Zwingmann, B. ve Schlaich, M., 2015, Carbon fiber reinforced polymer for cable structures—A review, *Polymers*, 7 (10), 2078-2099.
- Mertiny, P. ve Gold, A., 2007, Quantification of leakage damage in high-pressure fibre-reinforced polymer composite tubular vessels, *Polymer testing*, 26 (2), 172-179.
- Mertiny, P., 2012, Leakage failure in fibre-reinforced polymer composite tubular vessels at elevated temperature, *Polymer testing*, 31 (1), 25-30.
- Mirza, S., Bryan, A. ve Noori, M., 2001, Fiber-reinforced composite cylindrical vessel with lugs, *Composite structures*, 53 (2), 143-151.
- Montgomery, D. C., 2017, Design and analysis of experiments, John wiley & sons, p.
- Musthak, M., Valli, P. M. ve Rao, S. N., 2016, Prediction of transverse directional strains and stresses of filament wound composite pressure vessel by using higher order shear deformation theories, *International Journal of Composite Materials*, 6 (3), 79-87.
- Nebe, M., Asijee, T., Braun, C., van Campen, J. ve Walther, F., 2020, Experimental and analytical analysis on the stacking sequence of composite pressure vessels, *Composite structures*, 247, 112429.
- Nielsen, L., 2001, Evaluation of measurements by the method of least squares, *DANISH INST OF FUNDAMENTAL METROLOGY LYNGBY*.
- Nikbakt, S., Kamarian, S. ve Shakeri, M., 2018, A review on optimization of composite structures Part I: Laminated composites, *Composite structures*, 195, 158-185.
- Olsson, R., 2011, A survey of test methods for multiaxial and out-of-plane strength of composite laminates, *Composites Science and Technology*, 71 (6), 773-783.

- Oromiehie, E., Prusty, B. G., Compston, P. ve Rajan, G., 2019, Automated fibre placement based composite structures: Review on the defects, impacts and inspections techniques, *Composite structures*, 224, 110987.
- Özaslan, E., Incecik, B., Yetgin, A., Acar, B., Güngör, S., Sapancı, E. ve Güler, M. A., 2021, Experimental and numerical investigation of the cylinder-dome transition region of a pressure vessel, *Composites Part C: Open Access*, 4, 100119.
- Özbek, Ö., Bozkurt, Ö. Y. ve Erkliğ, A., 2019, An experimental study on intraply fiber hybridization of filament wound composite pipes subjected to quasi-static compression loading, *Polymer testing*, 79, 106082.
- Pandita, S., Irfan, M., Machavaram, V., Shotton-Gale, N., Mahendran, R., Wait, C., Paget, M., Harris, D., Leek, C. ve Fernando, G., 2013, Clean wet-filament winding-Part 1: design concept and simulations, *Journal of Composite Materials*, 47 (3), 379-390.
- Park, G., Jang, H. ve Kim, C., 2021, Design of composite layer and liner for structure safety of hydrogen pressure vessel (type 4), *Journal of Mechanical Science and Technology*, 35 (8), 3507-3517.
- Park, Y. H. ve Sakai, J., 2019, Optimum design of composite pressure vessel structure based on 3-dimensional failure criteria, *International Journal of Material Forming*, 1-9.
- Parnas, L. ve Katırcı, N., 2002, Design of fiber-reinforced composite pressure vessels under various loading conditions, *Composite structures*, 58 (1), 83-95.
- Paz, J., Díaz, J., Romera, L. ve Costas, M., 2014, Crushing analysis and multi-objective crashworthiness optimization of GFRP honeycomb-filled energy absorption devices, *Finite Elements in Analysis and Design*, 91, 30-39.
- Peters, S. T., 2011, Composite filament winding, ASM International, p.
- Prabhakar, M. M., Rajini, N., Ayrilmis, N., Mayandi, K., Siengchin, S., Senthilkumar, K., Karthikeyan, S. ve Ismail, S. O., 2019, An overview of burst, buckling,

- durability and corrosion analysis of lightweight FRP composite pipes and their applicability, *Composite structures*, 230, 111419.
- Qiu, J. B. ve Zhu, X., 2014, The buckling optimization on composite beam with hat stiffener, *Advanced Materials Research*, 1649-1652.
- Quanjin, M., Rejab, M., Kaige, J., Idris, M. ve Harith, M., 2018, Filament winding technique, experiment and simulation analysis on tubular structure, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 012029.
- Rafiee, R., 2016, On the mechanical performance of glass-fibre-reinforced thermosetting-resin pipes: A review, *Composite structures*, 143, 151-164.
- Raghubanshi, H., Dikio, E. D. ve Naidoo, E. B., 2016, The properties and applications of helical carbon fibers and related materials: a review, *Journal of Industrial and Engineering Chemistry*, 44, 23-42.
- Reddy, J. N., 2003, *Mechanics of laminated composite plates and shells: theory and analysis*, CRC press, p.
- Reguera, F. ve Cortínez, V. H., 2016, Optimal design of composite thin-walled beams using simulated annealing, *Thin-Walled Structures*, 104, 71-81.
- Rezvani, M. J. ve Jahan, A., 2015, Effect of initiator, design, and material on crashworthiness performance of thin-walled cylindrical tubes: A primary multi-criteria analysis in lightweight design, *Thin-Walled Structures*, 96, 169-182.
- Sayi, A. H., 2018, Optimum design of composite hydrogen pressure vessels by stochastic search methods, *Mühendislik ve Fen Bilimleri Enstitüsü*.
- Sepetcioglu, H., Tarakcioglu, N. ve Rafiee, R., 2022, Experimental investigation of graphene nanoplatelets effect on the fatigue behavior of basalt/epoxy composite pressure vessels, *Thin-Walled Structures*, 171, 108672.
- Shirvanimoghaddam, K., Hamim, S. U., Akbari, M. K., Fakhrhoseini, S. M., Khayyam, H., Pakseresht, A. H., Ghasali, E., Zabet, M., Munir, K. S. ve Jia, S., 2017, Carbon fiber reinforced metal matrix composites: Fabrication processes and properties, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 92, 70-96.

- Shokrieh, M. M., 2014, Residual stresses in composite materials, Woodhead publishing, p.
- Sofi, T., Neunkirchen, S. ve Schledjewski, R., 2018, Path calculation, technology and opportunities in dry fiber winding: a review, *Advanced Manufacturing: Polymer & Composites Science*, 4 (3), 57-72.
- Sofi, T. R. ve Schledjewski, R., 2018, Winding Trajectories for Dry Filament Wound Preforms.
- Solazzi, L., Assi, A. ve Ceresoli, F., 2018, New design concept for an excavator arms by using composite material, *Applied Composite Materials*, 25 (3), 601-617.
- Solazzi, L., 2019, Feasibility study of hydraulic cylinder subject to high pressure made of aluminum alloy and composite material, *Composite structures*, 209, 739-746.
- Solazzi, L. ve Buffoli, A., 2019, Telescopic hydraulic cylinder made of composite material, *Applied Composite Materials*, 26 (4), 1189-1206.
- Solazzi, L., 2020, Design and experimental tests on hydraulic actuator made of composite material, *Composite structures*, 232, 111544.
- Solazzi, L., 2021, Stress variability in multilayer composite hydraulic cylinder, *Composite structures*, 259, 113249.
- Solazzi, L. ve Buffoli, A., 2021, Fatigue design of hydraulic cylinder made of composite material, *Composite structures*, 277, 114647.
- Solazzi, L. ve Vaccari, M., 2022, Reliability design of a pressure vessel made of composite materials, *Composite structures*, 279, 114726.
- Sørensen, R. ve Lund, E., 2015, Thickness filters for gradient based multi-material and thickness optimization of laminated composite structures, *Structural and Multidisciplinary Optimization*, 52 (2), 227-250.
- Struzziero, G., Teuwen, J. J. ve Skordos, A. A., 2019, Numerical optimisation of thermoset composites manufacturing processes: A review, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 124, 105499.

- Supian, A., Sapuan, S., Zuhri, M., Zainudin, E. ve Ya, H. H., 2018, Hybrid reinforced thermoset polymer composite in energy absorption tube application: A review, *Defence Technology*, 14 (4), 291-305.
- Takeichi, N., Senoh, H., Yokota, T., Tsuruta, H., Hamada, K., Takeshita, H. T., Tanaka, H., Kiyobayashi, T., Takano, T. ve Kuriyama, N., 2003, "Hybrid hydrogen storage vessel", a novel high-pressure hydrogen storage vessel combined with hydrogen storage material, *International Journal of Hydrogen Energy*, 28 (10), 1121-1129.
- Taşyürek, M. ve Tarakçıoğlu, N., 2017, Enhanced fatigue behavior under internal pressure of CNT reinforced filament wound cracked pipes, *Composites Part B: Engineering*, 124, 23-30.
- Topçu, M. ve Taşgetiren, S., 1998, Mühendisler için sonlu elemanlar metodu, *Pamukkale Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Ders Kitepları Yayın (007)*.
- Tutuncu, N. ve Winckler, S., 1993, Stresses and deformations in thick-walled cylinders subjected to combined loading and a temperature gradient, *Journal of reinforced plastics and composites*, 12 (2), 198-209.
- Varga, L., Nagy, A. ve Kova, A., 1995, Design of CNG tank made of aluminium and reinforced plastic, *Composites*, 26 (6), 457-463.
- Vasiliev, V., Krikanov, A. ve Razin, A., 2003, New generation of filament-wound composite pressure vessels for commercial applications, *Composite structures*, 62 (3-4), 449-459.
- Verijenko, V. E., Adali, S. ve Tabakov, P. Y., 2001, Stress distribution in continuously heterogeneous thick laminated pressure vessels, *Composite structures*, 54 (2-3), 371-377.
- Voyiadjis, G. Z., Voyiadjis, G. Z. ve Kattan, P. I., 1999, Advances in damage mechanics: metals and metal matrix composites, Elsevier, p.

- Wang, R., Jiao, W., Liu, W., Yang, F. ve He, X., 2011, Slippage coefficient measurement for non-geodesic filament-winding process, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 42 (3), 303-309.
- Wang, Y., Lou, M., Dong, W. ve Wang, Y., 2021, Predicting failure pressure of reinforced thermoplastic pipes based on theoretical analysis and experiment, *Composite structures*, 270, 114039.
- Wolff, C., Bastid, P. ve Bunsell, A., 1994, Relation of energy absorption of composite structures to material strength, *Composites Engineering*, 4 (2), 195-218.
- Yao, S.-S., Jin, F.-L., Rhee, K. Y., Hui, D. ve Park, S.-J., 2018, Recent advances in carbon-fiber-reinforced thermoplastic composites: A review, *Composites Part B: Engineering*, 142, 241-250.
- Zhang, L., Wang, X., Pei, J. ve Zhou, Y., 2020, Review of automated fibre placement and its prospects for advanced composites, *Journal of Materials Science*, 55 (17), 7121-7155.
- Zhang, Q., 2008, Basics of hydraulic systems, CRC Press, p.
- Zheng, J. ve Liu, P., 2008, Elasto-plastic stress analysis and burst strength evaluation of Al-carbon fiber/epoxy composite cylindrical laminates, *Computational Materials Science*, 42 (3), 453-461.
- Zu, L., Koussios, S. ve Beukers, A., 2010, Design of filament-wound domes based on continuum theory and non-geodesic roving trajectories, *Composites Part A: Applied Science and Manufacturing*, 41 (9), 1312-1320.
- Zu, L., Xu, H., Wang, H., Zhang, B. ve Zi, B., 2019, Design and analysis of filament-wound composite pressure vessels based on non-geodesic winding, *Composite structures*, 207, 41-52.
- Züttel, A., 2003, Materials for hydrogen storage, *Materials today*, 6 (9), 24-33.
- Zwillinger, D., 1998, Handbook of differential equations, Gulf Professional Publishing, p.

ÖZGEÇMİŞ

