

**T.C.
GİRESUN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**HAFİF SİLAHLARDA GERİ TEPME SÖNÜMLEYİCİ SİSTEM
TASARIMI VE PERFORMANS ÖZELLİKLERİNİN NUMERİK
OLARAK İNCELENMESİ**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Öğrencinin Adı SOYADI : Murathan BATMAZ

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih :

Enstitü Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Tez Danışmanı : Dr. Öğr. Üyesi Faruk GÜNER

**Ağustos 2022
GİRESUN**

T.C.
GİRESUN ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

HAFİF SİLAHLARDA GERİ TEPME SÖNÜMLEYİCİ SİSTEM
TASARIMI VE PERFORMANS ÖZELLİKLERİNİN NUMERİK
OLARAK İNCELENMESİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Murathan BATMAZ

Enstitü Anabilim Dalı : Makine Mühendisliği

Bu tez .././20.. tarihinde aşağıdaki jüri tarafından oybirliği / oyçokluğu ile kabul edilmiştir.

Dr. Öğr. Üyesi
Faruk GÜNER
Jüri Başkanı

Dr. Öğr. Üyesi
Hasan Onur TAN
Üye

Dr. Öğr. Üyesi
Şükran EFE
Üye

Prof. Dr.
Bahadır KOZ
Enstitü Müdürü

BEYAN

Tez içindeki tüm verilerin akademik kurallar çerçevesinde tarafımdan elde edildiğini, görsel ve yazılı tüm bilgi ve sonuçların akademik ve etik kurallara uygun şekilde sunulduğunu, kullanılan verilerde herhangi bir tahrifat yapılmadığını, başkalarının eserinden yararlanılması durumunda bilimsel normlara uygun olarak atıfta bulunulduğunu, tezde yer alan verilerin bu üniversite veya başka üniversitede herhangi bir tez çalışmasında kullanılmadığını beyan ederim.

Murathan BATMAZ

15/08/2022

TEŞEKKÜR

Çalışmanın tamamlanma süreci boyunca değerli bilgi, birikim ve fikirleriyle bana her daim yardımcı olan danıőman Dr. Öğr. Üyesi Faruk GÜNER'e bana olumlu bir yol gösterici olduğundan büyük bir teőekkürü borç bilirim. Meslek hayatım boyunca öğrettiği her ayrıntının beni ileriye taşıyacağını bilmek büyük bir gururdur. Őükranlarımı sunuyorum.

Çalıőmamda bana olan güvenlerini hissettiren, destek ve var olan imkanlarını daima önüme sunan ÇOLAKOęLU MÜHENDİSLİK MAKİNA SANAYİ TİCARET LTD. ŞTİ. firma yetkilileri baőta olmak üzere tüm çalıőanlarına teşekkür ederim.

Bu çalışma boyunca desteklerini benden esirgemeyen değerli dostlarıma; beni bu günlere sevgi ve saygı kelimelerinin anlamlarını bilecek Şekilde yetiőtirerek getiren, bu hayattaki en büyük Őansım olan babam Mehmet Faruk BATMAZ 'a, annem Malike BATMAZ'a baőta olmak üzere tüm aileme sonsuz teőekkürler.

İÇİNDEKİLER

TEŞEKKÜR.....	I
İÇİNDEKİLER.....	II
SİMGELER VE KISALTAMALAR.....	IV
ŞEKİLLER LİSTESİ.....	V
ÖZET.....	IX
SUMMARY.....	X
BÖLÜM 1. GİRİŞ.....	1
BÖLÜM 2. LİTERATÜR ÖZETİ.....	6
2.1 MKEK MPT-76 piyade tüfeği.....	6
2.2 Geri tepme mekanizması.....	9
BÖLÜM 3. MATERYAL VE YÖNTEM.....	11
3.1 Boyutların belirlenmesi.....	12
3.2 Katı modelin oluşturulması.....	12
3.3 Geri tepme kuvvetinin belirlenmesi.....	15
BÖLÜM 4. ARAŞTIRMA VE BULGULAR.....	18
4.1 65 N'luk geri tepme kuvvetinin rijit dinamik numerik analizi.....	20
4.2 91 N'luk geri tepme kuvvetinin rijit dinamik numerik analizi.....	27
4.3 150 N'luk geri tepme kuvvetinin rijit dinamik numerik analizi.....	35
4.4 Statik yapısal numerik analizi.....	42
4.4.1 65 N'luk geri tepme kuvvetinin statik yapısal numerik analizi.....	45
4.4.2 91 N'luk geri tepme kuvvetinin statik yapısal numerik analizi.....	50

4.4.3 150 N'luk geri tepme kuvvetinin statik yapısal numerik analizi.....	54
BÖLÜM 5. SONUÇ VE ÖNERİLER.....	60
KAYNAKLAR.....	62
ÖZGEÇMİŞ.....	64



SİMGELER VE KISALTIMA LİSTESİ

W_f	: Ateşli silahın ağırlığı
M_g	: Ateşli silahın kütlesi
W_e	: Çıkarılan merminin ağırlığı
V_g	: Denklemden hesaplanabilen geri tepmeli ateşli silahın hızı
E	: Elastisite katsayısı
f	: İtici gazlar için dönüşüm faktörü
V_e	: Merminin hızı
σ	: Normal gerilme
ν	: Poisson's Oranı
$C_{hg} \cdot W_t$: Şarjör ağırlığı
d	: Yoğunluk

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1. Silahın şematik gösterimi.....	2
Şekil 2. Eleman sayısının artmasının çözüme etkisi.....	4
Şekil 3. Sonlu elemanlar yönteminde küçük küçük parçaların ilişkisini belirten düğüm noktaları.....	5
Şekil 4. MKEK MPT-76 piyade tüfeği.....	7
Şekil 5. Örnek bir Buffer sistemi.....	8
Şekil 6. (a) Cephanedolumu, (b) tüfek sürgüsünün kilidinin açılması, (c) sürgü taşıyıcı kayma gecikmesi ve (d) sürgü kayıcısının geri dönüşü.....	9
Şekil 7. Geri tepme azaltmak için yapılan örnek çalışma.....	11
Şekil 8. Kovanın teknik resmi.....	14
Şekil 9. Pistonun teknik resmi.....	15
Şekil 10. Tasarımın Solidworks programında çizilen katı modeli.....	16
Şekil 11. Ölçülen tüfeğin geri tepme kuvveti diyagramı.....	18
Şekil 12. GetData Grap Digitizer ile alınan bazı noktalar	19
Şekil 13. Tasarımı yapılan ve yaygın SolidWorks çizimi.....	20
Şekil 14. Rijit dinamik başlangıç durumu.....	22
Şekil 15. Rijit dinamik analiz başlangıcı [65 N].....	23
Şekil 16. 65 N kuvvetle yapılan yükleme sonucunda oluşan ekran görüntüsü.....	23
Şekil 17. Toplam deformasyon tablosu [65 N].....	24
Şekil 18. Toplam deformasyon grafiği [65 N].....	25
Şekil 19. Yayıdaki gerilme tablosu [65 N].....	26
Şekil 20. Yayıdaki gerilme grafiği [65 N].....	27
Şekil 21. Dipçiğe etkiyen kuvvet tablosu [65 N].....	27

Şekil 22. Dipçiğe etkiyen kuvvet grafiği [65 N].....	28
Şekil 23. 91 N'luk kuvvetin analizi için tasarlanmış model.....	29
Şekil 24. 91 N'luk kuvvetin analizinin son hali.....	29
Şekil 25. Toplam deformasyon tablosu [91 N].....	30
Şekil 26. Toplam deformasyon grafiği [91 N].....	31
Şekil 27. İvme tablosu [91 N].....	32
Şekil 28. İvmenin grafiği [91 N].....	33
Şekil 29. Yayda oluşan kuvvetin tablosu [91 N].....	34
Şekil 30. Yayda oluşan kuvvetin grafiği [91 N].....	35
Şekil 31. Dipçiğe etkiyen gerilme tablosu [91 N].....	35
Şekil 32. Dipçiğe etkiyen gerilme grafiği [91 N].....	36
Şekil 33. Rijit dinamik 150 N uygulandıktan sonraki durum.....	37
Şekil 34. Toplam deformasyon tablosu [150 N].....	38
Şekil 35. Toplam deformasyon grafiği [150 N].....	39
Şekil 36. Yayda oluşan kuvvetin tablosu [150 N].....	40
Şekil 37. Yayda oluşan kuvvetin grafiği [150 N].....	41
Şekil 38. Dipçiğe etkiyen kuvvet tablosu [150 N].....	42
Şekil 39. Dipçiğe etkiyen kuvvet grafiği [150 N].....	42
Şekil 40. Analiz yapılacak yayın başlangıç durumu.....	43
Şekil 41. Analiz yapılacak yayın ve pistonun ilk hali.....	44
Şekil 42. Analiz yapılacak yayın ağ örgüsü görüntüsü.....	45
Şekil 43. Analiz yapılacak yayın ve pistonun ağ örgüsü görüntüsü.....	45
Şekil 44. 65 N, 91 N, 150 N'luk kuvvetlerin uygulandıktan sonra modelin aldığı görüntü.....	46
Şekil 45. Yayın toplam deformasyon tablosu [65 N].....	46
Şekil 46. Yayın toplam deformasyon grafiği [65 N].....	47
Şekil 47. Piston ve yayın deformasyon grafiği [65 N].....	48
Şekil 48. Yayın asal gerilme grafiği [65 N].....	49
Şekil 49. Piston ve yayın asal gerilme grafiği [65 N].....	49
Şekil 50. Yayın dipçiğe uyguladığı kuvvet [65 N].....	50
Şekil 51. Piston ve yayın dipçiğe uyguladığı kuvvet [65 N].....	51
Şekil 52. Yayın toplam deformasyon grafiği [91 N].....	52

Şekil 53. Piston ve yayın toplam deformasyon grafiği [91 N].....	53
Şekil 54. Piston ve yayın asal gerilme grafiği [91 N].....	53
Şekil 55. Yayın dipçiğe uyguladığı kuvvet [91 N].....	54
Şekil 56. Piston ve yayın dipçiğe uyguladığı kuvvet [91 N].....	55
Şekil 57. Yayın toplam deformasyon grafiği [150 N].....	56
Şekil 58. Piston ve yayın toplam deformasyon grafiği [150 N].....	57
Şekil 59. Yayın asal gerilme grafiği [150 N].....	58
Şekil 60. Piston ve yayın asal gerilme grafiği [150 N].....	59
Şekil 61. Yayın analiz dipçiğe uyguladığı kuvvet [150 N].....	59
Şekil 62. Piston ve yayın uyguladığı kuvvet [150 N].....	60



HAFIF SİLAHLARDA GERİ TEPME SÖNÜMLEYİCİ SİSTEM TASARIMI VE PERFORMANS ÖZELLİKLERİNİN NUMERİK OLARAK İNCELENMESİ

ÖZET

Silahlar, insanlık tarihi kadar eski ve insanlık tarihine şekil veren araçlardır. İnsanoğlunun silah geliştirme eğilimi yeryüzünde yaşamaya başladığı ilk günden bu yana devam etmektedir. Zaman içerisinde anlaşılmıştır ki barışın olabilmesi için taraflardan birinin elinde daha güçlü bir silah olmalıdır.

Bu çalışma ile askeri silahımız olan Milli Piyade Tüfeğinin (MPT-76) geri tepme mekanizmasının fonksiyonunun yerine farklı bir tasarım yapılarak mekanizmanın tasarımlarını etkileyen faktörler literatür araştırması yapılarak incelenmiş olup gaz ile çalışan bir geri tepme mekanizması için modelleme yapılmıştır. Geri tepme kuvvetini bulmak için deneysel çalışmalar yapılmış ve analiz sonuçları elde edilmiştir. Yapılan analiz sonucunda toplam deformasyon, yay üzerindeki gerilmeler, asal gerilmeler ve dipçiğe etkiyen kuvvetler hesaplanmış ve bu hesaplamalara göre yay ve sönmleme katsayısı elde edilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Hafif silahlar, geri tepme mekanizması, geri tepme mekanizmasının amaçları, geri tepme mekanizması tasarımı, yay katsayısı, yay sönmleme katsayısı

DESIGN AND NUMERIC INVESTIGATION OF PERFORMANCE OF A RECOIL SYSTEM IN FIREARMS

SUMMARY

Weapons are tools that are as old as human history and give human form. It has been going on since Mankind's first soldier without weapon technology. It has been understood over time that the parties must have a more powerful weapon in their hands for peace.

In this study, a different design was made instead of the function of the recoil mechanism of our military weapon, the National Infantry Rifle (MPT-76), and the factors affecting the design of the mechanism were examined by literature research and a model was created. Made for a gas-powered blowback mechanism. Experimental studies were carried out to find the recoil force and analysis results were obtained. As a result of the analysis, the total deformation, stresses on the spring, principal stresses and the forces acting on the stock were calculated and the spring and damping coefficient were obtained according to these calculations.

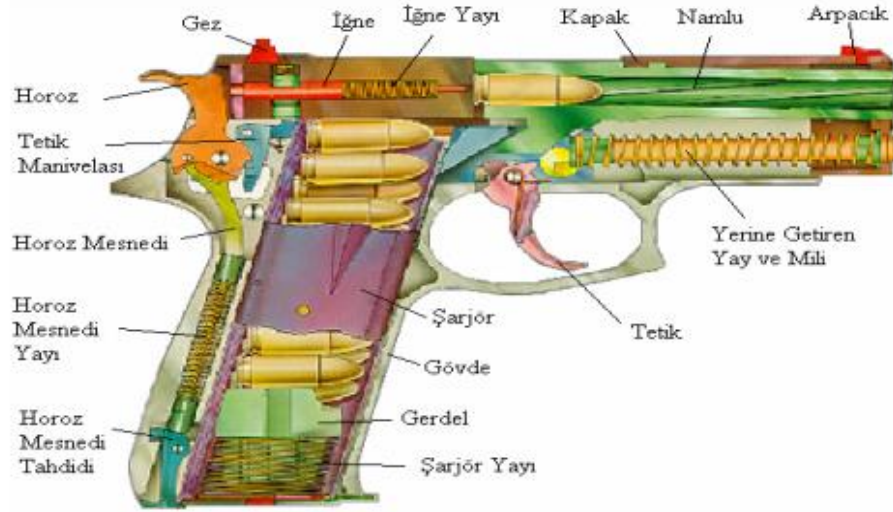
Keywords: Light weapons , recoil, improvement goodness of recoil reduction, recoil design, for spring, spring damping design

BÖLÜM 1. GİRİŞ

Silahlar, insanlık tarihi kadar eski ve insanlık tarihine şekil veren araçlardır. İnsanoğlunun silah geliştirme eğilimi yeryüzünde yaşamaya başladığı ilk günden bu yana devam etmektedir. Zaman içerisinde anlaşılmıştır ki barışın olabilmesi için taraflardan birinin elinde daha güçlü bir silah olmalıdır. Literatüre bakıldığında çok fazla akademik çalışma ortaya koyulmamış olmakla birlikte 2019 yılı için bütün dünyada bu alanda yapılan harcama iki trilyon doları bulmuştur [1]. Biraz daha detaylara bakıldığında ise bu devasa harcamaların önemli bir kısmını orta ya da az gelişmiş ülkelerin borçlanarak yaptığı görülmektedir [2]. Ülkemizin elinde bulundurduğu asker, polis ve jandarma sayısı konusunda muhtelif kaynakların açıkladığı rakamlar olmakla birlikte hafif silahları kullanacak rütbeli askeri ve jandarma personeli yanında polis teşkilatının toplam sayısı olarak 500.000 makul bir rakam olarak karşımıza çıkmaktadır [3, 4]. Zaman içerisinde giderek profesyonelleşen ordu ve emniyet teşkilatında artan sayısı doğrudan hafif silah taşınması gereken personel sayısındaki artış anlamına gelmektedir. Ülke sınırlarının savunulması bir yana son yıllarda Suriye ve Libya gibi sınır ötesi askeri hareketler nedeniyle savunma sanayinde yerli ve milli projelerin geliştirilmesine hız verilmiştir. Sağlanan bu ivme ile hali hazırda dünyada seksenin üzerinde ülkeye ihracat yapan yerli silah üreticisi işletmelerin uluslararası pazarda rekabet gücü artmıştır [5]. Ülkemiz bölgesinde askeri ve ekonomik açıdan güçlü kalabilmede kilit öneme sahip sektörlerden bir tanesi de savunma sanayidir.

Ülkemizi bu sektörde bir adım daha öne taşımak hedeflenmektedir. Bu amaçla piyade tüfeği gibi silahlarda kullanılabilecek bir geri tepme sisteminin tasarımı, modellenmesi ve çalışma performansının modellenerek araştırılması hedeflenmiştir. Tezin özgün yönünün anlaşılması amacı ile öncelikle silahlarda geri tepme nedir sorusunun kısa bir tanımı yararlı olacaktır. Geri tepme sadece hafif silahların sorunu değildir. Daha büyük silahlarda çok daha büyük geri tepme kuvveti oluşur. Özellikle tank gibi hareket

halinde olan sistemlerde fazlasıyla üzerinde durulması gereken sorunlardan biridir. Büyük silahlarda bu sorun farklı mühendislik yaklaşımı ile çözülebilmiştir. Aynı mühendislik yaklaşımlarının direkt olarak tabanca gibi silahlara uygulanmamasının nedeni geri tepmenin hafif silahlarda sorun olmakla birlikte aynı zamanda işlevini yerine getirmesi gereken bir özellik olmasıdır.



Şekil 1. Silahın şematik gösterimi [6]

Günümüzdeki tabancaların neredeyse tamamında geri tepme mekanizması, yay sıkıştırılmalı olarak çalışan ve ister tam otomatik ister yarı otomatik olsun silahın yeniden doldurulması için gerekli işlevi icra eder. Yani silahın ateşlenmesi esnasında şahlanma adı verilen namlu ucunun havaya kalkması olayına neden olan istenmeyen etki aynı zamanda tekrar silahı ateşleyebilmek için gerekli olan etki ile aynıdır. Silahın ateşlenmesi ile başlayan kimyasal reaksiyon sonucunda fişek yatağında basınç artar. Artan basıncın etkisi ile fişegın uç kısmındaki mermi hareketine başlar. Bu esnada yanma gazlarından kaynaklı basınç fişek kovanını iter. Fişek kovanının arka kısmı silahın kapak ya da sürgü adı verilen kısmını geri doğru hareketlendirir. Yapılan bu geriye hareket esnasında bir yay sıkışır. Sıkışan bu yay, kapağın geriye doğru hareketi sonlanınca depoladığı kinetik enerji ile kapağı ateşleme öncesindeki konuma yani ilk konuma getirir ki bu esnada doldurma mekanizması fişek yatağına ikinci bir fişek sürmüştür. Kapağın hareketi, gövde üzerindeki kapak durdurma yüzeylerine kadar

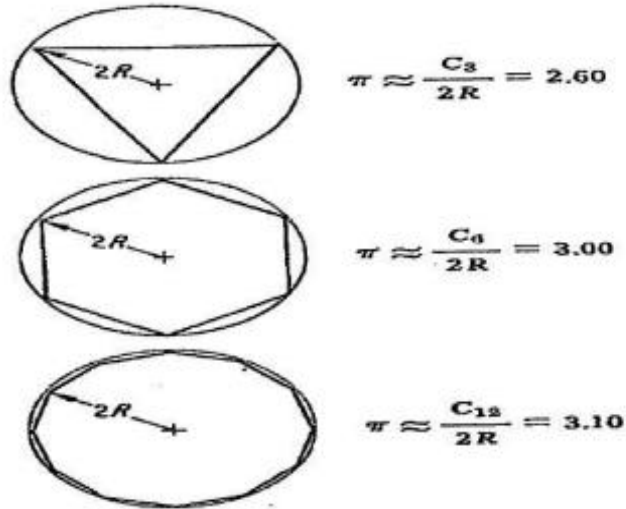
devam eder. Kapak ve gövdedeki ilgili yüzeyler birbirine çarpınca kapağın geri doğru hareketi tamamlanır. Aynı zamanda geriye doğru olan tepki kuvvetinin yayın sönümlemesinden arta kalan kısmı aynen gövdeye aktarılmış olur. Gövde kullanıcı tarafından el ile tutulmak suretiyle sabitlenmiştir. Gelen tepki kuvveti insan kolunun sabit tutabileceğinden fazla olduğundan insan beyni otomatik olarak devreye girer ve kolu hareket ettirip farklı kas gruplarının çalışmasını sağlayarak hem tutma gücünü arttırır hem de hareket momentum denklemlerine göre aktarılan momentumun bir kısmını kolun hareketi ile sönümler [7].

Tabanca tasarımlarının bazılarında bahsi geçen bu geri tepme yayının yay karakteristiği değiştirilerek bir miktar sönümleme elde edilemeye çalışılmıştır. Bunun yanında bilinmektedir ki susturucu kullanmak tabancalarda geri tepmeyi neredeyse ortadan kaldırmaktadır [5]. Susturucular yapıları gereği sesi sönümlemek üzere tasarlandıklarından namlu ağzından çıkan basınçlı gazların bir kısmını da sıkıştırarak sönümlerler. Tasarımları sayesinde sönümleme esnasında mermi hareketi yönünde ortaya çıkan kuvvet geri tepme kuvvetinin bir kısmını dengeler ve kullanıcıya aktarılan geri tepme kuvveti küçülür. İlave maliyet ve ağırlığın yanı sıra hedef isabetine etkileri sebebiyle de her silahta susturucu kullanılmamaktadır.

Yapılacak olan bu çalışmada geri tepme mekanizmasında bulunan yayın yerine yerleştirilecek yeni bir tasarım ile geri tepme kuvvetinin insan kolunun rahatlıkla karşılayabileceği bir değere kadar sönümlenmesi amaçlanmaktadır. Sistemin farklı yay ve gaz kombinasyonları içermesi durumunda her iki yöne sönümleme yapma imkânı da olabilecektir. Tasarım olarak bakıldığında yayın yerine ilk defa bu şekilde bir sistemin kullanılması tasarlanmaktadır. Bu sönümleme değerinde amaçlanan değerler yakalanırsa sistemin kullanıldığı silahlar için hedef isabeti, dağılım ve üst üste atış kabiliyetleri açılarından çok önemli bir taktik avantaj elde edilmiş olacaktır. Hem güvenlik güçlerimizin kabiliyetlerinin arttırılması hem de endüstriyel bir ürün olarak çığır açabilecek niteliktedir.

Bu problemin çözümlenmesinde, fiziksel sistem ele alınıp ve buna ilişkin matematiksel modelleme oluşturularak işe başlanmaktadır. Oluşturulan bu modelin

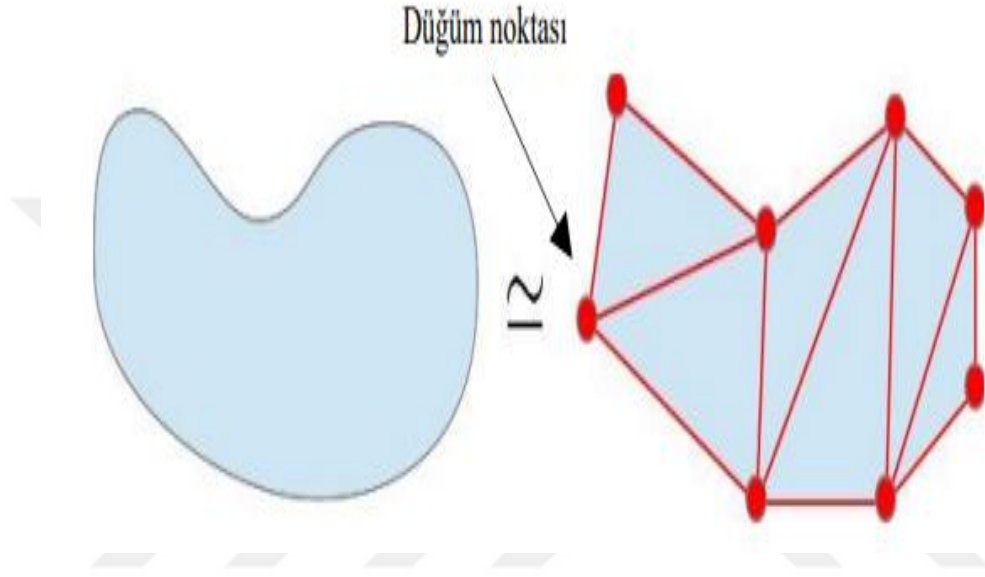
basit olması halinde analitik çözüm elde edilmektedir. Pratikte karşılaşılan problemlerin matematik modelleri her zaman böyle çözümlenemeye bilir. Bunun nedeni ise problemin geometrisinin ve sınır şartlarının basit olmamasından kaynaklanmaktadır. Sonlu elemanlar yöntemi, problemi özellikleri bilinen sonlu sayıda küçük bölgelere (düğümlere) ayırmaktır. Bu bölgelerin her birinde incelenen düğümler arasındaki bağı ifade eden denklemler oluşturulmaktadır. Problemi bu küçük bölgelere ayırmak ve bu parçaları birbirine bağlayacak ifadeleri oluşturarak, çözüm bölgesindeki gerilme analizi probleminde değişkenlerin değerinin doğruya yakın bir şekilde hesaplanması mümkündür. Bu düğümlerin ebadı ne kadar küçük olursa sayısal çözüm o derece gerçek çözüme yaklaşmaktadır. Şekil 2’de eleman sayısının artmasının çözüme etkisi gösterilmiştir. Sonlu farklar, sonlu elemanlar ve sınır eleman metotları bilinen sayısal metotlardır. Şekil 3’de ise sonlu elemanlar yönteminde alt problemlerin ilişkisini belirten düğüm noktaları gösterilmektedir.



Şekil 2. Eleman sayısının artmasının çözüme etkisi [8]

Sonlu elemanlar yönteminde, denklemler sayısal yaklaşım ile çözümlenir. Yöntemde problem ağ örgüsü mantığı kullanarak Şekil 3’te gösterdiği gibi alt problemlere bölünür. Oluşan alt problemlerin her bir elemanının oluşturduğu noktalara düğüm

noktası denir. Bu süreçte, koordinat eksenlerine benzer eklemelerle düğüm noktaları oluşturulur. Düğüm noktaları birbirlerine eşit mesafede yerleştirilmektedir. Eleman yoktur ve düğüm noktaları topluluğu arasındaki boşluklara herhangi bir özellik girilmez. Bu özellikler denklemin içinde tanımlanmıştır [9].



Şekil 3. Sonlu elemanlar yönteminde küçük küçük parçaların ilişkisini belirten düğüm noktaları [10]

BÖLÜM 2. LİTERATÜR ÖZETİ

Literatür özeti 2 ana başlık altında toplanmıştır. İlk kısımda kullanılacak olan silahın mekanizmasının çalışması, ikinci kısımda ise geri tepme mekanizması ve gerekli hesaplamalar tanıtılmıştır.

2.1. MKEK MPT-76 Piyade Tüfeği

Tam adı Makine Kimya Sanayi Endüstrisi Kurumu Modern Piyade Tüfeği-76 olan silah Türk Silahlı Kuvvetlerinin ihtiyacını karşılamak üzere üretilmiştir. MPT kısaltması Modern Piyade Tüfeği olarak tasarlanırsa da Milli Piyade Tüfeği olarak kullanımı daha çok benimsenmektedir. Patenti Türk Tasarımcılara ait olan hem savunma hem de saldırı mekanizması olarak kullanılan tüfek, NATO standartlarına uygun ilave donanımı ile herhangi bir işleme gerek duymaksızın kullanılabilir. Bunun ile birlikte soğuk ve sıcak hava, kum, çamur, yağmur gibi ağırlaşmış 42 NATO testinin tamamını hatasız geçmiştir. -40 ve 65 derece sıcaklıkta çalışabilen MPT-76, 600 metre etkili mesafesi olan 4,1 kg ağırlığındaki silahın ortalama atım sayısı dakikada 650'dir. 7,62 mm çapa sahip namlusunun 12.000 atım ömrü vardır [11, 12].



Şekil 4. MKEK MPT-76 piyade tüfeği [13]

Yapılacak olan bu çalışmada milli tüfeğimiz olan MPT-76'nın geri tepmesinin en aza indirilmesi amaçlanmaktadır. Bu amaç ile Tüfeğimizin Buffer olarak adlandırılan bölümünün ölçüleri özel ve gizli olduğundan ölçüler NATO standartlarına uygun olarak seçilip, gerekli hesaplar yapılmıştır.

Silahın ateş etmesi ile gaz basıncı mekanizma grubunu arkaya doğru iter ve merminin kovanını dışarı çıkarmak için mekanizmanın hareketini zorlar. Bu zorladığı mekanizmanın adı Bufferdır. Buffer sistemi ise bu mekanizmanın geri tepmesini en aza indirgenme ve bir sonraki tur için sistemi mermi ile doldurmayı amaçlamaktadır [14].

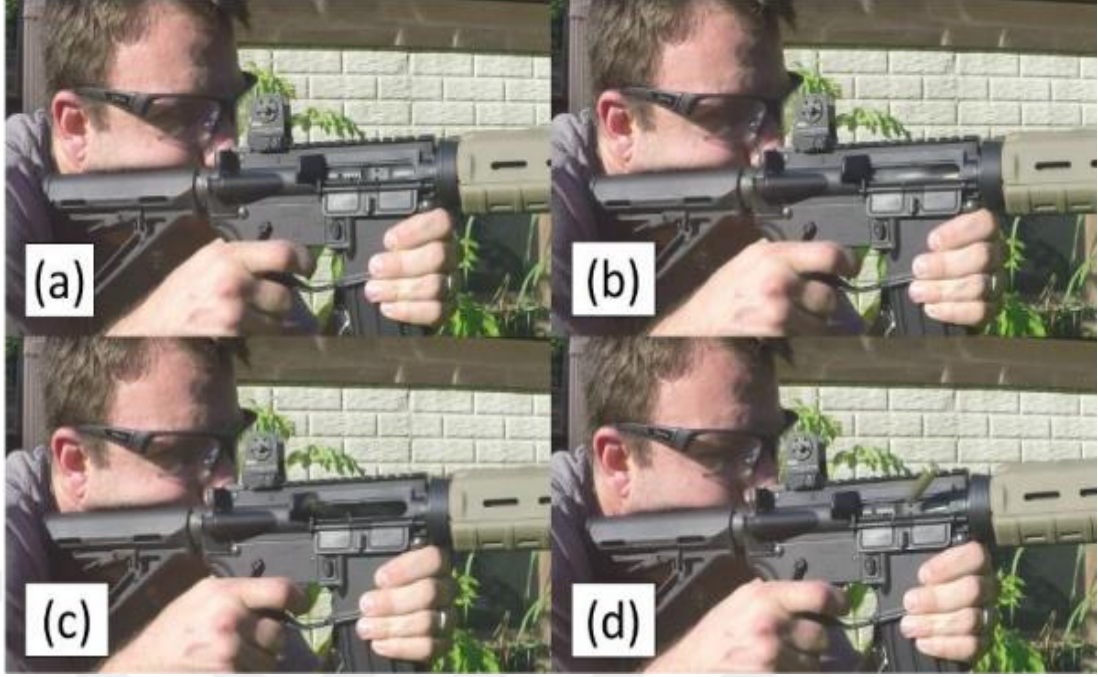
Cheng-Lang Kuo ve ark. (2012) yaptıkları bir çalışmaya göre Buffer'ın şekli kavisli ve el koruyucu tipi daha derin olmalıdır. Tetik kolu şekilde daha eğimli olmalıdır [15]. Şekil 5'te bir buffer sisteminin prototipi gösterilmektedir .



Şekil 5. Örnek bir Buffer sistemi [16]

Araştırmanın sonucunda Buffer sisteminin geri tepme kuvvetini en aza indirmek ve tekrar en hızlı şekilde nişan alıp atış yapılabilmesi için dipçik sistemi değiştirilmiş fakat kuvveti en aza indirmek için bir çalışma yapılmamıştır. Ayrıca yapılan çalışmada silahın çalışması gereken mekanizmaya dikkat edilmemiştir. Geri tepme kuvvetini en minimum kuvvette çekebilirse silah hem güvenli bir atış hem de hızlı odak nokta sağlanabilir.

Timothy J. Cyders ve ark. (2017) yapmış oldukları çalışmaya göre; iki M4 tarzı tüfeğe monte edilmiş şok gösterici piezo ivme ölçer ile donatılmış, atıcının hemen gözü önünde geri tepme unsurlarını tahmin etmek için gerilimi ölçmüşlerdir. Silah dipçığı ve yanak arasındaki enerji aktarımının karakterize edilmesi gerektiğini beyan etmişlerdir. Kafatası ile temas halindeki şok ve titreşim genliğinin ateşli silahların güvenlik değerlendirmesinde faydalı olacağına değinmişlerdir [17]. Buffer mekanizmasındaki geri tepme kuvveti sadece kol ve omuz kaslarını etkileyen bir sistem değildir. Şekil 6'da bir tüfeğin anlık dört aşamalı geri tepme döngüsünün yüksek hızlı video görüntüsünden kesitler alınmıştır. Nişan alırken silah kafatası ile temasa geçtiğinden tepmenin refleksleri ve nişan alma da odak sorununun problem olduğu da ortadadır.



Şekil 6. (a) Cephane dolumu, (b) tüfek sürgüsünün kilidinin açılması, (c) sürgü taşıyıcı kayma gecikmesi ve (d) sürgü kayıcısının geri dönüşü

2.2 Geri Tepme Mekanizması

Atışın iki maddeli nişancılık temeli vardır. İlk hedef nişan dizisinde silahı aynı şekilde tutmak diğer hedef ise, ateş ederken silahı sabit tutmaktır [18]. Nişan alma problemine katkıda bulunan birçok silah, nişancı, nişancı psikolojisi ve çevre temelli doğruluk bozulması kaynaklarından olumsuz etkilenir [19]. Bu tür olumsuzluklar arasında geri tepme listenin en üst sırasında yer almaktadır. Neden olduğu kararlı ve tekrarlanabilir çekim kuvveti doğrudan hedef sapmasına neden olur [20].

Geri tepme mekanizmaları aşağıdaki üç ana fonksiyondan oluşur:

- Geri tepen parçaları durduran frenleme sistemi
- Geri tepen parçaların atış pozisyonuna getiren sistem
- Yerine gelmede hız ayarlayan yastıklama sistemi

Geri tepmeye yol açan olayı, Newton'un üçüncü hareket kanunu olarak tanımlanan Etki-Tepki prensibine göre "Her etki, karşıt yönde ve eşit güçte bir tepki yaratır." ile

izah edebiliriz. Atış sonrası mermi namlunun içerisinde büyük bir hızla ilerlerken silah sistemi de aynı güçle geriye doğru itilir [21, 22].

İlk ateşli silahlarla birlikte geri tepme kuvveti itfa edecek yollar bulmaya çalışılmıştır. İlk zaman oldukça pahalıya mal olan bazı yaylar ve tamponlar ile önlemler alınabilmiştir. ABD 'de deniz kuvvetlerinde binbaşı olarak görev yapan Cleland Davis tarafından 1914 yılının başlarında ilk kez merminin geri tepme kuvvetini ortadan kaldırmaya yönelik bir çaba ortaya koymuştur. Bu çalışmalar birinci dünya savaşında bazı uçaklarda kullanılmıştır. Söz konusu dönemin uçakları, hafif olduklarından büyük silahları taşıyamamış ve geri tepmeyle dengelerini yitirmiştir. Bu silahlarla atılan en büyük mermi, 5 kg ağırlığında olup bu yöntem, 1918'den sonra kullanılmamıştır. 1930'lu yıllarda ise Almanlar havadan taşınan birlikler için hafif toplara gereksinim duymuş bu nedenle de Davis'in geliştirdiği ilke yeniden ortaya çıkmıştır. Alman Krupp firması geriye doğru çeşitli maddeler atan silahlar üstünde bazı deneyler yapmış ve bir süre sonrada yeterli hızda bir gazın geri tepmeyi dengeleyebileceğine karar vermiştir [23, 24].

1950 ve 1960'lı yıllarda silahların dinamiği, akışkanların dinamiği ve mekanik gerilmelerin bilgisayarla analizinde sağlanan gelişmeler neticesinde farklı tiplerde geri tepme mekanizmaları üretilmiştir.

Geri tepme kuvvetini sönmleme adına yapılan çalışmalardan biride doğada etkiye tepkiyi en iyi sonuçlandıran ağaçkaktan örnek alınarak yapılmıştır. Yapılan bir çalışmada ağaçkakan kafatasında sunulan darbe sönmleyici sistemin bileşenlerine uyularak bir model oluşturulmuştur. Şekil 7'de oluşturulan tasarım örnek olarak gösterilmiştir [25].



Şekil 7. Geri tepmeyi azaltmak için yapılan örnek çalışma[25]

BÖLÜM 3. MATERYAL VE YÖNTEM

Günümüzün en önemli alanlarından olan silah sanayisinde üretici firmaların, diğer üretken firmalar ile rekabet edebilmesi için ekonomik, güvenilir ve kaliteli ürünler üretmesi gerekmektedir. Yapılacak olan tezde piyasadaki silahlara göre ekonomiklik öncelik olsa da, kalite ve atış güvenilirliği açısından diğer ürünlere eşdeğer olması hedeflenmektedir. Teze ilk adım olarak prototipin yapımına hazırlık için tasarlanan çizimin bilgisayar ortamından hayata geçirilmesi gerekmektedir.

Günümüzde yaygın olarak kullanılan bilgisayar destekli tasarım ve üretim programları zamandan büyük oranda tasarruf sağlayarak ürün tasarımı, test edilmesi, imalat programlarının hazırlanması konularında mühendislere çok büyük kolaylık sağlamaktadır. Bilgisayar destekli mühendislik işte tam bu noktada devreye girmektedir. Bir ürünün, üretimine başlanılmadan önce ondan beklenen işlevsel özellikleri yerine getirip getirmediğini incelemek için yapılan tasarım testlere tabi tutulabilmektedir. Bu testleri yapabilmek için öncelikle ürünün prototipini hazırlamak gerekmektedir. Eğer testlerde alınan sonuçlara bağlı olarak yeni bir tasarım gerekirse, yeni prototip yapıp testler yinelenebilir. Anlatılan bu aşamalar çok zahmetli, oldukça vakit alan ve maliyeti yüksek süreçler içermektedir. Kullanılan bilgisayar destekli tasarım-üretim programları ile parçalar kolayca üç boyutlu olarak modellenabilir, mukavemet hesapları yapılabilir, işlevsel kontrolleri ve analizi tamamlanabilmektedir. Bilgisayar programları kullanılıp daha güvenli bir test ortamında çalışarak süreci daha iyi kontrol edebilir, ürün geliştirme çalışmalarını karşılaşılabilecek riskleri bu sayede en az seviyelere düşmektedir. Fiziksel prototip testlerine kıyasla, dizayn değişikliklerini daha hızlı ve düşük maliyetli analizlerle halledilebilir hale gelir. Tezde ilk tasarım faaliyeti modelin üç boyutlu çizimlerinin tamamlanması ile sağlanacaktır. Üç boyutlu model gerçek boyut ve bütün tasarım detaylarını içermektedir [9].

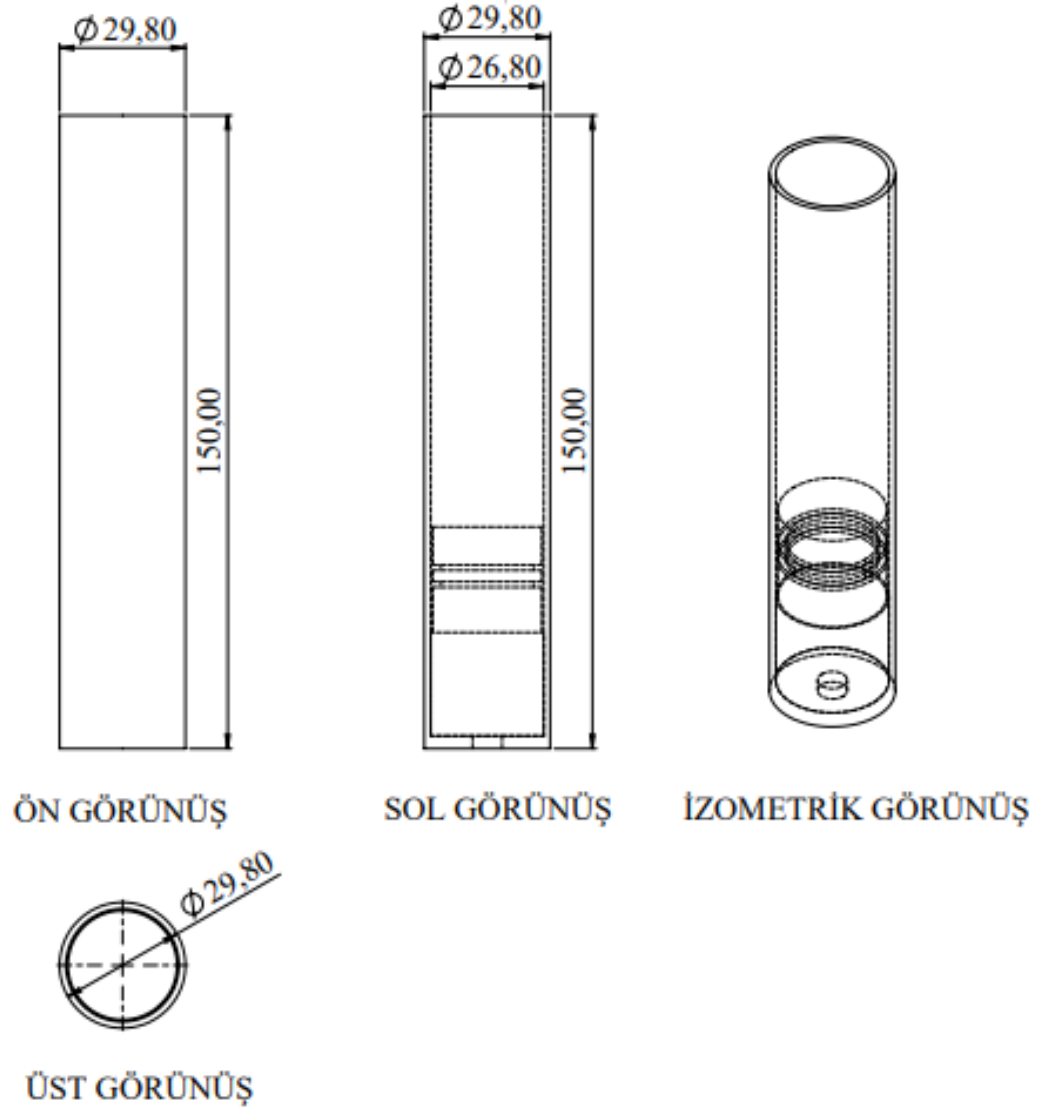
3.1 Boyutların Belirlenmesi

Literatürdeki çalışmalar incelenerek bir numerik analizde bulunması gereken standart özellikler aşağıdaki gibi belirlenmiş olup bu özelliklere uygun olarak tez çalışması ortaya koyulmuştur. Analizler NATO STANDARD AEP-97 standartlarına uygun olarak yapılmıştır. Verilerden alınan değerler ile prototip bilgisayar destekli çizim ile çizilmiştir. Yapılan çalışmanın boyutları çalışma sisteminin düzenini ve seri atış yapmasını olumsuz yönde etkilememesi hesaba katılmıştır [26].

3.2 Katı Modelin Oluşturulması

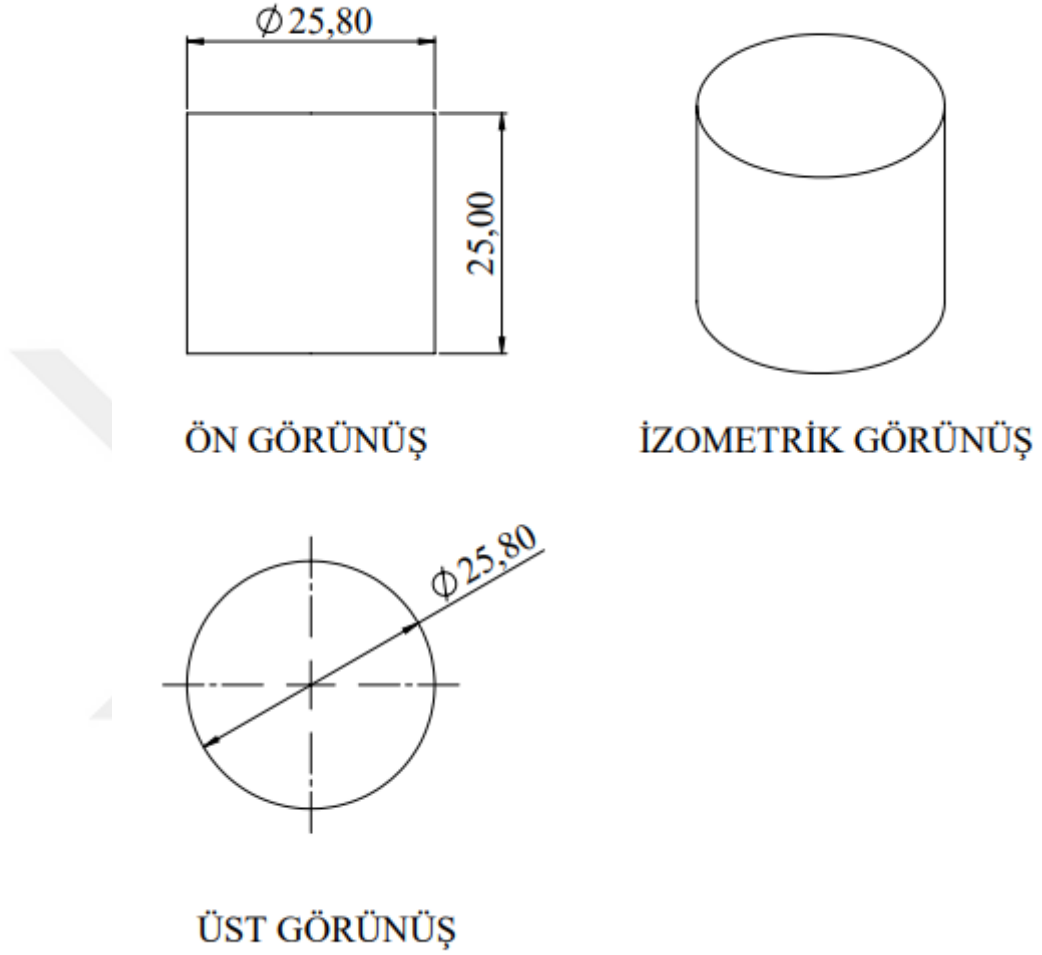
Yapılan tez çalışmasının prototipinin yapılması için bilgisayar destekli çizim programı olan SolidWorks (2019 x64 edition, Dassault Systemes SolidWorks Corporation 175 Wyman Street Waltham, MA 02451) den yararlanılmıştır. Yapılan çalışmadaki ilk aşama Milli Piyade Tüfeğinin (MPT-76) NATO Standartlarındaki ölçüleri olmuştur. Buffer sisteminin ölçüleri alınarak yerine geri tepmeyi en aza indirgeyecek bir sistem düşünülp tasarlanmıştır.

Şekil 8’de NATO standartlarına uygun tasarımı yapılan kovanın tasarımının teknik resmi aşağıdaki gibidir.



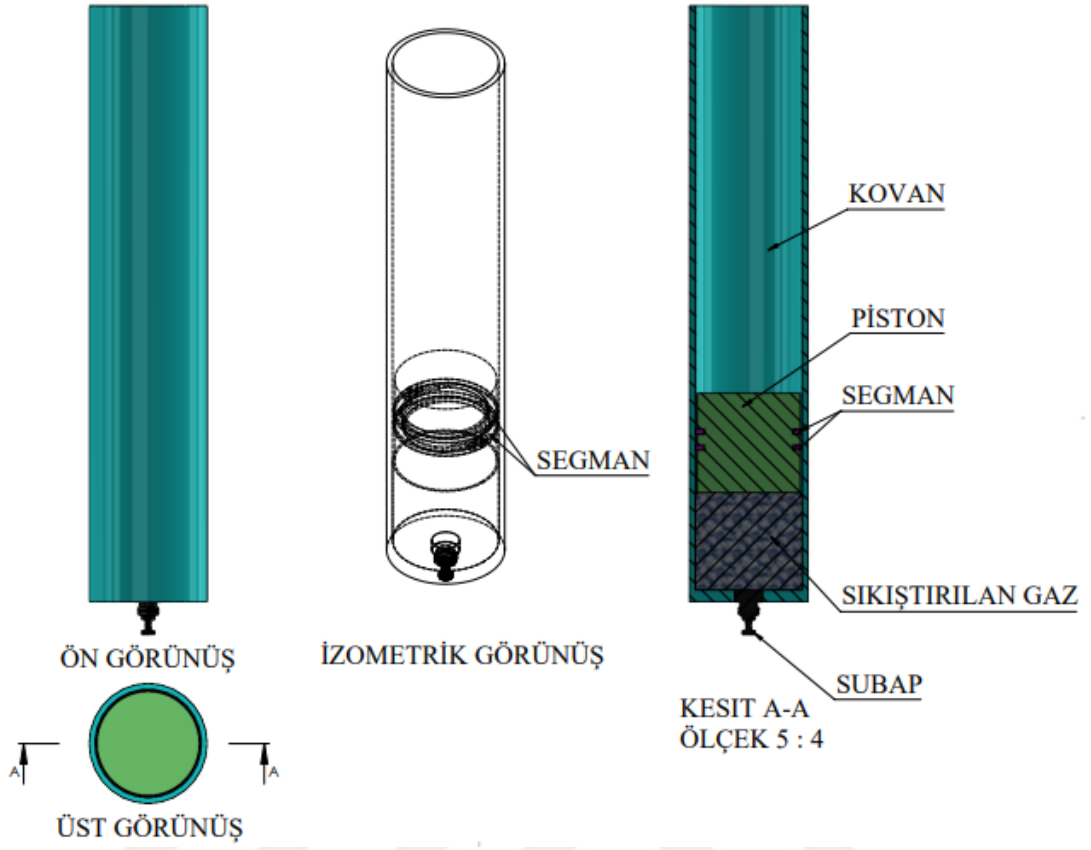
Şekil 8. Kovanın teknik resmi

Şekil 9’da tasarımı oluşturacak olan ekipmanların bilgisayar destekli çizim programı olan SolidWorks’teki ön ve izometrik görünüşü aşağıdaki gibi görünmektedir.



Şekil 9. Pistonun teknik resmi

Şekil 10’da ise NATO’ya uygun olarak yapılan Solidworks’de olan çizimin katı modellenmiş ve montaj edilmiş hali gösterilmektedir.



Şekil 10. Tasarımın SolidWorks programında çizilen katı modeli

3.3 Geri Tepme Kuvvetinin Belirlenmesi

Yapılan literatür araştırmasında 1.Bulgu olarak Benjamin Canfield-Hershkowitz, Trevor Foster, William Meijer çalışmalarında aşağıdaki denklemler yardımıyla buldukları geri tepme kuvveti ilk deney çalışmalarında kullanılmıştır.

$$R.E = \frac{1}{2} M_g \cdot V_g^2 \quad [1]$$

M_g : Ateşli silahın kütlesi

V_g : Geri tepmeli ateşli silahın hızı

$$V_g = (W_e \cdot V_e + (C_{hg} \cdot W_t) V_{ef}) / (7000 \cdot W_f) \quad [2]$$

W_e : Merminin ağırlığı

V_e : Merminin hızı

$C_{hg} \cdot W_t$: Şarjör ağırlığı

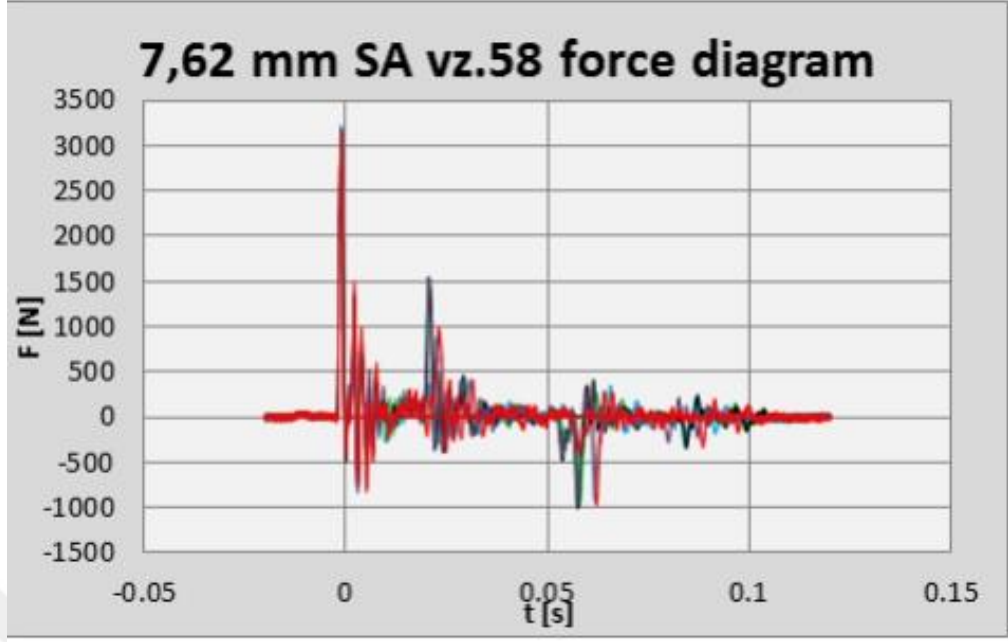
f : İtici gazlar için dönüşüm faktörü

W_f : Silahın ağırlığı

Yukarıdaki denklem yardımıyla yapılan çalışmada alının ilk değer 63,5607 N olmuştur [27].

Tomáš LUKÁČ ve ark. yapmış olduğu çalışmada silahın geri tepme kuvvetini veren simülasyonlar kullanarak elde ettikleri deneysel veriler çalışmada kullanılmıştır. Çalışmada bulunan veriler geri tepme kuvvetinin değeri için kullanılmıştır.

Şekil 11'de yapılan ölçümde insan vücuduna ortalama en yüksek kuvvetin 3200 N olduğunu simülasyon sayesinde görmekteyiz. Bu kuvvet saliselik bir anda etki etmektedir ve kuvvet yaylar ile sönmelenmektedir. Fakat yaylar bu denli kuvveti tam olarak karşılayamamaktadır. Bu sebepten ötürü hala bir araştırma konusudur. Yaptıkları çalışmaların sonucunda Buffer sisteminin içindeki pistonun ağırlaştırılıp ya da hafifletilmesi geri tepme kuvvetini etkilemediği sonucuna varılmıştır [28].

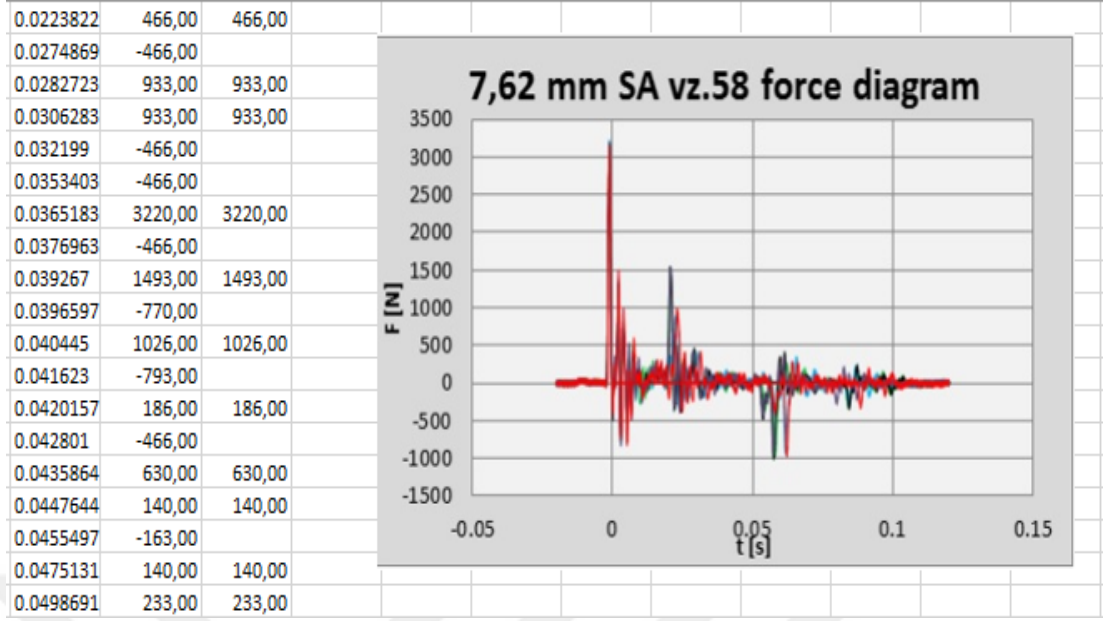


Şekil 11. Ölçülen tüfeğin geri tepme kuvveti diyagramı

Geri tepme kuvvetinin belirlenmesi için ikinci çalışmanın deneysel çalışmalar olması uygun görülmüştür. Bu aşamada Tomáš LUKÁČ ve ark.'larının çalışmasında elde edilen grafikten deneysel veriler dijital ortamdaki sonuçlar ile ortalama geri tepme kuvveti hesaplanmıştır.

Bu hesaplama iki farklı şekilde yürütülmüştür;

Birinci hesaplamada geri tepme kuvvetinin grafiğinin üzerine 68 farklı noktanın geri tepme değerinin ortalaması alınmış ve bu noktalar sonucunda elde edilen ortalama değer 91 Newton sonucu elde edilmiştir.



Şekil 12. GetData Grap Digitizer ile alınan bazı noktalar

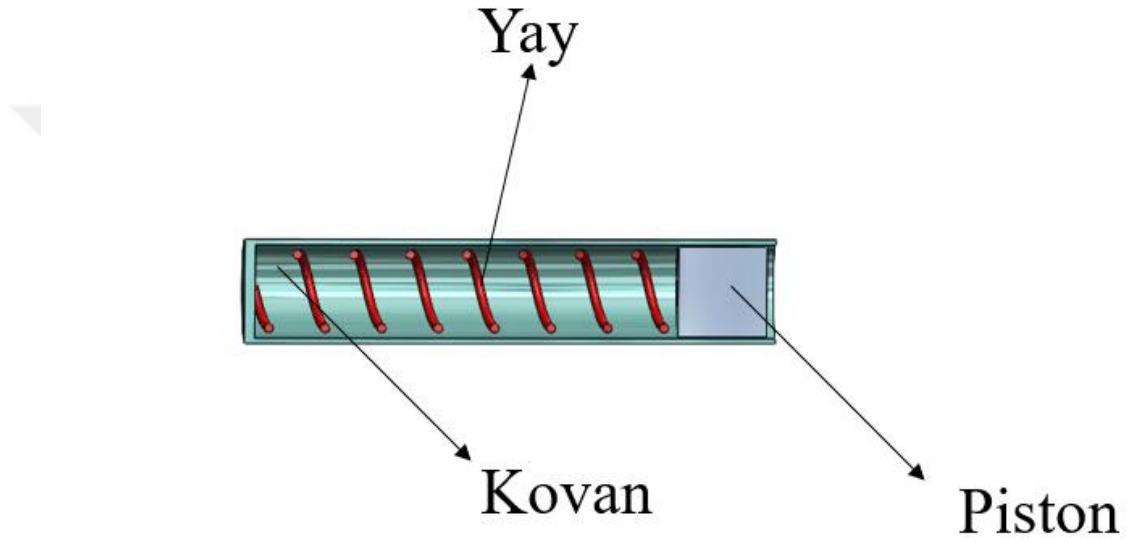
İkinci hesaplamada ise grafik üzerinde görülen negatif (-) yani grafikte negatif olan kuvvetler ihmal edilmiştir. Bu durumda ise yapılan hesaplamanın ortalaması alınırsa yaklaşık olarak 150 Newton sonucuna ulaşılmaktadır.

BÖLÜM 4. ARAŞTIRMA VE BULGULAR

Tüm makine elemanları dış yük altında deformasyona uğrarlar; deformasyon elastik bölge sınırları içindeyse, yük ortadan kalkınca eleman da başlangıçtaki konumunu alır. Genelde çok küçük olan bu deformasyonlar yay adını verdiğimiz, özel geometriye sahip elemanlarda oldukça yüksektir. Bu nedenle yaylar elastik elemanlar adı altında da ifade edilirler. Dış kuvvet altında boyut veya şekil değiştiren yay, bu arada iş depo eder ve kuvvet ortadan kalkınca bu işi geri verir.

Bir yayın malzemesi ve şekli, taşıyacağı kuvvet deformasyonunun yaylanma miktarına eşittir, yerleştirileceği yerdeki hacim ve kütle sınırlamalarına göre seçilir. Yaylarda iş, enerji depolama özelliği kadar titreşim, darbe sönümlenme özelliği de önemlidir [29].

Geri kuvvetinin analizinde şüphesiz ki en önemli sistem yayın çizimi ve malzeme parametreleridir. Yayın sarımı ve kalınlığı tamamı ile teorik olarak hazırlanmıştır. Yapılan tasarım Şekil 13'te gösterilmiştir.



Şekil 13. Tasarımı yapılan ve yayın SolidWorks çizimi

Tasarımı yapılan yayın çizimi 7,5 sarımlı 2,5 mm yay kalınlığı olarak tasarlanmıştır. Yayın sarım sayısı ve kalınlığı yerine yapılacak olan gaz sıkıştırma sistemi için yapılmış olup gerekli olan analiz koşulları simüle edilmiştir.

Tasarımın analizi için Ansys Workbench (2021, R2 ANSYS Inc. Southpointe 2600 ANSYS Drive Canonsburg PA 15317 USA) programı kullanılmıştır. Yayın kat sayısı için doğru sonuç bulmak ve karşılaştırma yapmak adına 2 farklı analiz çeşidinden yararlanılmıştır.

- a) Rijit dinamik
- b) Statik yapısal

Yapılan rijit analizde verilen sınır koşulları ile yay kat sayısı ve sönümlenme katsayısı yakınsanırken Statik analizde ise yay üzerine gelen tüm gerilmelerin sonucu hesaplanmaya çalışılmıştır. Ayrıca iki analizden de dipçiğe gelen kuvvetlerin değerleri verilen koşullara göre bulunmuştur.

Yapılacak olan analizde ilk adım olarak programa tasarımın çizimi atarak başlanılmıştır. Daha sonra modelde olması gereken en uygun üç boyutlu eleman sayısı üzerine çalışılmıştır. Çalışmalarının temel sorgularından biri olan eleman sayısı yakınsama derecesi için büyük önem taşımaktadır. Eleman boyutları ve deformasyonların görülmesi için eleman sayısı en aza indirmek daha doğru bir yaklaşım için göz önüne alınmıştır.

Malzeme seçimi olarak yay için çelik seçilmiştir. Çelik için alınan parametreler;

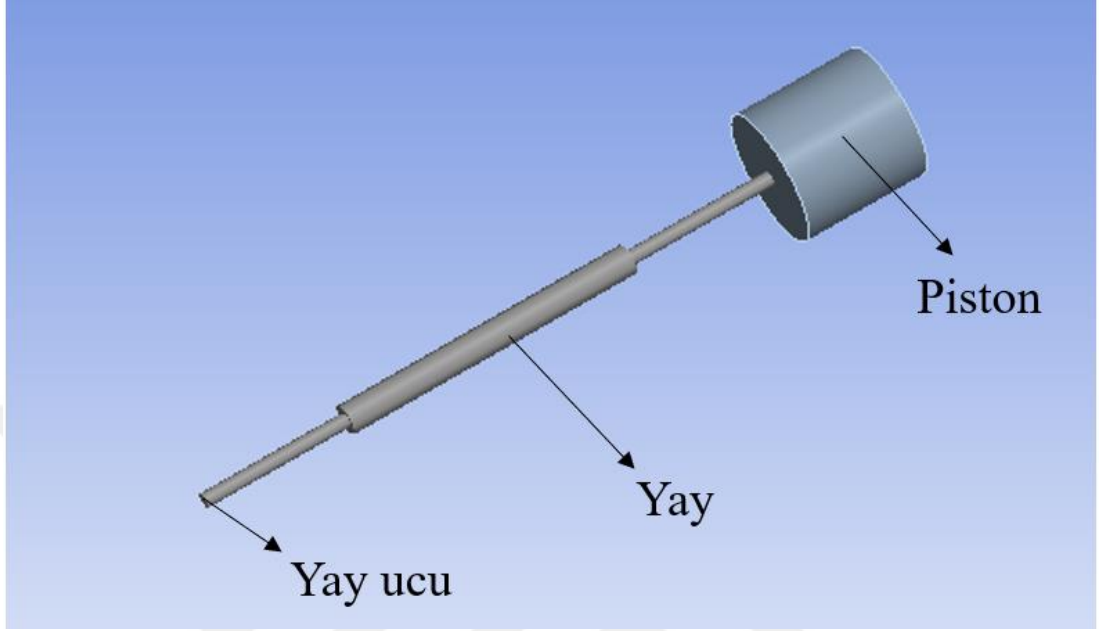
Yoğunluk	7800	kg/m^3	[29, 30]
Elastisite Katsayısı	$2,06e^{11}$	Pa	[29, 30]
Poisson's Oranı	0,3		[29, 30]

Geri kalan tüm malzeme ve parametreler program üzerinden hesaplanıp gerekli işlemlerde kullanılmıştır [29, 30].

4.1 65 N'luk Geri Tepme Kuvvetinin Rijit Dinamik Numerik Analizi

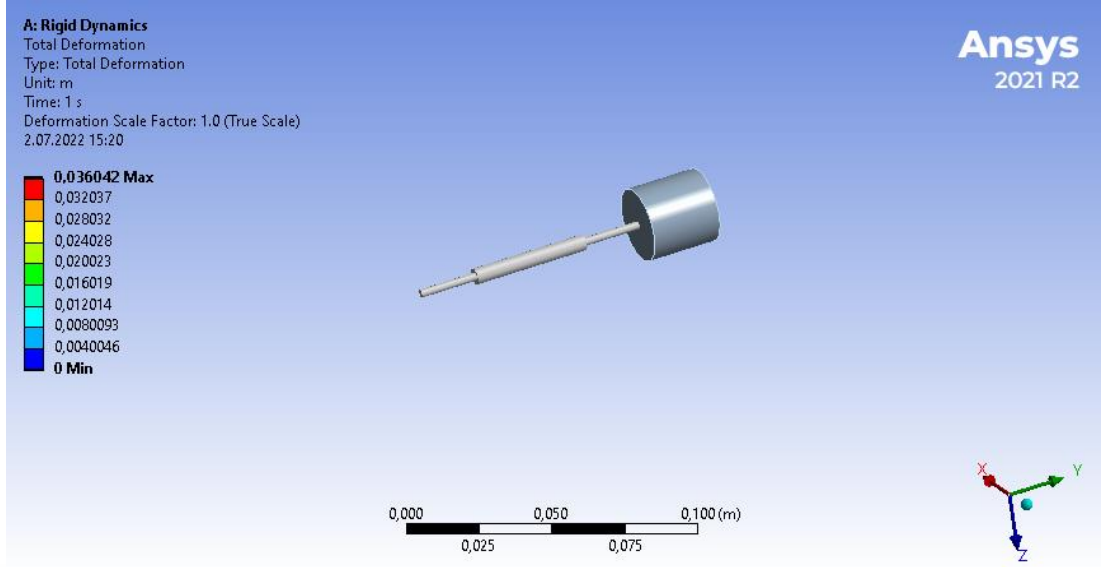
İlk olarak yapılacak olan analizde parçalar rijit olarak seçilmiştir. Rijit cisim ; hiçbir etkiye maruz kalmayan, sürtünmesiz ortamda, kuvvet yada moment etkisi altında şekil değiştirmeyen, şeklini koruyan cisimlere denmektedir. Bu seçim ile yay kat sayısı ve sönümlenme değerini bulmak için daha detaylı bir çalışma yapılmıştır. Sistemin açılıp

çalışmadığını görmek açısından kovan hesaba dahil edilmemiştir. Şekil 14'te modelin sisteme ilk girdiği başlangıç durumu gösterilmiştir.



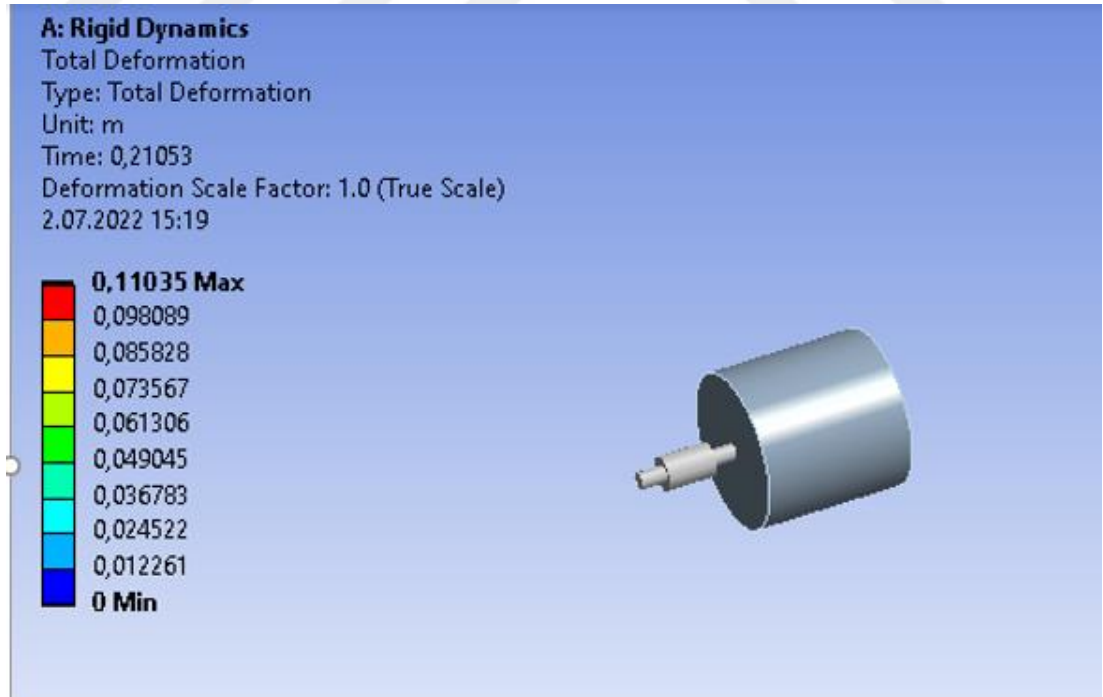
Şekil 14. Rijit dinamik başlangıç durumu

Piston ile yaya gerekli olan tüm ilişkiler eklendikten sonra pistona -Y ekseninde 65 N'luk bir kuvvet uygulanmıştır. Şekil 15'te modelin koordinat sistemindeki yeri görülmektedir. Bu sırada 65 N'a karşılık gerekli yay katsayı ve sönümlenme parametre değerleri denenmiş, en doğru sonuç alınana dek üzerinde çalışılmıştır. Yapılan tüm kuvvet ve verilen değerler 0,15 saniye içinde olması göz önüne alınarak analiz yapılmıştır. Analize başlanırken hiçbir ön yük uygulanmamıştır.



Şekil 15. Rijit dinamik analiz başlangıcı [65 N]

Belirlenen parametreler doğrultusunda verilen yüklemeler ile analiz koşturulmuş ve buna göre meydana gelen model Şekil 16'da gösterilmiştir.



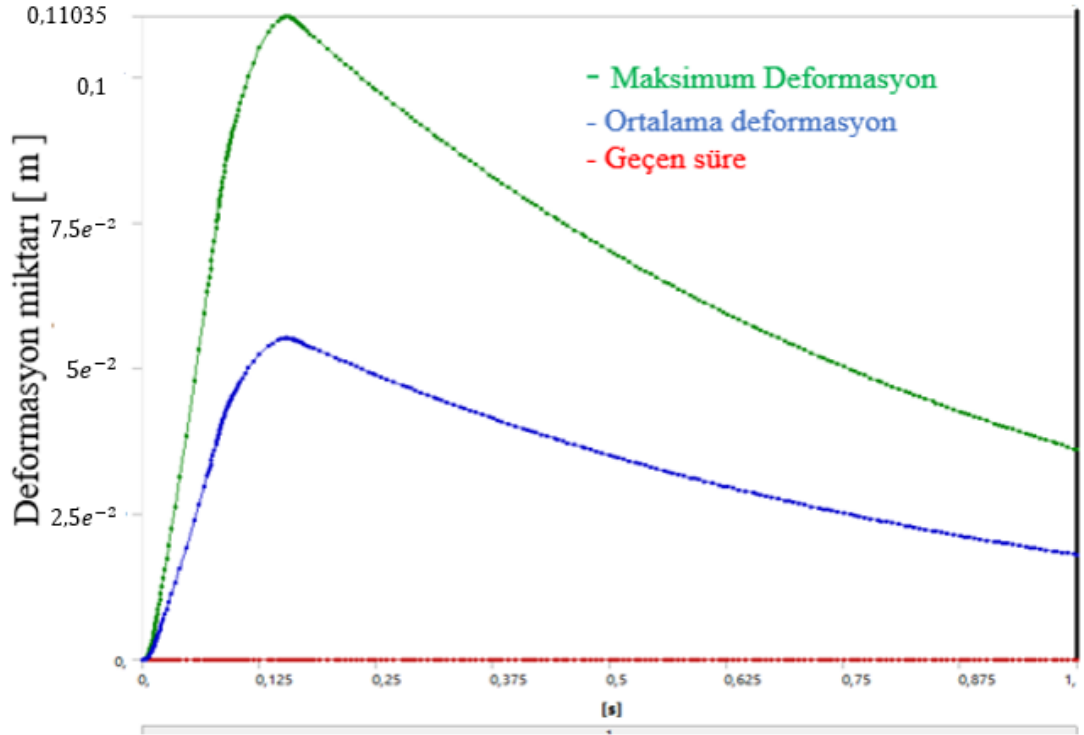
Şekil 16. 65 N kuvvetle yapılan yükleme sonucunda oluşan ekran görüntüsü

Yapılan analizde yayın bir miktar toplanması açısından kuvveti sıfıra belirli bir mesafede indirmesi ve tekrardan eski haline gelmesi beklenmiştir. Bu mesafede kalırken silahın tüm çalışma mekanizmasının da çalışması gerektiği dikkate alınmıştır. Verilen parametreler doğrultusundaki toplam deformasyon değerlerinin bir bölümü Şekil 17’de gösterilmiştir.

Time [s]	Minimum [m]	Maximum [m]	Average [m]
224	0,	4,7030e-002	4,3920e-002
225	0,79105	4,759e-002	2,3795e-002
226	0,79585	4,7288e-002	2,3644e-002
227	0,80169	4,6922e-002	2,3461e-002
228	0,80884	4,6478e-002	2,3239e-002
229	0,81699	4,5976e-002	2,2988e-002
230	0,82112	4,5724e-002	2,2862e-002
231	0,82566	4,5449e-002	2,2725e-002
232	0,83104	4,5125e-002	2,2562e-002
233	0,83761	4,4732e-002	2,2366e-002
234	0,84536	4,4273e-002	2,2137e-002
235	0,84948	4,4032e-002	2,2016e-002
236	0,85429	4,3751e-002	2,1875e-002
237	0,86024	4,3406e-002	2,1703e-002
238	0,86759	4,2983e-002	2,1492e-002
239	0,87596	4,2507e-002	2,1254e-002
240	0,88014	4,2271e-002	2,1136e-002
241	0,88466	4,2018e-002	2,1009e-002
242	0,88993	4,1725e-002	2,0862e-002
243	0,8963	4,1372e-002	2,0686e-002
244	0,90382	4,0961e-002	2,048e-002
245	0,91193	4,0521e-002	2,0261e-002
246	0,91598	4,0303e-002	2,0152e-002
247	0,92022	4,0077e-002	2,0038e-002
248	0,92507	3,9819e-002	1,991e-002
249	0,93096	3,9509e-002	1,9754e-002
250	0,93811	3,9134e-002	1,9567e-002
251	0,94623	3,8714e-002	1,9357e-002
252	0,95032	3,8504e-002	1,9252e-002
253	0,9548	3,8275e-002	1,9138e-002
254	0,96013	3,8005e-002	1,9002e-002
255	0,96666	3,7676e-002	1,8838e-002
256	0,9744	3,729e-002	1,8645e-002
257	0,97854	3,7085e-002	1,8543e-002
258	0,9834	3,6846e-002	1,8423e-002
259	0,98943	3,6552e-002	1,8276e-002
260	0,99686	3,6192e-002	1,8096e-002
261	1,	3,6042e-002	1,8021e-002

Şekil 17. Toplam deformasyon tablosu [65 N]

Alınan analiz sonuçlarında yeşil parametre maksimum deformasyonu mavi parametre ortalama deformasyonu kırmızı parametre ise minimum oluşan deformasyonu göstermektedir. Geri tepme kuvveti çok kısa süre içerisinde anlık olarak hızlandığından ilk saliselerdeki deformasyonun çok fazla olduğu ön görülmüştür. Maksimum total deformasyonun 0,11035 [m] olduğu hesaplanmış olup değerin grafik gösterimi Şekil 18’de görüntülenmektedir.



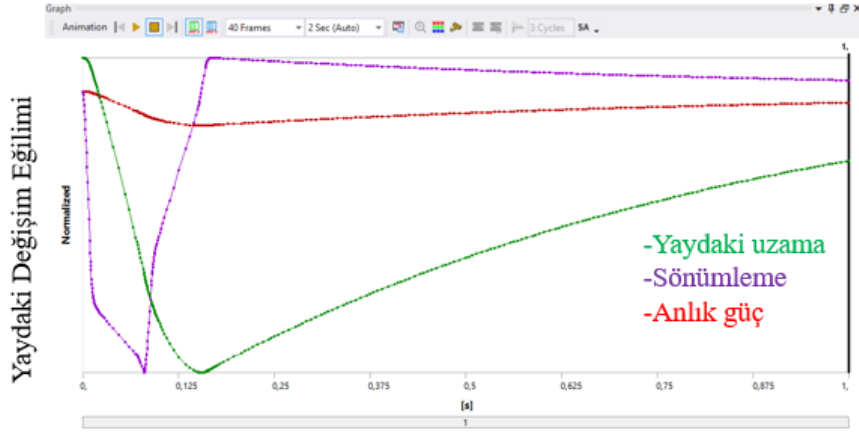
Şekil 18. Toplam deformasyon grafiği [65 N]

Yaydaki gerilmeyi hesaplamak için her saniye başına kuvvet girilmiş olup gerilmelerin değerlerini anlık görüntülenmiştir. Bu işlem Şekil 19'da gösterilmiştir.

Time [s]	Spring Probe (Force) [N]	Spring Probe (Elongation) [m]	Spring Probe (Velocity) [m/s]	Spring Probe (Damping Force) [N]
224	0,78687	-3,1106	-4,7856e-002	6,3627e-002
225	0,79105	-3,0934	-4,759e-002	6,3295e-002
226	0,79585	-3,0737	-4,7288e-002	6,2899e-002
227	0,80169	-3,0499	-4,6922e-002	6,2412e-002
228	0,80884	-3,021	-4,6478e-002	6,1814e-002
229	0,81699	-2,9884	-4,5976e-002	6,1105e-002
230	0,82112	-2,9721	-4,5724e-002	6,0807e-002
231	0,82566	-2,9542	-4,5449e-002	6,0451e-002
232	0,83104	-2,9331	-4,5125e-002	6,0022e-002
233	0,83761	-2,9076	-4,4732e-002	5,9496e-002
234	0,84536	-2,8778	-4,4273e-002	5,8866e-002
235	0,84948	-2,862	-4,4032e-002	5,8563e-002
236	0,85429	-2,8438	-4,3751e-002	5,8194e-002
237	0,86024	-2,8214	-4,3406e-002	5,7735e-002
238	0,86759	-2,7939	-4,2983e-002	5,7165e-002
239	0,87596	-2,763	-4,2507e-002	5,6482e-002
240	0,88014	-2,7476	-4,2271e-002	5,621e-002
241	0,88466	-2,7312	-4,2018e-002	5,5886e-002
242	0,88993	-2,7121	-4,1725e-002	5,5498e-002
243	0,8963	-2,6892	-4,1372e-002	5,5027e-002
244	0,90382	-2,6624	-4,0961e-002	5,4463e-002
245	0,91193	-2,6339	-4,0521e-002	5,3801e-002
246	0,91598	-2,6197	-4,0303e-002	5,3581e-002
247	0,92022	-2,605	-4,0077e-002	5,3301e-002
248	0,92507	-2,5882	-3,9819e-002	5,2964e-002
249	0,93096	-2,5681	-3,9509e-002	5,255e-002
250	0,93811	-2,5437	-3,9134e-002	5,2045e-002
251	0,94623	-2,5164	-3,8714e-002	5,1442e-002

Şekil 19. Yayıdaki gerilme tablosu [65 N]

Kuvvetimiz -Y eksenini üzerinden olduğundan, analizde uzama lineer bir şekilde olurken sönümlenme kuvveti daha keskin bir ivme ile olmaktadır. Uzama maksimum kuvvete ulaşmadan sönümlenleyici kuvvet daha erken zamanda maksimuma ulaşarak etkisini hızla kaybetmekte oluyor. Sönümlenme kuvveti ile kesiştikten sonra kuvvet etkisini kaybederek mekanizmanın tekrar mermi alması için gerekli olan süreci tamamlamaktadır. Sönümlenme ile yaydaki uzamanın kesiştiği saniye $8,9567e-002$ [s]'dir. Yayın uzaması $-8,5718e-002$ [m]'dir. O andaki sönümlenme ise $-40,808$ N'dur. Yaydaki bu değişim Şekil 20'de gösterilmiştir.



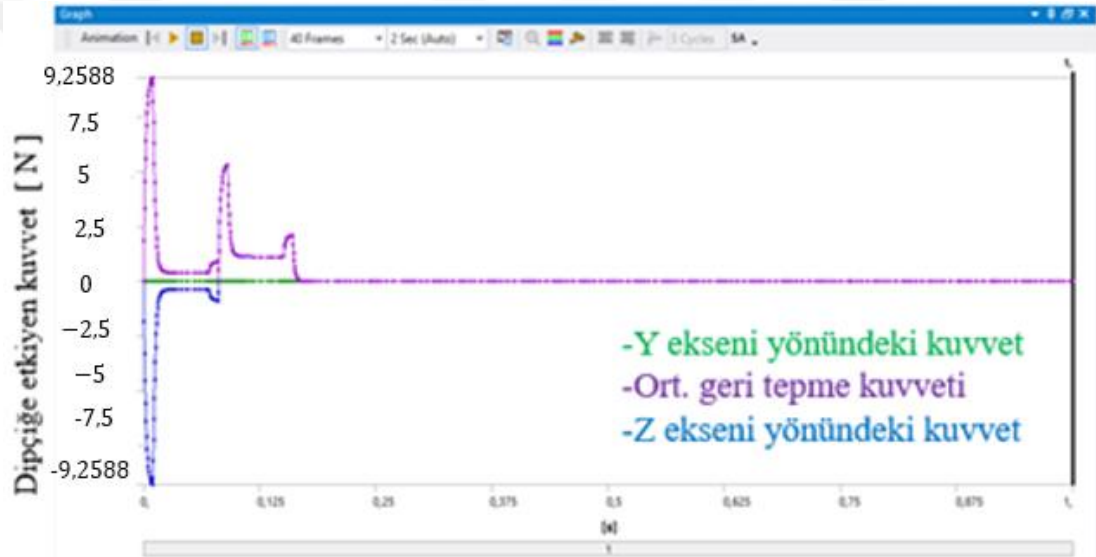
Şekil 20. Yaydaki gerilme grafiği [65 N]

Dipçiğe etkiyen farklı eksenlerdeki sapmaların parametrelerinin bir bölümü Şekil 21’de gösterilmiştir.

Time [s]	Joint Probe (Total Force X) [N]	Joint Probe (Total Force Y) [N]	Joint Probe (Total Force Z) [N]	Joint Probe (Total Force Total) [N]
233	0,83761	-1,7137e-018	-7,718e-003	7,718e-003
234	0,84536	-1,4751e-018	-6,6431e-003	6,6431e-003
235	0,84948	-1,6755e-018	-7,5457e-003	7,5457e-003
236	0,85429	-1,7162e-018	-7,7289e-003	7,7289e-003
237	0,86024	-1,6986e-018	-7,65e-003	7,65e-003
238	0,86759	-1,5932e-018	-7,175e-003	7,175e-003
239	0,87596	-1,0261e-018	-4,6211e-003	4,6211e-003
240	0,88014	-1,4764e-018	-6,6491e-003	6,6491e-003
241	0,88466	-1,6037e-018	-7,2224e-003	7,2224e-003
242	0,88993	-1,6228e-018	-7,3083e-003	7,3083e-003
243	0,8963	-1,582e-018	-7,1246e-003	7,1246e-003
244	0,90382	-1,3912e-018	-6,2652e-003	6,2652e-003
245	0,91193	-5,2536e-019	-2,366e-003	2,366e-003
246	0,91598	-1,2783e-018	-5,7571e-003	5,7571e-003
247	0,92022	-1,498e-018	-6,7465e-003	6,7465e-003
248	0,92507	-1,5476e-018	-6,9696e-003	6,9696e-003
249	0,93096	-1,5335e-018	-6,9063e-003	6,9063e-003
250	0,93811	-1,4341e-018	-6,4586e-003	6,4586e-003
251	0,94623	-9,4639e-019	-4,2622e-003	4,2622e-003
252	0,95032	-1,3577e-018	-6,1145e-003	6,1145e-003
253	0,9548	-1,4673e-018	-6,6079e-003	6,6079e-003
254	0,96013	-1,4802e-018	-6,6663e-003	6,6663e-003
255	0,96666	-1,4353e-018	-6,4639e-003	6,4639e-003
256	0,9744	-1,2151e-018	-5,4725e-003	5,4725e-003
257	0,97854	-1,4014e-018	-6,3115e-003	6,3115e-003
258	0,9834	-1,4391e-018	-6,4812e-003	6,4812e-003
259	0,98943	-1,4209e-018	-6,3991e-003	6,3991e-003
260	0,99686	-1,308e-018	-5,8908e-003	5,8908e-003
261	1,	-1,4116e-018	-6,3572e-003	6,3572e-003

Şekil 21. Dipçiğe etkiyen kuvvet tablosu [65 N]

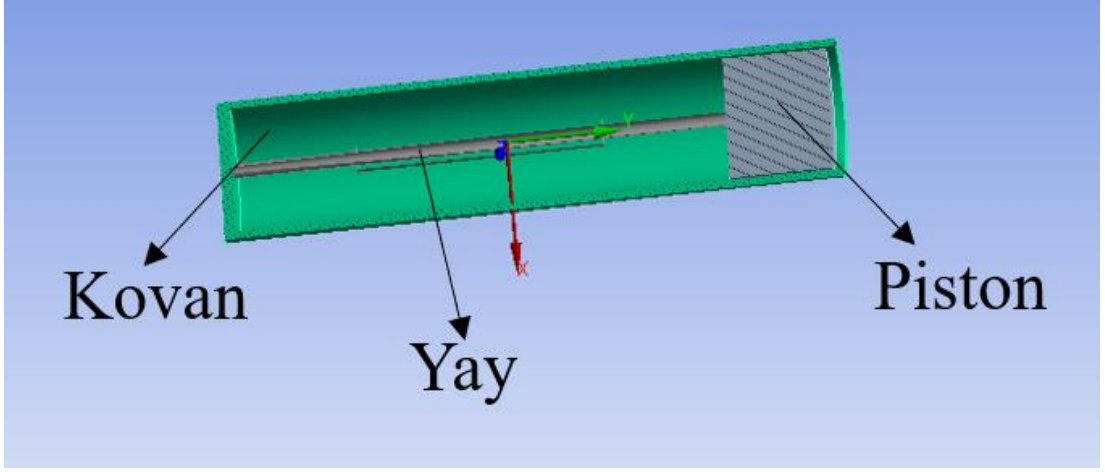
Yaydaki gerilmelerin analiz sonucunda yeşil parametre Y eksenini yönündeki kuvveti, mor parametre ortalama geri tepkiyen kuvveti, mavi parametre ise Z eksenini yönündeki kuvveti göstermektedir. Yapılan ve alınan sonuca bakılırsa ateş edilirken Z eksenini yönünde bir kuvvet açığa çıkmaktadır. Bu da tüfek ile ateş edilirken merminin hedefi vurmaması gibi bir sonuca ulaştırır. Fakat Z eksenini yönündeki maksimum kuvvet ortalama tepme kuvveti ile aynı olduğundan etki konusunda zayıf kaldığı söylenilebilir. Ortalama geri tepme kuvvetinin 9,2588 [N] olduğu görülmekteyken buna karşılık Z eksenini yönünde de aynı kuvvette sapma görülmektedir. Şekil 22'de geri tepme kuvvetinin dipçığı etkileyen kuvvet grafiği gösterilmiştir.



Şekil 22. Dipçığı etkileyen kuvvet grafiği [65 N]

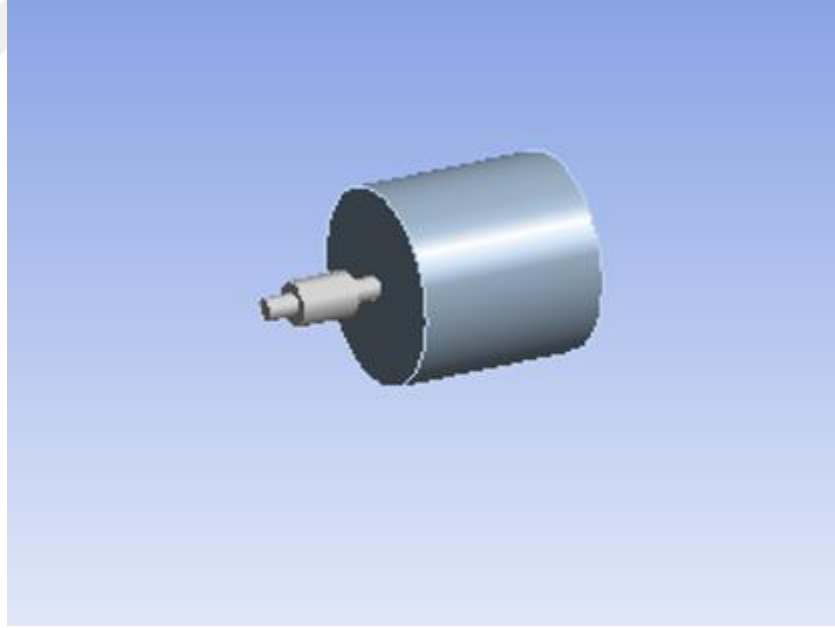
4.2 91 N'luk Geri Tepme Kuvvetinin Rijit Dinamik Numerik Analizi

Yapılan geri tepme kuvvetinin ortalamaları alınarak bulunan bulgulardan ikincisi 91 N'dir. Buna göre yapılan analizden alınan bulgular aşağıdaki gibidir.



Şekil 23. 91 N'luk kuvvet analizi için tasarlanmış model

Analiz süresince analiz koşullarının daha iyiye gitmesi ve çözümlemede problem çıkmaması ve yayın analiz sonucu görebilmek açısından kovan modelde yok sayılmıştır. Kovansız analiz yapılan sistemin son görüntüsü Şekil 24'te gösterilmiştir.



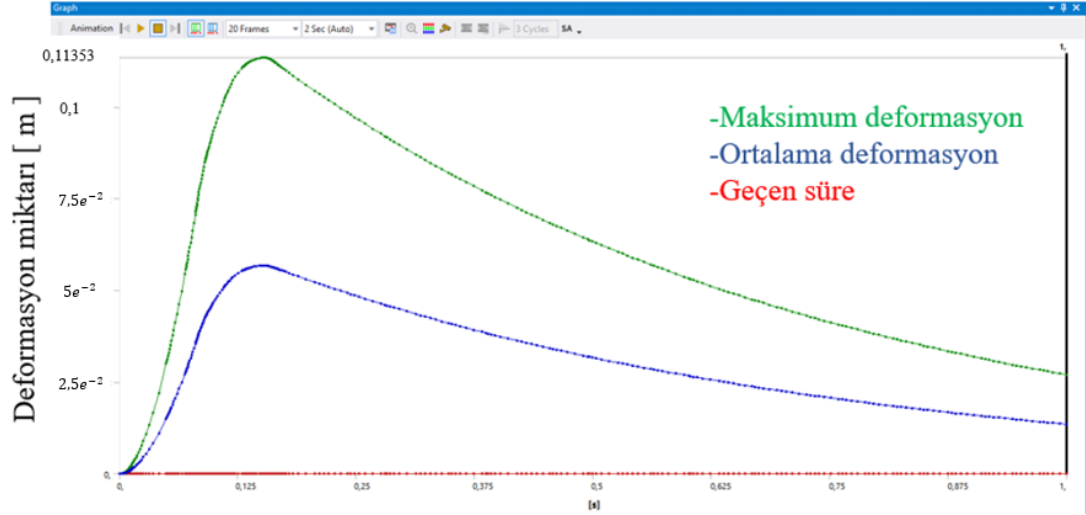
Şekil 24. 91 N'luk kuvvetin analizinin son hali

Analizin toplam deformasyon sonuçları için girilen parametrelerinin bir bölümü ve sonuçları Şekil 25'te görüntülenmektedir.

Tabular Data				
	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Minimum [m]	<input checked="" type="checkbox"/> Maximum [m]	<input checked="" type="checkbox"/> Average [m]
253	0,75111	0,	4,1251e-002	2,0616e-002
254	0,75897	0,	4,0682e-002	2,0341e-002
255	0,76299	0,	4,0404e-002	2,0202e-002
256	0,76749	0,	4,0095e-002	2,0048e-002
257	0,77289	0,	3,9728e-002	1,9864e-002
258	0,77952	0,	3,9281e-002	1,964e-002
259	0,78729	0,	3,8763e-002	1,9382e-002
260	0,79137	0,	3,8495e-002	1,9247e-002
261	0,79604	0,	3,8189e-002	1,9095e-002
262	0,80172	0,	3,7821e-002	1,8911e-002
263	0,80868	0,	3,7374e-002	1,8687e-002
264	0,81668	0,	3,6868e-002	1,8434e-002
265	0,82074	0,	3,6614e-002	1,8307e-002
266	0,82523	0,	3,6334e-002	1,8167e-002
267	0,83056	0,	3,6005e-002	1,8003e-002
268	0,83708	0,	3,5607e-002	1,7804e-002
269	0,84471	0,	3,5146e-002	1,7573e-002
270	0,84875	0,	3,4905e-002	1,7453e-002
271	0,85343	0,	3,4628e-002	1,7314e-002
272	0,85918	0,	3,4289e-002	1,7145e-002
273	0,86629	0,	3,3876e-002	1,6938e-002
274	0,87443	0,	3,3409e-002	1,6704e-002
275	0,87853	0,	3,3176e-002	1,6588e-002
276	0,883	0,	3,2924e-002	1,6462e-002
277	0,88825	0,	3,263e-002	1,6315e-002
278	0,89462	0,	3,2278e-002	1,6139e-002
279	0,9021	0,	3,1868e-002	1,5934e-002
280	0,91009	0,	3,1437e-002	1,5718e-002
281	0,91408	0,	3,1224e-002	1,5612e-002
282	0,9182	0,	3,1005e-002	1,5503e-002
283	0,92286	0,	3,076e-002	1,538e-002
284	0,92848	0,	3,0466e-002	1,5233e-002
285	0,93533	0,	3,0112e-002	1,5056e-002
286	0,9432	0,	2,9711e-002	1,4855e-002
287	0,94722	0,	2,9507e-002	1,4754e-002
288	0,95172	0,	2,9282e-002	1,4641e-002
289	0,95712	0,	2,9013e-002	1,4507e-002

Şekil 25. Toplam deformasyon tablosu [91 N]

Alınan sonuçlarda totalde oluşan deformasyonda 0,1153 [m] 'lik bir uzama görülmüştür. Bu uzamanın ortalama alınan geri tepme kuvvetinde ortaya çıktığı dikkatten kaçmamalıdır. Deformasyonun grafiği Şekil 26'da verilmiştir.



Şekil 26. Toplam deformasyon grafiği [91 N]

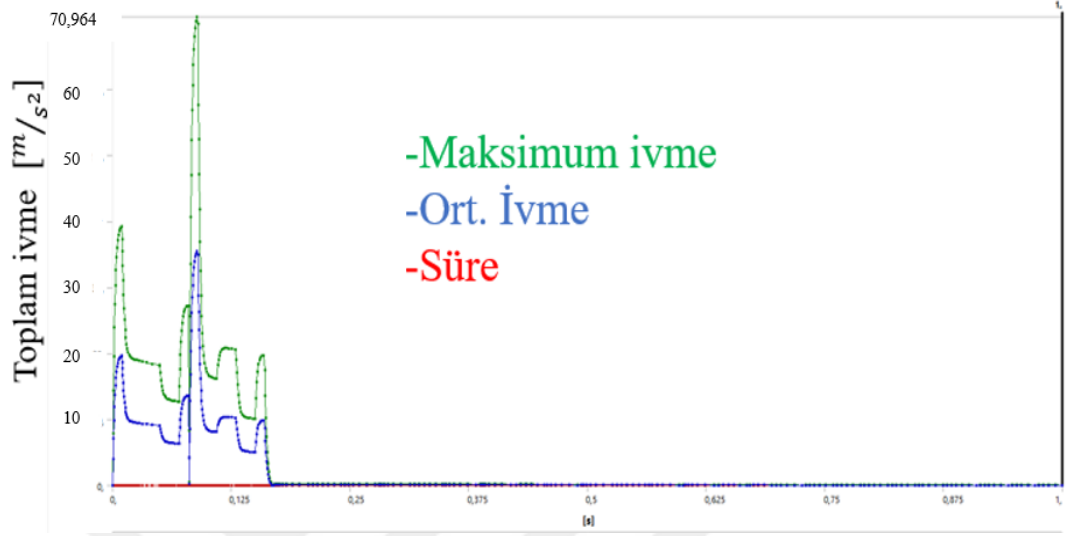
Parametreler arasında bakılması gerekenlerden biri ise ivmelenme sonuçlarıdır. Bu sonuçların tablosu Şekil 27'de gösterilmiştir.

	Time [s]	✓ Minimum [m/s ²]	✓ Maximum [m/s ²]	✓ Average [m/s ²]
85	9,0602e-002	0,	57,571	28,786
86	9,0874e-002	0,	52,507	26,253
87	9,1211e-002	0,	47,105	23,552
88	9,1606e-002	0,	41,785	20,893
89	9,2056e-002	0,	36,845	18,423
90	9,2559e-002	0,	32,46	16,23
91	9,3115e-002	0,	28,707	14,354
92	9,3726e-002	0,	25,594	12,797
93	9,4397e-002	0,	23,084	11,542
94	9,5134e-002	0,	21,118	10,559
95	9,5946e-002	0,	19,621	9,8106
96	9,6846e-002	0,	18,516	9,2582
97	9,7851e-002	0,	17,728	8,864
98	9,8982e-002	0,	17,185	8,5926
99	0,10027	0,	16,825	8,4123
100	0,10176	0,	16,591	8,2955
101	0,1035	0,	16,439	8,2193
102	0,10558	0,	16,331	8,1655
103	0,10814	0,	16,24	8,1199
104	0,10976	0,	16,19	8,095
105	0,11114	0,	18,264	9,1321
106	0,11183	0,	19,068	9,5339
107	0,11268	0,	19,739	9,8697
108	0,11369	0,	20,237	10,119
109	0,11488	0,	20,564	10,282
110	0,11627	0,	20,747	10,374
111	0,11792	0,	20,821	10,41
112	0,11989	0,	20,817	10,409
113	0,12229	0,	20,76	10,38
114	0,12531	0,	20,664	10,332
115	0,12925	0,	20,528	10,264
116	0,13033	0,	19,038	9,5191
117	0,13087	0,	17,046	8,523
118	0,13151	0,	15,247	7,6234
119	0,13227	0,	13,749	6,8743
120	0,13313	0,	12,582	6,2908
121	0,13412	0,	11,725	5,8626

Şekil 27. İvme tablosu [91 N]

Grafikte geçen sürede anlık ivmeler görülmüştür. İlk saniyelerdeki anlık ivme $40 [m.s^{-2}]$ olarak ölçülmüştür. Pistonun arkasından -Y ekseninde verilen 91 N'luk kuvvetin yay etkidiği maksimum ivmenin $70,964 [m.s^{-1}]$ olduğu sonucuna

ulaşmıştır. Maksimum ivmeden belirli adım sonrada anlık çıkışlar görülmüştür. Şekil 28 'te anlık ivmenin grafiği görüntülenmektedir.



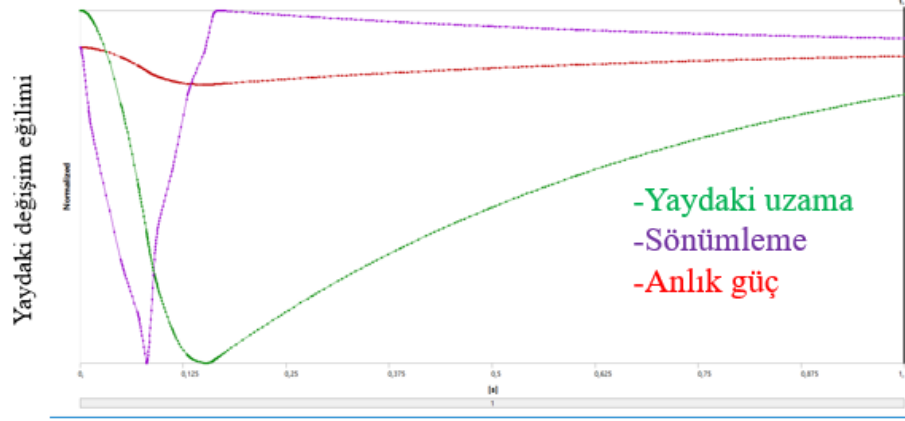
Şekil 28. İvmenin grafiği [91 N]

Şekil 29'daki parametreler tablosunda yaya verilen anlık gücün karşındaki hız değişkenliği ve oluşan kuvvetlerin saniyedeki sayısal değerleri gösterilmiştir.

	Time [s]	Spring Probe (Force) [N]	Spring Probe (Elongation) [m]	Spring Probe (Velocity) [m/s]	Spring Probe (Damping Force) [N]
115	0,12925	-9,4067	-0,11067	-0,26901	-13,45
116	0,13033	-9,4303	-0,11095	-0,24719	-12,36
117	0,13087	-9,4414	-0,11108	-0,23749	-11,875
118	0,13151	-9,4542	-0,11123	-0,22707	-11,354
119	0,13227	-9,4684	-0,11139	-0,21617	-10,809
120	0,13313	-9,4839	-0,11158	-0,20481	-10,241
121	0,13412	-9,5006	-0,11177	-0,19285	-9,6427
122	0,13524	-9,5184	-0,11198	-0,18003	-9,0013
123	0,13653	-9,5373	-0,1122	-0,16594	-8,2971
124	0,13803	-9,5574	-0,11244	-0,1501	-7,5048
125	0,13978	-9,5784	-0,11269	-0,13182	-6,5908
126	0,14189	-9,6001	-0,11294	-0,11017	-5,5087
127	0,14447	-9,6213	-0,11319	-8,3826e-002	-4,1913
128	0,14773	-9,64	-0,11341	-5,0685e-002	-2,5342
129	0,14987	-9,6472	-0,1135	-2,9002e-002	-1,4501
130	0,15078	-9,6491	-0,11352	-1,852e-002	-0,92602
131	0,15169	-9,65	-0,11353	-5,3138e-003	-0,26569
132	0,15265	-9,6498	-0,11353	1,0526e-002	0,52631
133	0,15368	-9,6481	-0,11351	2,9006e-002	1,4503
134	0,15482	-9,6442	-0,11346	5,0345e-002	2,5172
135	0,1561	-9,6374	-0,11338	7,4949e-002	3,7474
136	0,15756	-9,6264	-0,11325	0,10345	5,1726
137	0,15925	-9,6091	-0,11305	0,1368	6,8401
138	0,16026	-9,5966	-0,1129	0,15619	7,8094
139	0,16076	-9,5897	-0,11282	0,16393	8,1965
140	0,16134	-9,5816	-0,11272	0,17072	8,5362
141	0,16198	-9,572	-0,11261	0,17636	8,8181
142	0,16271	-9,561	-0,11248	0,18081	9,0406
143	0,16352	-9,5484	-0,11233	0,18415	9,2076
144	0,16442	-9,5343	-0,11217	0,18652	9,3259
145	0,16542	-9,5182	-0,11198	0,18807	9,4033
146	0,16656	-9,5	-0,11176	0,18896	9,4479
147	0,16785	-9,4792	-0,11152	0,18934	9,4668
148	0,16935	-9,4552	-0,11124	0,18932	9,4662
149	0,17109	-9,4271	-0,11091	0,18901	9,4506
150	0,17318	-9,3936	-0,11051	0,18846	9,423
151	0,17573	-9,3528	-0,11003	0,18769	9,3845

Şekil 29. Yayda oluşan kuvvetin tablosu [91 N]

Kuvvetimiz -Y eksenini üzerinden olduğundan, analizde uzama lineer bir şekilde olurken sönümlenme kuvveti daha keskin bir ivme yakalanmaktadır. Uzama maksimum kuvvete ulaşmadan sönümleyici kuvvet daha erken zamanda maksimuma ulaşmış etkisini hızla kaybetmekte oluyor. Sönümlenme kuvveti kesiştikten bir zaman sonra mekanizmanın tekrar mermi alması için gerekli olan süreci tamamlamaktadır. Bu işlem sonucunun grafiği Şekil 30'da gösterilmiştir.



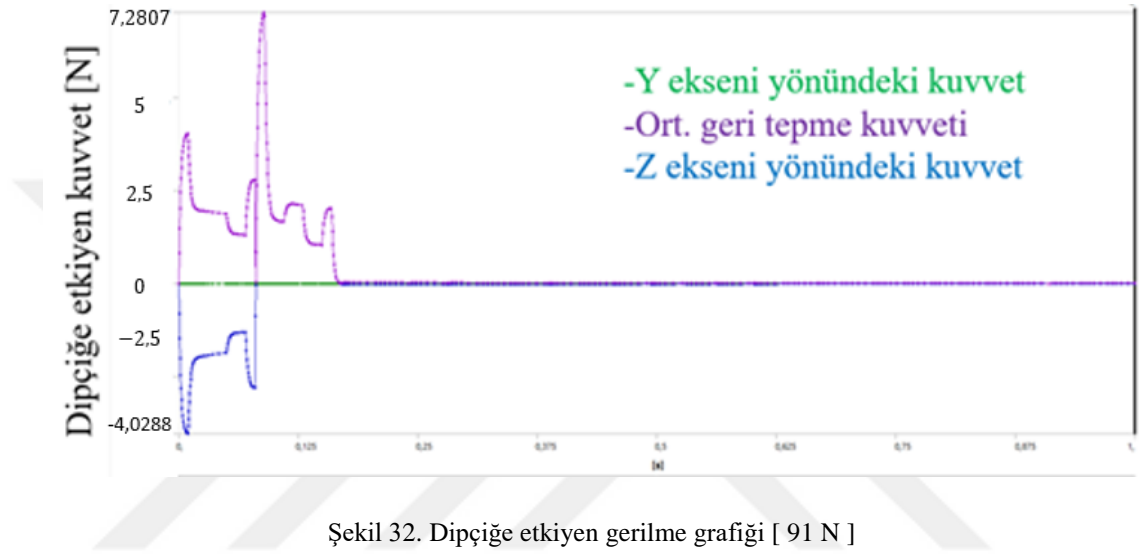
Şekil 30. Yayda oluşan kuvvetin grafiği [91 N]

Dipçiğe uygulanan kuvvetin sonucunda oluşan sapmaların parametrelerinin bazı süreçlerindeki anlık değişimler Şekil 31'de görülmektedir.

Tabular Data				
Time [s]	Joint Probe (Total Force X) [N]	Joint Probe (Total Force Y) [N]	Joint Probe (Total Force Z) [N]	Joint Probe (Total Force Total) [N]
55	7,0348e-002	-3,4229e-016	-1,5415	1,5415
56	7,0813e-002	-4,0057e-016	-1,804	1,804
57	7,1343e-002	-4,5268e-016	-2,0387	2,0387
58	7,1938e-002	-4,9703e-016	-2,2384	2,2384
59	7,2599e-002	-5,3319e-016	-2,4013	2,4013
60	7,3331e-002	-5,6154e-016	-2,529	2,529
61	7,414e-002	-5,8288e-016	-2,6251	2,6251
62	7,5041e-002	-5,9824e-016	-2,6942	2,6942
63	7,6049e-002	-6,0869e-016	-2,7413	2,7413
64	7,7188e-002	-6,1522e-016	-2,7707	2,7707
65	7,8491e-002	-6,1875e-016	-2,7866	2,7866
66	8,0001e-002	-6,1899e-016	-2,7877	2,7877
67	8,0427e-002	-1,9269e-016	-0,86778	0,86778
68	8,0639e-002	-1,0456e-017	-4,7092e-002	4,7092e-002
69	8,09e-002	1,884e-016	0,84849	0,84849
70	8,1203e-002	3,9033e-016	1,7579	1,7579
71	8,1545e-002	5,8498e-016	2,6345	2,6345
72	8,1923e-002	7,6545e-016	3,4473	3,4473
73	8,2336e-002	9,2779e-016	4,1784	4,1784
74	8,2783e-002	1,0703e-015	4,8204	4,8204
75	8,3266e-002	1,1929e-015	5,3725	5,3725
76	8,3786e-002	1,2963e-015	5,838	5,838
77	8,4349e-002	1,3818e-015	6,2229	6,2229
78	8,4957e-002	1,451e-015	6,5346	6,5346
79	8,5617e-002	1,5057e-015	6,7812	6,7812
80	8,6338e-002	1,5479e-015	6,9712	6,9712
81	8,7128e-002	1,5793e-015	7,1126	7,1126
82	8,7999e-002	1,6017e-015	7,2133	7,2133
83	8,8969e-002	1,6166e-015	7,2807	7,2807
84	9,0058e-002	1,5934e-015	7,1762	7,1762
85	9,0602e-002	1,3116e-015	5,9067	5,9067
86	9,0874e-002	1,1962e-015	5,3871	5,3871
87	9,1211e-002	1,0731e-015	4,8329	4,8329
88	9,1606e-002	9,5193e-016	4,2871	4,2871
89	9,2056e-002	8,3939e-016	3,7803	3,7803
90	9,2559e-002	7,3949e-016	3,3304	3,3304
91	9,3115e-002	6,5399e-016	2,9453	2,9453

Şekil 31. Dipçiğe etkiyen gerilme tablosu [91 N]

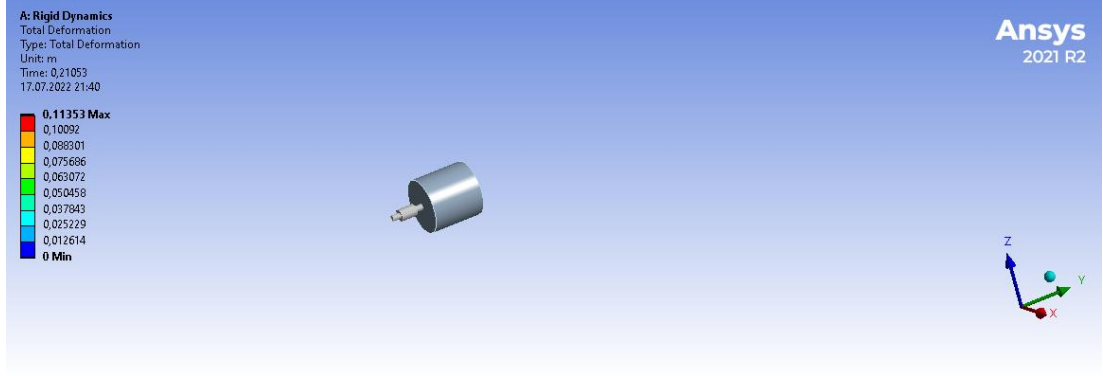
Yapılan ve alınan sonuca bakılırsa ateş edilirken Z eksenine yönünde bir kuvvet açığa çıkmaktadır. Bu da silah ile ateş edilirken merminin hedefi vurmaması gibi bir probleme yol açar. Fakat Z eksenine yönündeki maksimum kuvvet ortalama tepme kuvveti ile aynı olduğundan etki konusunda zayıf kaldığı söylenilebilir. Ortalama geri tepme kuvvetinin 91 N altında maksimum 7,2807 N olduğu görülmektedir. Anlık sapsmalar ve kuvvetler Şekil 32’de gösterilmiştir.



Şekil 32. Dipçiğe etkiyen gerilme grafiği [91 N]

4.3 150 N’luk Geri Tepme Kuvvetinin Rijit Dinamik Numerik Analizi

Çalışmanın bu kısmında pistonu 150 N kuvvet uygulanmıştır. Uygulanan kuvvet pistonu -Y eksenine üzerinde uygulanmış olup analiz sonuçları incelenmiştir. 150 N kuvvetin ardından oluşan son durum Şekil 33’de gösterilmiştir.



Şekil 33. rijit dinamik 150 N uygulandıktan sonraki durum

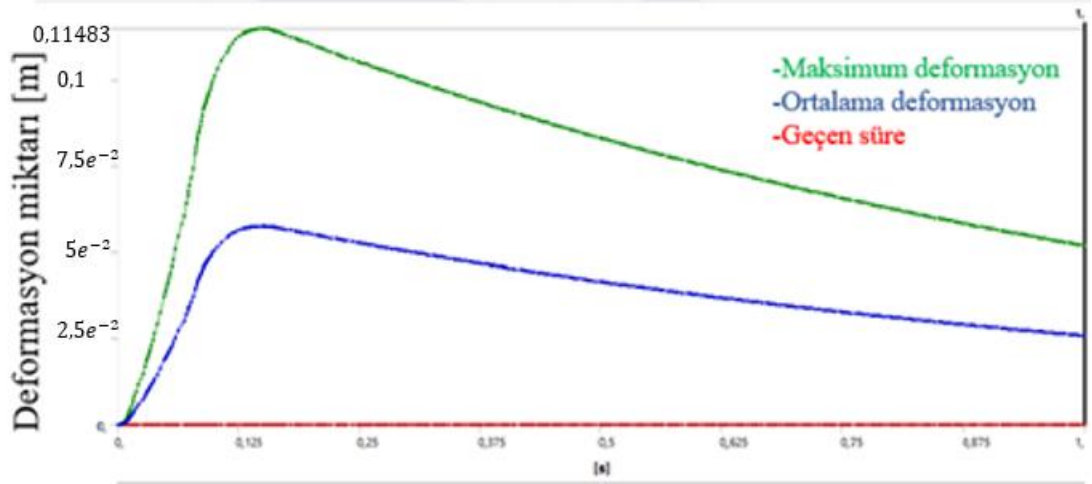
Analizin sonunda verilen sönümlenme değerin ve yay kat sayısının ideal durumda olduğu fakat yay sıkıştırıldığında kalan mesafenin yetersiz olduğu görülmüştür. Bu sebepten yaya verilecek kat sayılarının durumu tekrar gözden geçirilmiştir.

Gözden geçirilen parametreler doğrultusunda toplam deformasyon tablosu Şekil 34'de gösterilmiştir.

Tabular Data				
	Time [s]	<input checked="" type="checkbox"/> Minimum [m]	<input checked="" type="checkbox"/> Maximum [m]	<input checked="" type="checkbox"/> Average [m]
309	0,78739	0,	6,3229e-002	3,1615e-002
310	0,79093	0,	6,3018e-002	3,1509e-002
311	0,79511	0,	6,2769e-002	3,1385e-002
312	0,79958	0,	6,2504e-002	3,1252e-002
313	0,80181	0,	6,2373e-002	3,1186e-002
314	0,8041	0,	6,2238e-002	3,1119e-002
315	0,80668	0,	6,2086e-002	3,1043e-002
316	0,80977	0,	6,1905e-002	3,0953e-002
317	0,81354	0,	6,1685e-002	3,0843e-002
318	0,81786	0,	6,1433e-002	3,0717e-002
319	0,82008	0,	6,1305e-002	3,0652e-002
320	0,82258	0,	6,116e-002	3,058e-002
321	0,8256	0,	6,0986e-002	3,0493e-002
322	0,82931	0,	6,0772e-002	3,0386e-002
323	0,83366	0,	6,0523e-002	3,0261e-002
324	0,83593	0,	6,0393e-002	3,0197e-002
325	0,8385	0,	6,0246e-002	3,0123e-002
326	0,84162	0,	6,0069e-002	3,0034e-002
327	0,84544	0,	5,9853e-002	2,9926e-002
328	0,84982	0,	5,9605e-002	2,9802e-002
329	0,85206	0,	5,9479e-002	2,9739e-002
330	0,85456	0,	5,9338e-002	2,9669e-002
331	0,85755	0,	5,9171e-002	2,9586e-002
332	0,86121	0,	5,8966e-002	2,9483e-002
333	0,8655	0,	5,8728e-002	2,9364e-002
334	0,86775	0,	5,8603e-002	2,9302e-002
335	0,87033	0,	5,8461e-002	2,923e-002
336	0,87348	0,	5,8287e-002	2,9143e-002

Şekil 34. Toplam deformasyon tablosu [150 N]

Alınan sonuçlarda ise kuvvetin anlık etkisi altında deformasyonun maksimum seviyelere çıkmasına sebep olmaktadır. Toplamda oluşan maksimum deformasyonda 0,11483 [m]'lük bir uzama görülmüştür. Bu uzamanın ortalama alınan geri tepme kuvvetinde ortaya çıktığı dikkatten kaçmamalıdır.



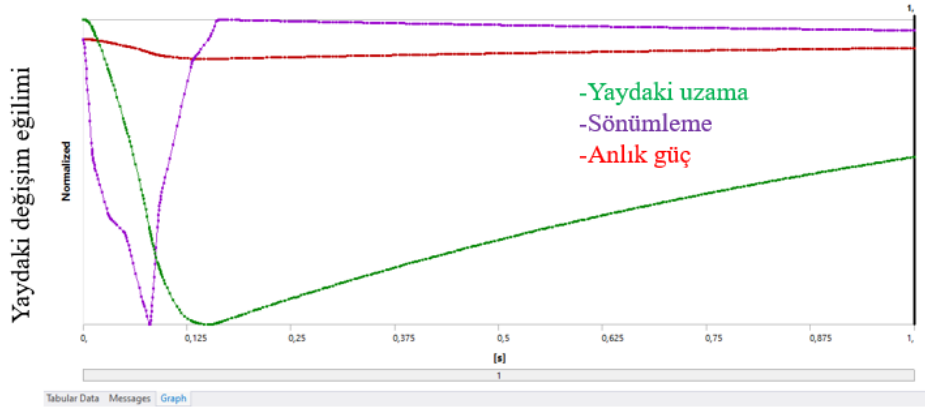
Şekil 35. Toplam deformasyon grafiği [150 N]

Çalışmanın bu evresinde parametreler tablosunda yaya verilen anlık gücün karşındaki hız değişkenliği ve oluşan kuvvetlerin saniyedeki sayısal değerleri Şekil 36'da gösterilmiştir.

Time [s]	Spring Probe (Force) [N]	Spring Probe (Elongation) [m]	Spring Probe (Velocity) [m/s]	Spring Probe (Damping Force) [N]	
334	0,86775	-4,9813	-5,8603e-002	5,5357e-002	4,9821
335	0,87033	-4,9692	-5,8461e-002	5,5249e-002	4,9724
336	0,87348	-4,9544	-5,8287e-002	5,5086e-002	4,9577
337	0,87735	-4,9363	-5,8074e-002	5,4854e-002	4,9368
338	0,8818	-4,9155	-5,783e-002	5,4442e-002	4,8998
339	0,88406	-4,905	-5,7706e-002	5,4483e-002	4,9035
340	0,88655	-4,8935	-5,7571e-002	5,4399e-002	4,8959
341	0,88951	-4,8799	-5,741e-002	5,4256e-002	4,883
342	0,89311	-4,8633	-5,7215e-002	5,4054e-002	4,8649
343	0,89733	-4,8439	-5,6987e-002	5,3738e-002	4,8364
344	0,89956	-4,8337	-5,6867e-002	5,3721e-002	4,8349
345	0,90214	-4,8219	-5,6728e-002	5,3614e-002	4,8252
346	0,90534	-4,8074	-5,6557e-002	5,3452e-002	4,8106
347	0,90928	-4,7895	-5,6347e-002	5,3219e-002	4,7897
348	0,9138	-4,769	-5,6106e-002	5,2784e-002	4,7506
349	0,91608	-4,7588	-5,5985e-002	5,2845e-002	4,7561
350	0,91856	-4,7476	-5,5854e-002	5,2773e-002	4,7496
351	0,92147	-4,7346	-5,5701e-002	5,2638e-002	4,7375
352	0,925	-4,7188	-5,5515e-002	5,2449e-002	4,7204
353	0,92914	-4,7004	-5,5299e-002	5,2159e-002	4,6943
354	0,93355	-4,6808	-5,5068e-002	5,153e-002	4,6377
355	0,93576	-4,671	-5,4953e-002	5,1789e-002	4,661
356	0,93804	-4,661	-5,4835e-002	5,1789e-002	4,661
357	0,94063	-4,6496	-5,4701e-002	5,1692e-002	4,6523
358	0,94375	-4,6359	-5,454e-002	5,1542e-002	4,6388
359	0,94756	-4,6192	-5,4344e-002	5,1328e-002	4,6195
360	0,95193	-4,6002	-5,412e-002	5,0953e-002	4,5858

Şekil 36. Yaya oluşan kuvvetin tablosu [150 N]

Kuvvetimiz -Y eksenini üzerinden olduğundan, analizde uzama doğrusal şekilde olurken sönümleme kuvveti daha keskin bir ivme almaktadır. Uzama maksimum kuvvete ulaşmadan sönümleyici kuvvet daha erken zamanda maksimuma ulaşmış etkisini hızla kaybetmektedir. Sönümleme kuvveti keşittikten bir zaman sonra etkisinin azalmasını ardından hazneye tekrar mermi sürmek için gerekli olan mekanizma kendini tamamlamaktadır. Sürecin grafiği Şekil 37'de görülmektedir.



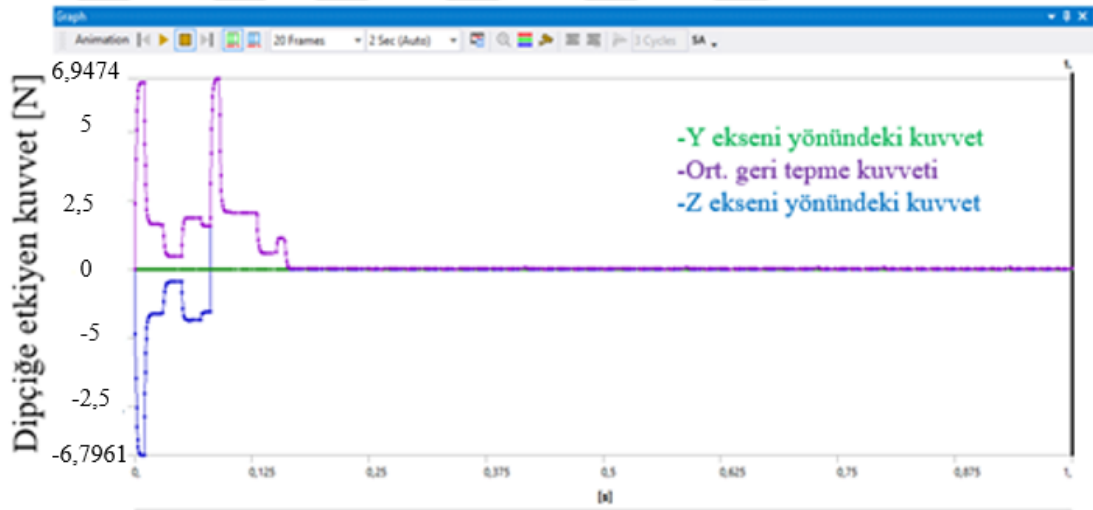
Şekil 37. Yayda oluşan kuvvetin grafiği [150 N]

Dipçiğe etkiyen 150 N'luk kuvvetin eksenlerdeki sapmaların parametrelerinin bir bölümü Şekil 38'de gösterilmiştir.

Time [s]	Joint Probe (Total Force X) [N]	Joint Probe (Total Force Y) [N]	Joint Probe (Total Force Z) [N]	Joint Probe (Total Force Total) [N]
340	0,88655	-5,4131e-019	-5,4131e-019	-2,4378e-003
341	0,88951	-7,0028e-019	-7,0028e-019	-3,1538e-003
342	0,89311	-3,5913e-019	-3,5913e-019	-1,6174e-003
343	0,89733	1,6558e-018	1,6558e-018	7,457e-003
344	0,89956	-2,5983e-019	-2,5983e-019	-1,1702e-003
345	0,90214	-7,3993e-019	-7,3993e-019	-3,3324e-003
346	0,90534	-7,2915e-019	-7,2915e-019	-3,2838e-003
347	0,90928	-5,5101e-020	-5,5101e-020	-2,4815e-004
348	0,9138	4,0918e-018	4,0918e-018	1,8428e-002
349	0,91608	5,9857e-019	5,9857e-019	2,6957e-003
350	0,91856	-4,2933e-019	-4,2933e-019	-1,9335e-003
351	0,92147	-6,3887e-019	-6,3887e-019	-2,8772e-003
352	0,925	-3,5528e-019	-3,5528e-019	-1,6e-003
353	0,92914	1,3571e-018	1,3571e-018	6,112e-003
354	0,93355	9,5673e-018	9,5673e-018	4,3087e-002
355	0,93576	2,2343e-018	2,2343e-018	1,0062e-002
356	0,93804	-1,5619e-021	-1,5619e-021	-7,0342e-006
357	0,94063	-6,0077e-019	-6,0077e-019	-2,7056e-003
358	0,94375	-6,3482e-019	-6,3482e-019	-2,859e-003
359	0,94756	-5,7098e-020	-5,7098e-020	-2,5715e-004
360	0,95193	3,201e-018	3,201e-018	1,4416e-002
361	0,95416	2,7583e-019	2,7583e-019	1,2422e-003
362	0,95665	-5,3072e-019	-5,3072e-019	-2,3901e-003
363	0,95963	-6,5653e-019	-6,5653e-019	-2,9567e-003
364	0,9633	-2,7895e-019	-2,7895e-019	-1,2563e-003
365	0,96759	1,9862e-018	1,9862e-018	8,9451e-003
366	0,96985	-8,3061e-020	-8,3061e-020	-3,7407e-004
367	0,97243	-6,1912e-019	-6,1912e-019	-2,7883e-003

Şekil 38. Dipçiğe etkiyen kuvvet tablosu [150 N]

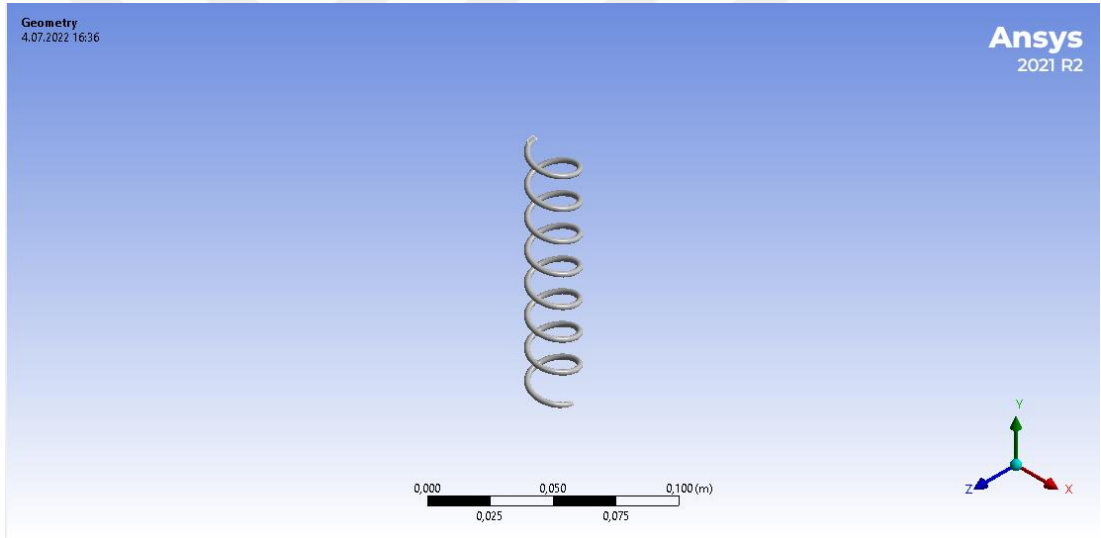
Yapılan ve alınan sonuçlar gösteriyor ki ateş edilirken Z eksenini yönünde bir kuvvet açığa çıkmaktadır. Açığa çıkan bu kuvvet yayın doğrusal olmayan hareketinden kaynaklı olduğundan sapmanın gaz ile yapılan sistemde en minimuma ineceği ön görülmüştür. Verilen katsayı değerlerine göre geri tepme kuvveti 6,9474 N etki etmektedir. Grafikte iki kez maksimum geri tepme kuvvetine çıkması yapılan analiz çalışmasında dikkatten kaçmamalıdır. İlk tepe yaptığı noktada yaya ani yük geldiğinden anlık bir sönümlenme yapmaktadır. Bu da Z eksenini yönündeki etkiyi açıklamaktadır. İkinci kez tepe yaptığında sistem artık durdurma kuvvetini bitirip yerine tekrar mermi sürmek için sistemi tamamlamaktadır. Fakat Z eksenini yönündeki maksimum kuvvet ortalama tepme kuvveti ile aynı olduğundan etki konusunda zayıf kaldığı söylenilebilir.



Şekil 39. Dipçığe etkiyen kuvvet grafiğı [150 N]

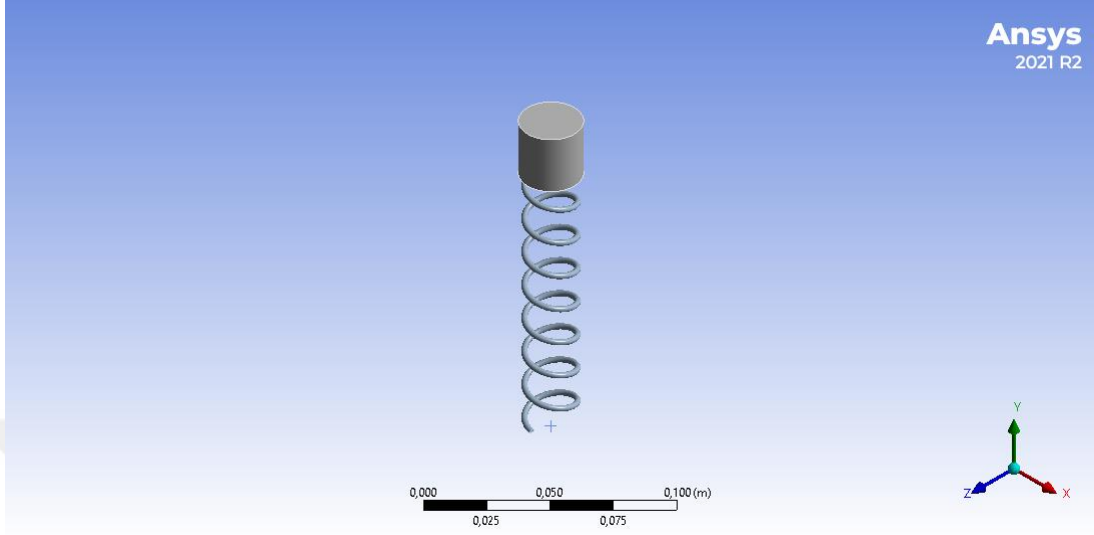
4.4 Statik Yapısal Numerik Analizi

Çalışmanın bu bölümünde tasarım modelleri esnek malzeme olarak seçilmiştir. simüle ettiğimiz yayın üzerine uygulanan kuvvetin ardından oluşan asal gerilmeleri total deformasyonu ve dipçiğe uygulanan kuvveti tekrardan inceleyeceğiz. Çalışmada yayın sıkışması konusunda doğru bir skala belirlenememiştir. Analizin doğru çözümlenmesi açısından; ilk olarak sadece yay üzerine etki ettirdiğimiz kuvvetler ve kontakların analizi yapılmıştır. Daha sonra pistonu etki ettirdiğimiz kuvvetlerin analizinin koşturulması ve buna göre sonuç alınması uygun görülmüştür. Analiz yaparken programın bir koşulu olan büyük deformasyon etkisi aktif hale getirilmiştir.



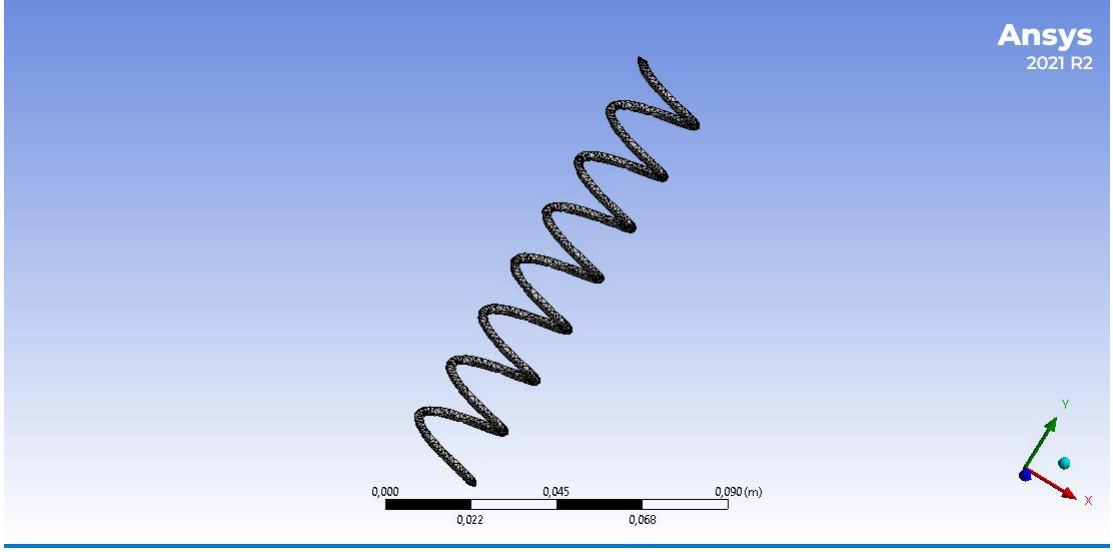
Şekil 40. Analiz yapılacak yayın başlangıç durumu

Tasarlanan yay ile pistonun başlangıç durumu Şekil 41’de görülmektedir.

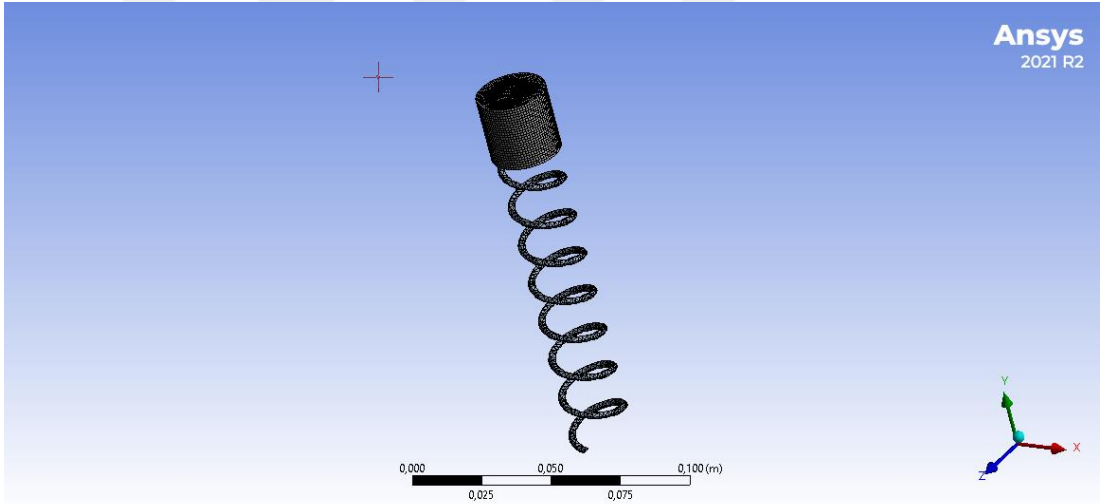


Şekil 41. Analiz yapılacak yayın ve pistonun ilk hali

Rijit dinamikte aldığımız yay kat sayısı ve sönümlleme verileri ile oluşturulan yayın sarım sayısı 7 olup yayın kalınlığı 2,5 mm olarak seçilmiştir. Seçilen verilerin ardından malzemelerin verileri girilerek ağ örgüsü işlemine geçilmiştir. Sonlu elemanlar analizi yapılırken şeklin eleman sayısına bölünmesi yani modelin istenilen miktarda elemanlara bölünmesi modelin hacminin ve kütesinin küçülmesine sebebiyet verir. Bu da analizdeki değerlerin değişmesine neden olur. Yapılan ağ örgüsündeki elemanlar dörtgensel olup 136606 düğümden 34017 elemandan oluşmaktadır. Modelin ağ örgüsü olmuş hali görüntüleri Şekil 42 ve 43 de gösterilmiştir.

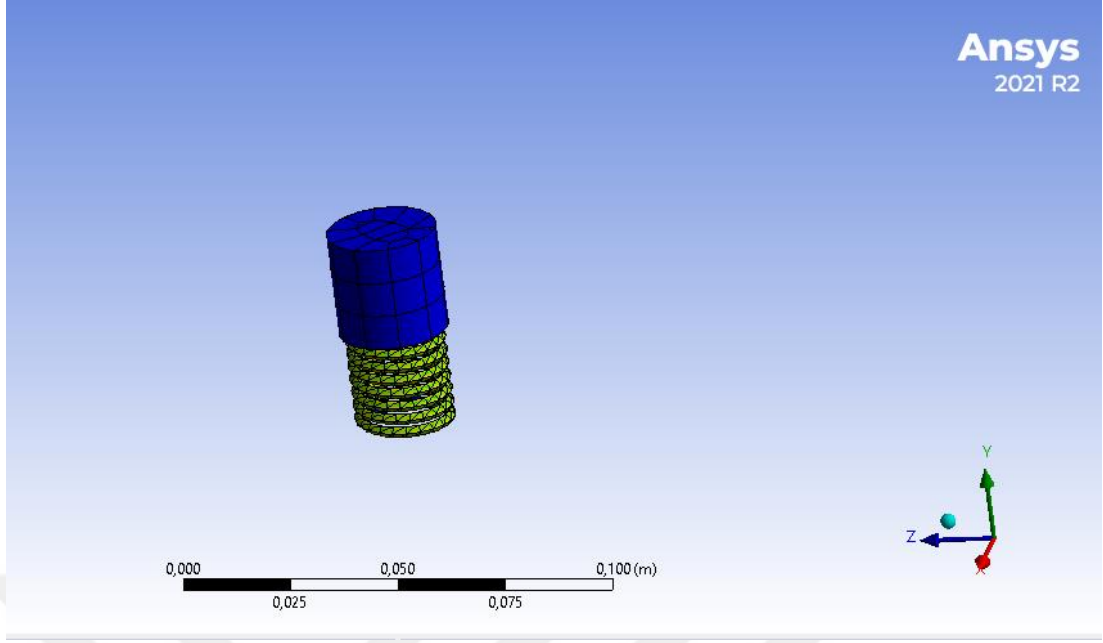


Şekil 42. Analiz yapılacak yayın ağ örgüsü görüntüsü



Şekil 43. Analiz yapılacak yayın ve pistonun ağ örgüsü görüntüsü

Analiz sonuçlarına gerekli kontaklar eklenerek geri tepme kuvvetlerinin analiz sonuçları alınmıştır. Analiz sonucunda piston ve yayın ilk analize girdiği durum Şekil 43'dur. Son durumu ise Şekil 44'te gösterilmiştir.



Şekil 44. 65 N, 91 N ve 150 N'luk kuvvetlerin uygulandıktan sonra modelin deforme olmuş görüntüsü

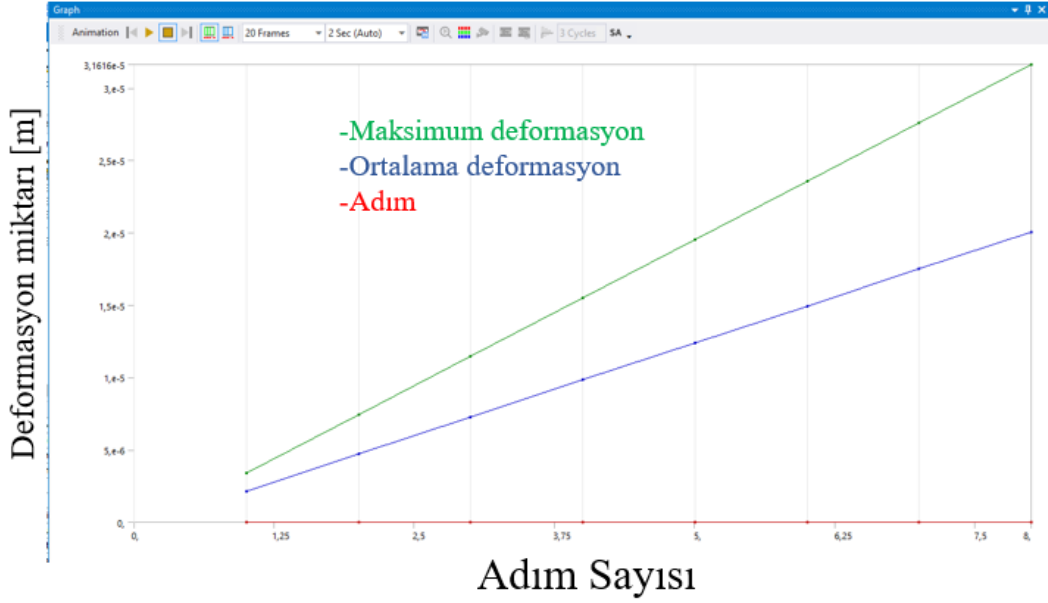
4.4.1 65 N'luk Geri Tepme Kuvvetinin Statik Yapısal Numerik Analizi

Çalışmanın bu kısmında modele yüklenen 65 N yükün karşında alınan sonuçlar gösterilmiştir.

Tabular Data				
	Time [s]	Minimum [m]	Maximum [m]	Average [m]
1	1,	0,	3,4048e-006	2,1595e-006
2	2,	0,	7,435e-006	4,7157e-006
3	3,	0,	1,1465e-005	7,2718e-006
4	4,	0,	1,5495e-005	9,828e-006
5	5,	0,	1,9525e-005	1,2384e-005
6	6,	0,	2,3556e-005	1,494e-005
7	7,	0,	2,7586e-005	1,7496e-005
8	8,	0,	3,1616e-005	2,0053e-005

Şekil 45. Yayın toplam deformasyon tablosu [65 N]

Yapılan toplam deformasyon analizi 8 adıma bölünerek yapılmıştır. 8. adımda maksimum 65 N uygulayarak parametredeki maksimum deformasyon olan $3,1616 e^{-5}$ [m] sonucuna ulaşılmıştır.



Şekil 46. Yayın toplam deformasyon grafiği [65 N]

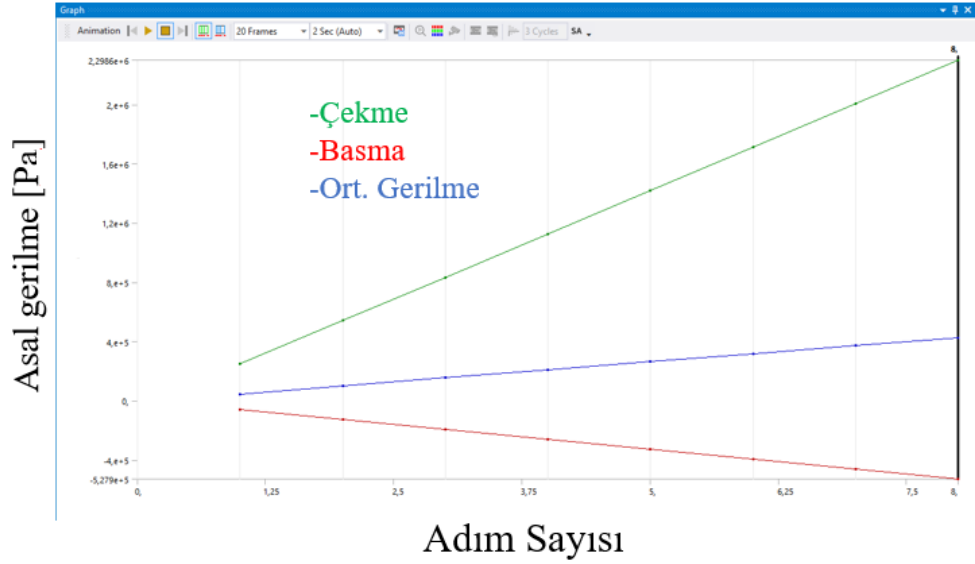
Piston üzerine 65 N kuvvet uygulayarak yapılan analiz sonuçları ise Şekil 47’de verilmiştir.



Şekil 47. Piston ve yayın deformasyon grafiği [65 N]

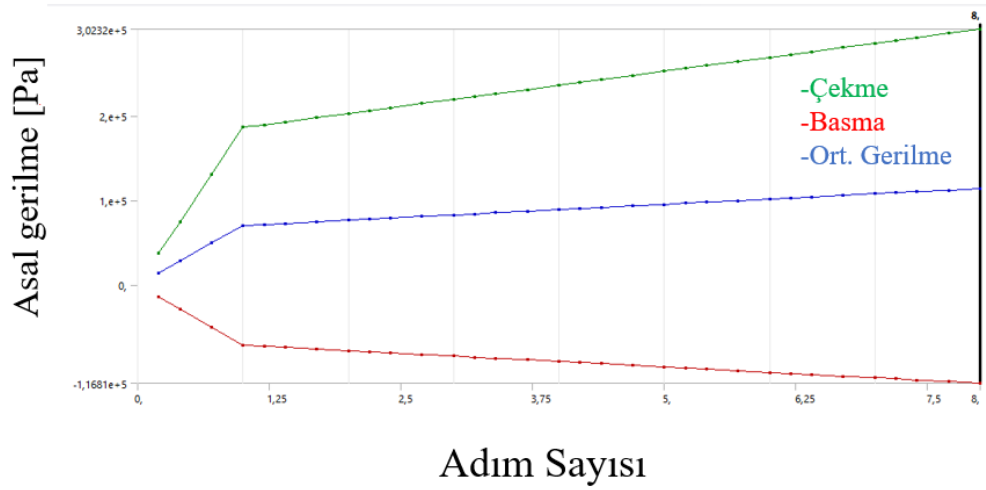
Çalışmanın sonucunda görülen toplam deformasyonların aralarındaki fark pistonun yüklendiği kuvvetten ötürü fazla deformasyon geçirdiğini göstermektedir. Yaya verilen ortalama geri tepme kuvvetinin ardından maksimum $3,1616e^{-5}$ iken piston ile yayın maksimum deformasyonu $8,3638e^{-6}$ olduğunu göstermektedir.

Çalışmanın diğer skalası olan asal gerilme sonuçları ise Şekil 48’de gösterilmiştir. Sadece yaya uygulanan kuvvette çekmenin $2,2986e^6$ [Pa] olduğu basmanın ise $-5,279e^5$ [Pa] olduğu görülmektedir.



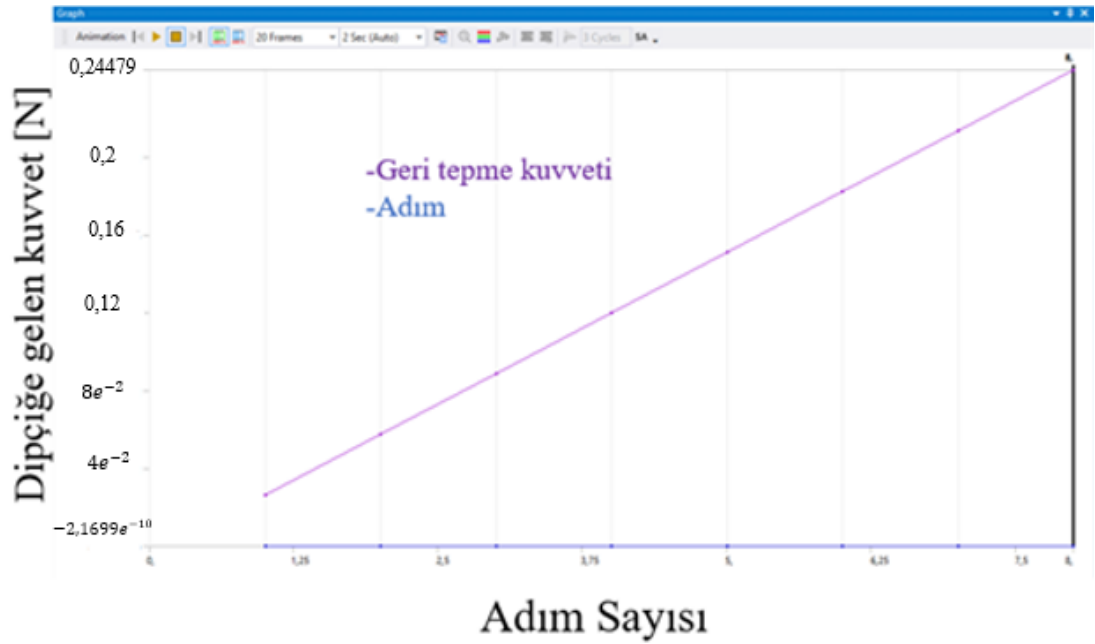
Şekil 48. Yayın asal gerilme grafiği [65 N]

Piston ve yayın birlikte girdiği asal gerilmelerin analiz sonucu ise Şekil 49’te görüntülenmektedir. Çekme ve basmanın ilk adımlarda anlık arttığı görülmekte olup çekmenin ise $2e^5$ [Pa] değerine kadar anlık artışın ardından azaldığı görülmektedir. Basmanın maksimum $-1,1681e^5$ [Pa] olduğu çekmenin maksimum değeri ise $3,0232e^5$ [Pa] olarak hesaplanmıştır.



Şekil 49. Piston ve yayın asal gerilme grafiği [65 N]

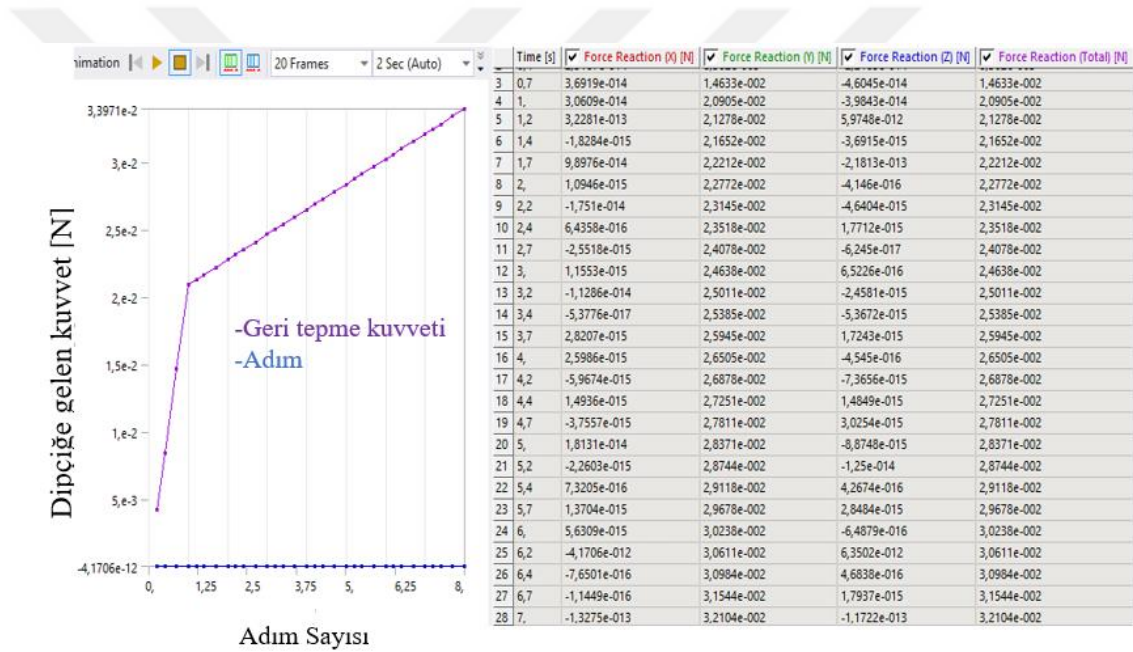
Kuvvetin -Y ekseninde uygulandığı unutulmamalıdır. Yapılan diğer analiz ise dipçiğe gelen kuvvetlerin analizidir. Doğrusal olarak artan geri tepme kuvvetinin 8.adımda maksimum değere ulaşmaktadır. Yalnızca yaya uygulanan kuvvetin ardından dipçiğe etkiyen kuvvetin grafiği Şekil 50’de verilmiştir. Buna göre dipçiğe etkiyen maksimum kuvvet 0,24479 N olarak hesaplanmıştır.



Şekil 50. Yayın dipçiğe uyguladığı kuvvet [65 N]

Piston ve yayın analizindeki geri tepme kuvvetinin analizinin sonucu ise Şekil 51’de verilmiştir.

Statik analiz yaparken kuvvetin son adımda maksimum kuvvette ulaşması istenilmektedir. Çünkü yayın bozulmadan çökmesi ve çöktüğündeki kuvvetin analizi bu koşullara göre bulunmuştur. Sadece yaya uygulanan -Y eksenindeki 65 N’luk kuvvet ile yayın dibine etkiyen kuvvet $3,3971e^{-2}$ N bulunmuştur. Bu omza etkiyen kuvvet olduğu varsayılmaktadır. Fakat bu kuvvetin küçük çıkmasının sebebi geri tepme kuvvetinin ortalamasını alarak ortaya koyduğumuz koşullardan ötürüdür.

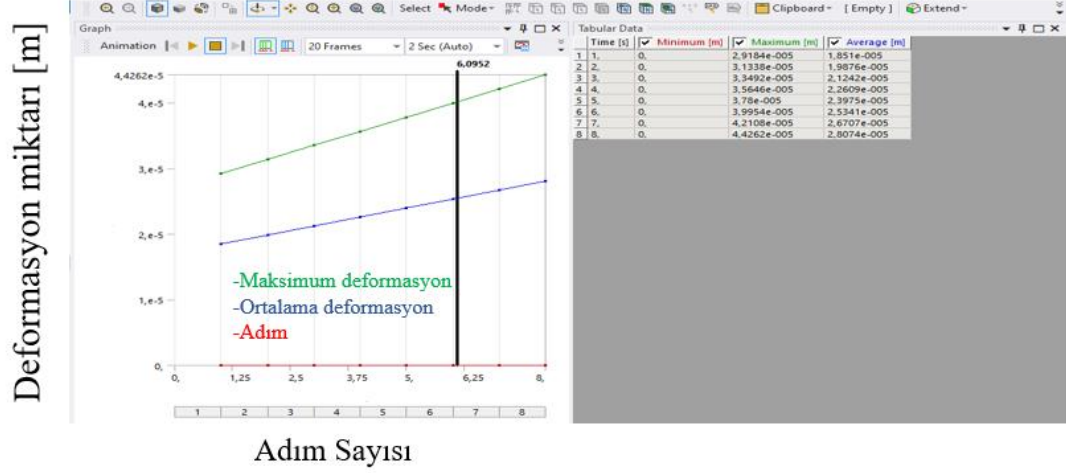


Şekil 51. Piston ve yayın dipçiğe uyguladığı kuvvet [65 N]

4.4.2 91 N’luk Geri Tepme Kuvvetinin Statik Yapısal Numerik Analizi

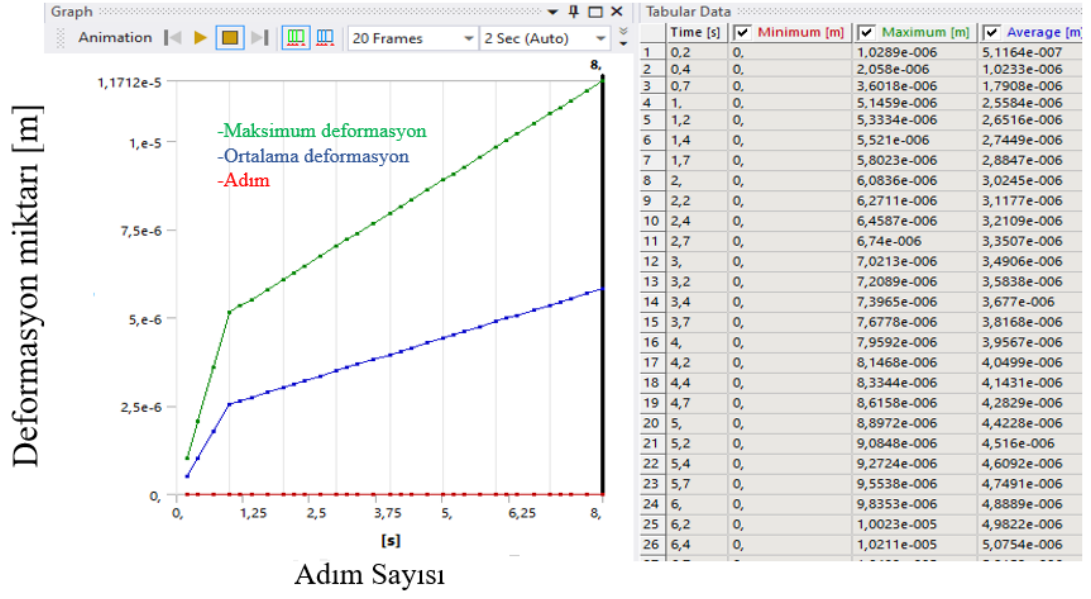
Çalışmanın bu kısmında modele yüklenen 91 N yükün karşında alınan sonuçlar gösterilmiştir. Şekil 52’de yaya 91 N kuvvet verilmiş olup toplam deformasyon adımları hesaplanmıştır.

Hesaplama da yaya etkiyen maksimum deformasyon $4,4262e^{-5}$ [m], ortalama deformasyon etkisi ise $2,5e^{-5}$ [m] olarak hesaplanmıştır.



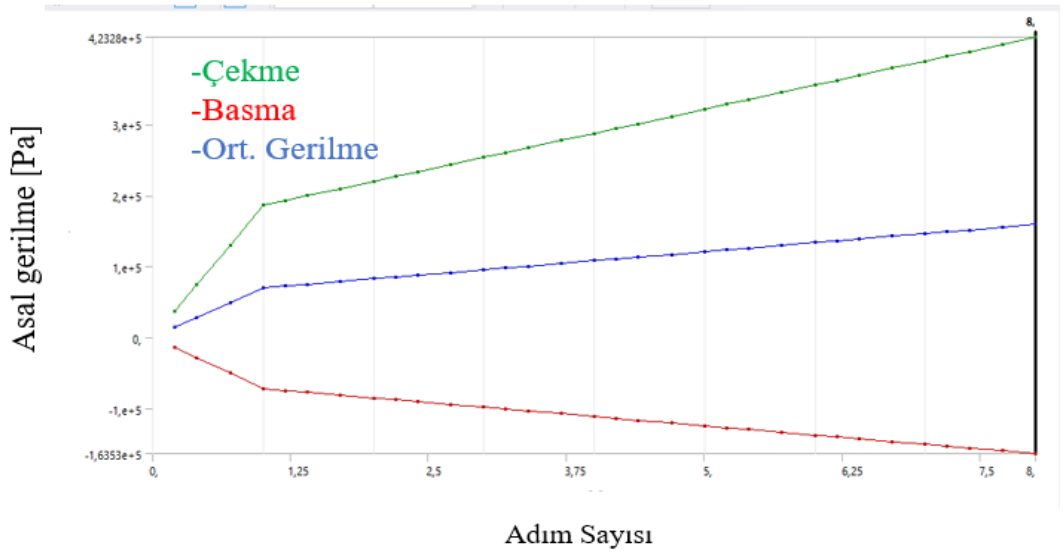
Şekil 52. Yayın toplam deformasyon grafiği [91 N]

Piston ve yayın analizindeki total deformasyon sonuçları ise Şekil 53'de verilmiştir. Çalışmanın sonucunda görülen total deformasyonların aralarındaki fark pistonun yüklendiği kuvvetten ötürü fazla deformasyon geçirdiğini göstermektedir. Yaya verilen ortalama geri tepme kuvvetinin ardından maksimum $4,4262e^{-5}$ [m] iken piston ile yayın maksimum deformasyonu $1,1712e^{-5}$ [m] olduğunu göstermektedir.



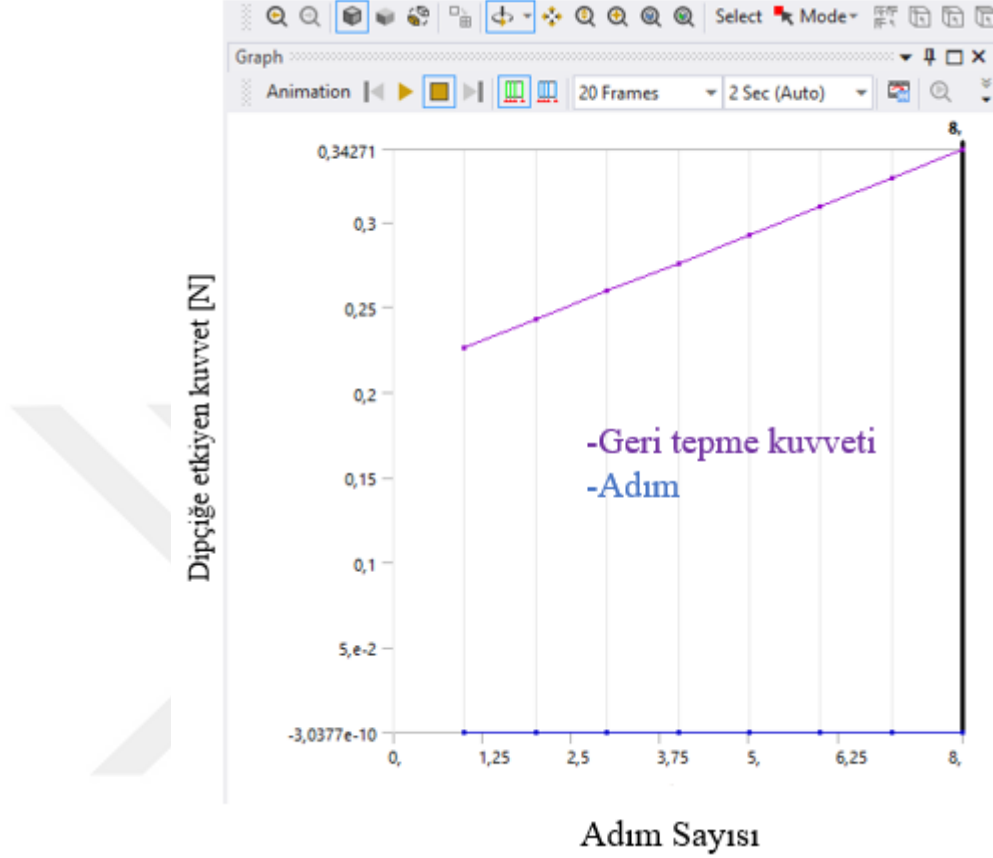
Şekil 53. Piston ve yayın toplam deformasyon grafiği [91 N]

Çalışmanın diğer skalası olan asal gerilme sonuçları ise Şekil 48’de gösterilmiştir. Sadece yaya uygulanan kuvvette çekmenin $4,2328e^5$ [Pa] olduğu basmanın ise $-1,6353e^5$ [Pa] olduğu görülmektedir.



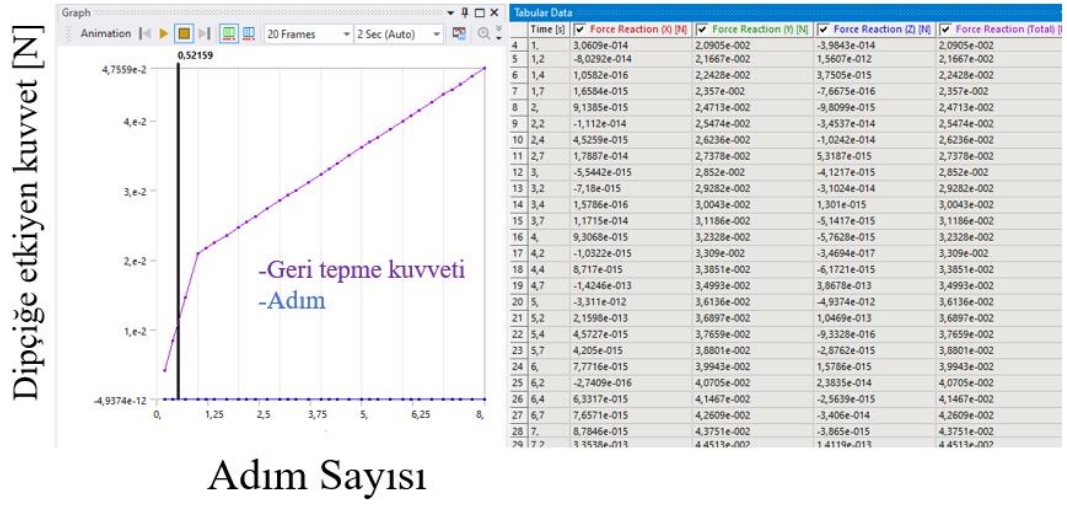
Şekil 54. Piston ve yayın asal gerilme grafiği [91 N]

Yalnızca yaya yapılan analizde dipçiğe gelen kuvvetlerin analiz sonuçları Şekil 55’de gösterilmiştir.



Şekil 55. yayın dipçiğe uyguladığı kuvvet [91 N]

Statik analiz yaparken kuvvetin son adımda maksimum kuvvette ulaşması istenilmektedir. Çünkü yayın bozulmadan çökmesi ve çöktüğündeki kuvvetin analizi bu koşullara göre bulunmuştur. Sadece yaya uygulanan -Y eksenine üzerindeki 91 N’luk kuvvet ile yayın dibine etkiyen kuvvet 0,3427 N bulunmuştur. Bu omza etkiyen kuvvet olduğu varsayılmaktadır. Fakat bu kuvvetin küçük çıkmasının sebebi geri tepme kuvvetinin ortalamasını alarak ortaya koyduğumuz koşullardan ötürüdür. Y eksenine üzerinde kuvvet vermemize rağmen yayın sıkışmasına karşılık X ve Z eksenine sapmalar olduğu gözükmemektedir. Bu sapmaların nedeni yaya Y ekseninde kuvvet uyguladık da yayda doğrusal olmayan bir hareket görülmektedir.



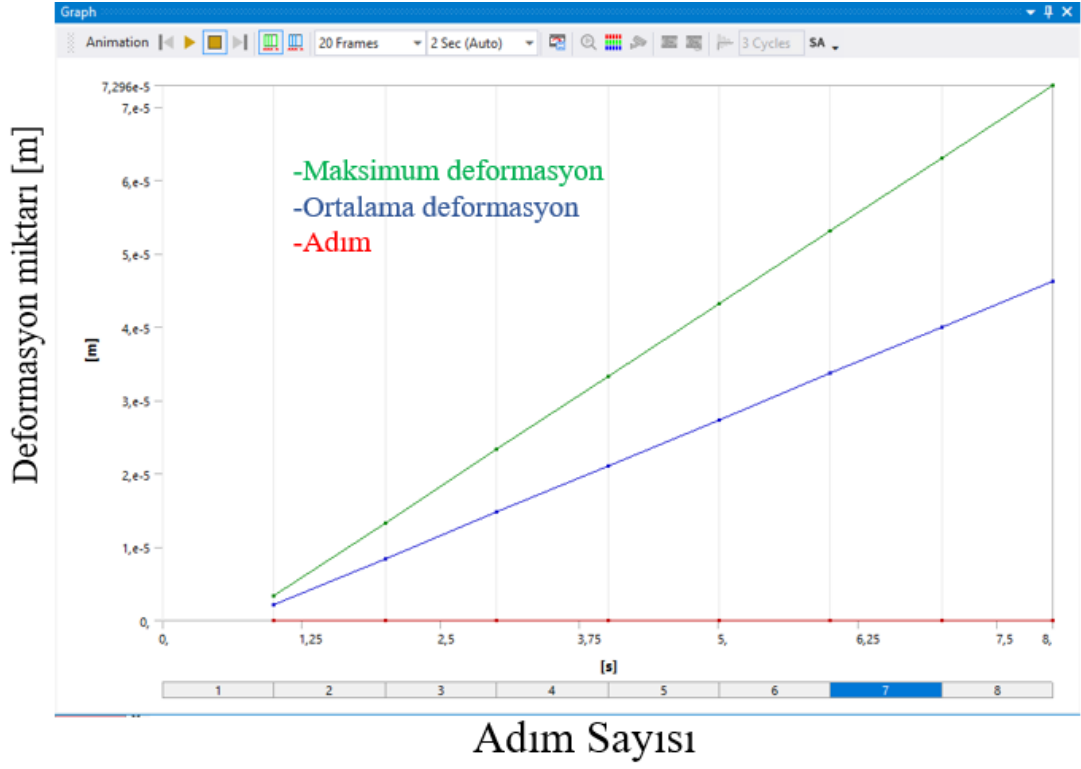
Adım Sayısı

Şekil 56. Piston ve yayın dipçığe uyguladığı kuvvet [91 N]

4.4.3 150 N'luk Geri Tepme Kuvvetinin Statik Yapısal Numerik Analizi

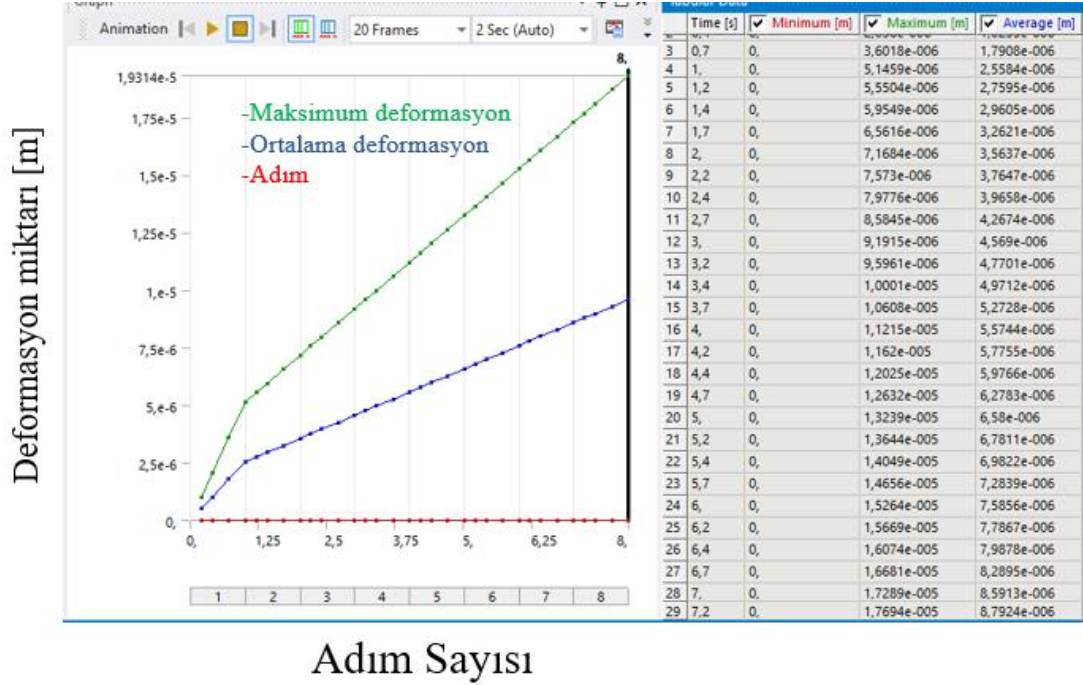
Projenin bu bölümünde modele yüklenen 150 N yükün ardından alınan sonuçlar gösterilmiştir.

Şekil 57'de yaya yüklenmiş kuvvetin toplam deformasyonda doğrusal artış gösterdiği görülmüştür. İlk deformasyon ilk adımdaki kuvvetle başlamıştır. 8. adımdaki maksimum kuvvet ile $7,296e^{-5}$ [m] olarak hesaplanmıştır.



Şekil 57. Yayın toplam deformasyon grafiği [150 N]

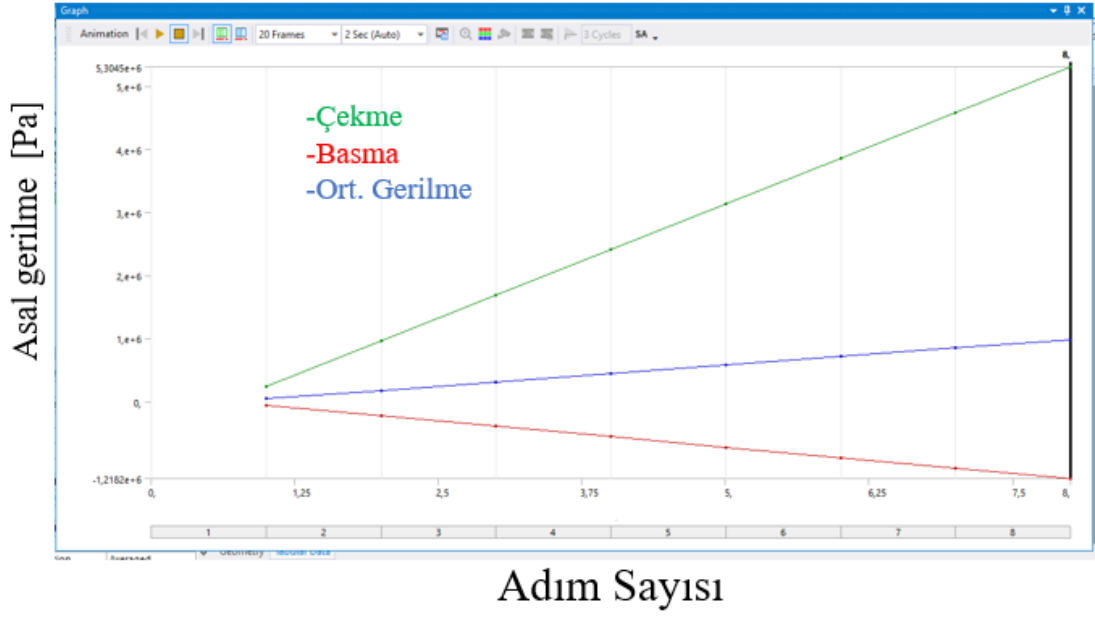
Piston ve yayın birlikte girdiği analizde toplam deformasyon grafiği tablosu Şekil 58'de verilmiştir.



Şekil 58. Piston ve yayın toplam deformasyon grafiği [150 N]

Yapılan analiz sonucunda görülen toplam deformasyonların aralarındaki fark pistonu kuvvet yüklediğimizden ötürü yayın deformasyon anlamında daha az deforme olduğu sonucuna ulaşılacak ile beraber, piston ile yapılan analizde yayın toplam deformasyon anlamında daha gerçekçi sonuca ulaşıldığı varsayılmaktadır. Yaya verilen ortalama geri tepme kuvvetinin ardından maksimum $7,296e^{-5}$ [m] iken piston ile yayın maksimum deformasyonu $1,9314e^{-5}$ [m] olduğunu göstermektedir.

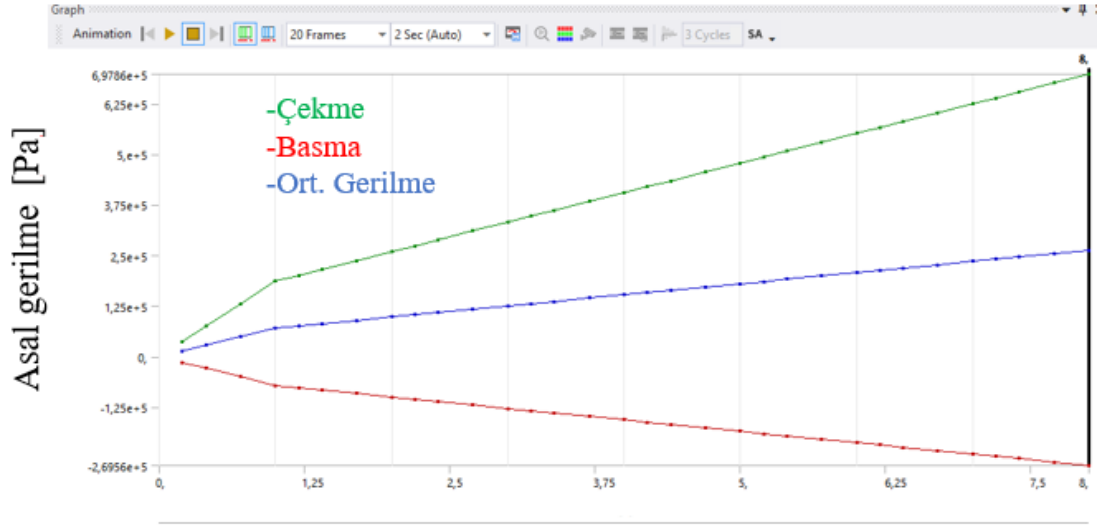
Çalışmanın bir diğer analiz sonuçlarından olan asal gerilmenin sonuçları ise Şekil 59 ve Şekil 60'da gösterilmiştir.



Şekil 59. Yayın asal gerilme grafiği [150 N]

Çalışmanın diğer skalası olan asal gerilme sonuçları ise Şekil 59’de gösterilmiştir. Sadece yaya uygulanan kuvvette çekmenin $5,3045e^6$ [Pa] olduğu basmanın ise $-1,2182e^6$ [Pa] olduğu görülmektedir.

Piston ve yayın birlikte girdiği asal gerilmelerin analiz sonucu ise Şekil 60’te görüntülenmektedir. Çekme ve basmanın ilk adımlarda anlık arttığı görülmekte olup çekmenin $2,3e^5$ [Pa] değerine kadar anlık artışın ardından basmanın ise $-1,25e^5$ [Pa] azaldığı görülmektedir. Basmanın maksimum $-2,6956e^5$ [Pa] olduğu çekmenin maksimum değeri ise $6,9786e^5$ [Pa] olarak hesaplanmıştır.



Adım Sayısı

Şekil 60. Piston ve yayın asal gerilme grafiği [150 N]

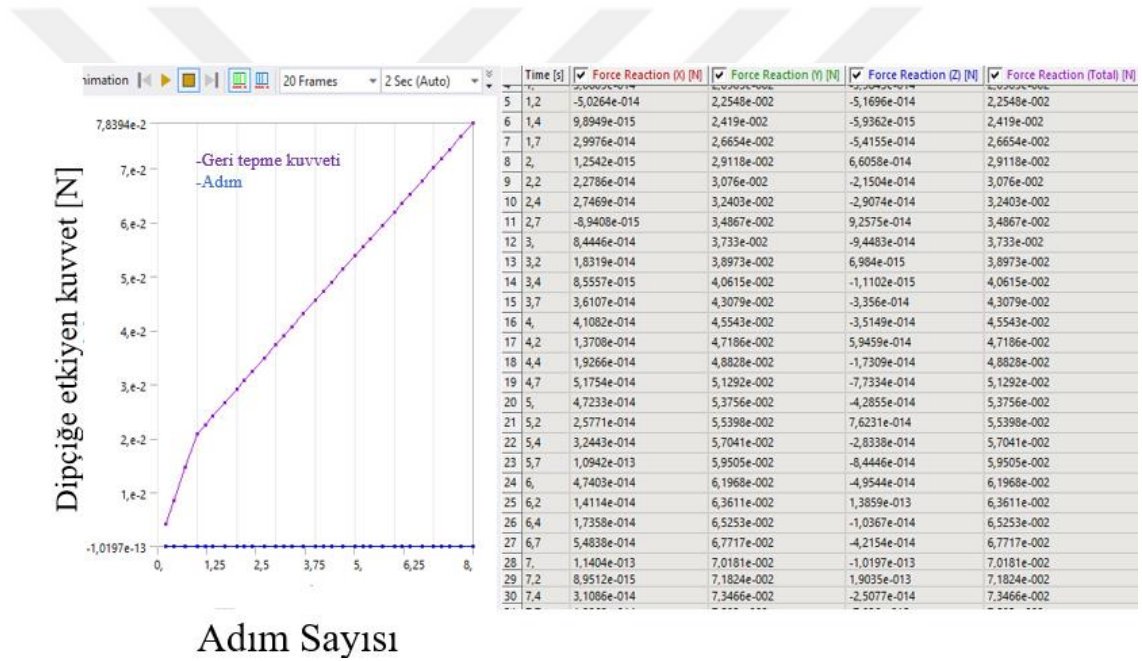
Dipçiğe gelen kuvvetleri analiz sonuçları ise Şekil 61’de gösterilmiştir.



Adım Sayısı

Şekil 61. Yayın dipçiğe uyguladığı kuvvet [150 N]

Statik analiz yaparken kuvvetin son adımda maksimum kuvvette ulaşması istenilmektedir. Çünkü yayın bozulmadan çökmesi ve çöktüğündeki kuvvetin analizi bu koşullara göre bulunmuştur. Sadece yaya uygulanan -Y eksenindeki 150 N'luk kuvvet ile yayın dibine etkiyen kuvvet 0,5649 N bulunmuştur. Bu omza etkiyen kuvvet olduğu varsayılmaktadır. Fakat bu kuvvetin küçük çıkmasının sebebi geri tepme kuvvetinin ortalamasını alarak ortaya koyduğumuz koşullardan ötürüdür. Y ekseninde kuvvet vermemize rağmen yayın sıkışmasına karşılık X ve Z eksenine sapmalar olduğu gözükmemektedir. Bu sapmaların geri tepme kuvvetinden küçük olduğu ve sapmanın yayın doğrusal olmayan hareketi görüntülediğinden ihmal edilebilecek düzeydedir.



Şekil 62. Piston ve yayın dipçiğe uyguladığı kuvvet [150 N]

BÖLÜM 5. SONUÇLAR VE ÖNERİLER

Milli piyade tüfeğinin (MPT-76) ateş edildikten sonra geri tepmesinin en aza indirilmesi için tasarım yapılmıştır. Bu tasarımda geri tepmeyi gaz ile sönmölenmek istenmiştir. Fakat daha doğru göröntölenmesi açısından yay ile simöle edilmiştir. Yay malzemesi olarak yay çeliğı kullanılmış olup yoğunluğu 7800 kg/m^3 , elastisite katsayısı $2,06e^{11} \text{ Pa}$, poisson's oranı 0,3 olarak belirlenmiştir. Geri tepme kuvveti bir eksen üzerinde uygulanmıştır. Yapılan tasarımın analiz koşullarına uyum sağlaması adına eleman sayısı ve parametreler en aza indirilerek çalışmalar sürdürölmüştür.

1. Yapılan rijit dinamik ve statik yapısal analiz koşullarına göre uygulanan 65 N'luk kuvvetin dipçiğı uyguladığı kuvvet 9,2588 N olduğı sonucuna ulaşılmıştır. Yayın ilk iki sarmalında toplam deformasyonun fazla olduğı görölmüştür.
2. Uygulanan 91 N 'luk tepme kuvvetinde dipçiğı uygulanan geri tepmenin 7,2807 N olduğı hesaplanmıştır. Kuvvet arttıkça yay doğrusal olmayan bir harekete doğru süröklendiğinden geri tepmenin farklı eksenlere sapmaları görölmüştür.
3. Bir sonraki çalışmada 150 N'luk kuvvetin dipçiğı uyguladığı kuvvet 6,9474 N olduğı hesaplanmıştır.
4. Toplam deformasyonun yayın piston ile girdiğı analizde daha fazla olduğı görölmüştür.
5. Yay anlık gücün karşında kısa sürede uzamaya başlamıştır. Bu uzamaya karşılık sönmöleme aynı oranda fakat daha kısa sürede olduğı tespit edilmiştir.

Çalışmanın ardından bulunan yay katsayısı her üç kuvvet için ortalama 85 N/m sönümleme kat sayısı ise 50 Ns/m olarak bulunmuştur.

Yapılan çalışmada ön görülen geri tepme kuvvetleri ve sapmaların yayın doğrusal olmayan hareketinden kaynaklandığı görülmüştür. Bu nedenle yay yerine koyulacak gaz sisteminin bu tip sapmaları engelleyeceği ve tepme kuvvetini sönümleyeceği ön görülmektedir.

İlk saniyelerde yayda oluşan deformasyon gazda oluşmayacağından ötürü daha kullanışlı bir geri tepme mekanizması olacağını göstermektedir.



KAYNAKLAR

- [1] Nan Tian, A.K., Diego Lopes Da Silva, and P.S.W.a.S.T. Wezeman, TRENDS IN WORLD MILITARY EXPENDITURE. 2020: Stockholm International Peace Research Institute.
- [2] Khan, L., Arif, I. and Waqar, S., The Impact of Military Expenditure on External Debt: The Case of 35 Arms Importing Countries, in Defence and Peace Economics. 2020.
- [3] Müdürlüğü, E.G., Faaliyet Raporu. 2019.
- [4] factbook-turkey, T.w. Erişim tarihi : 10/08/2020; <https://www.cia.gov/library/publications/the-world-factbook/geos/tu.html>.
- [5] <http://jestech.karabuk.edu.tr/arsiv/1302-0056/2004/Cilt%287%29/Sayi%282%29/339-344.pdf>. Erişim Tarihi : 15/05/2022
- [6] İbrahim ÇAYIROĞLU, E.N.D., Kapsülsüz ve Barutsuz Mermi Atan Hafif Silah Tasarımı 2004.
- [7] Corporation, I., Military Handbook; Recoil Systems, Development and Engineerring Center of US Army Armament. 19.07.1988.
- [8] GÜNER, F., Metal Tozu Presleme Prosesinin Sayısal ve Deneysel İncelenmesi, in Makine Mühendisliği. 2014, Karadeniz Teknik Üniversitesi.
- [9] İHTİYAROĞLU, D.G., Artırılmış Fonksiyon Kabiliyetli Tomruk Yükleyici Vinç Üretimi Ve Performans Parametrelerinin İncelenmesi. 2020, Giresun Üniversitesi.
- [10] GÜNER, F., Çay Fabrikalarında Yaş Çay Taşımada Kullanılacak Olan Vakumlu Sistemin Prototipinin Tasarımı, İmalatı Ve Performans

- Özelliklerinin İncelenmesi, in Makine Mühendisliği. 2010, Karadeniz Teknik Üniversitesi.
- [11] Kalıp <https://www.kalekalip.com.tr/tr/products/mpt76>. Erişim tarihi : 21.04.2022;
- [12] GÜNER, F., Hafif Silahlar ve Balistik. 2019, Atlas Akademik Basım Yayın Dağıtım Tic. Ltd. Şti.
- [13] <https://www.yeniakit.com.tr/haber/mpt-76-nedir-mpt-76-yerli-piyade-tufegi-ozellikleri-944508.html>. Erişim tarihi : 22/06/2021
- [14] J., A.J.S.a.H.E., A Guide to Design of Artillery Recoil Mechanisms, D. US Army Armament Research and Development Command, NJ,, Editor. September 1977.
- [15] Cheng-Lang Kuo, C.-K. Y., Bor-Shong Liu, Using Human-Centered Design to Improve The Assault Rifle. 2012.
- [16] Okcan, c., ar-15 buffer ağırlıkları: fark nedir ve nasıl seçilir. 2021.
- [17] Timothy J. Cyders, J.J.D., Wilhelm Jay, Characterization of Natural and Recoil-induced Vibration of an AR-15 Rifle at the Cheekbone-stock Interface. 2017: Published by the Acoustical Society of America.
- [18] Frank Morelli, J.M.N., Michael E. LaFiandra, Patricia Burcham, Caleb T. Gordon, Recoil Measurement, Mitigation Techniques, and Effects on Small Arms Weapon Design and Marksmanship Performance. 2014: ULAKBİM UASL.
- [19] Weaver, J.M., System Error Budgets, Target Distributions, and Hitting Performance Estimates for General Purpose Rifles and Sniper Rifles of 7.62 × 51 mm and Larger Calibers. 1990: U.S. Army Material Syst. Anal. Activity, Aberdeen, MD, USA, Tech. Rep. 461.
- [20] Tuncer, D.G., Ağır Silahlardaki Geri Tepme Mekanizmalarının Dinamik Modellenmesi ve Sayısal Benzetimi, in Fen Bilimleri Enstitüsü. 2010, Fırat Üniversitesi.
- [21] TUNCER, D.G., Ağır Silahlardaki Geri Tepme Mekanizmalarının Dinamik Modellemesi ve Sayısal Benzetimi, in Makine MÜHENDİSLİĞİ. 2010, Fırat Üniversitesi.

- [22] Armament, D.a.E.C.o.U.A., Intertech Corporation. Military Handbook; Recoil Systems, , in Washington. 1988.
- [23] https://tr.wikipedia.org/wiki/Geri_tepmesiz_t%C3%BCfek. Erişim tarihi 20/02/2020
- [24] İLTER, İ.S., Geri Tepme Kuvvetlerinin Yivli ve Yivsiz Tüfeklerde Ölçümü, Analizi ve Karşılaştırılması. 2021, İstanbul Gedik Üniversitesi.
- [25] ŞAHİNOĞLU, A.O., Ateşli Silahlarda Rastlanan Geri Tepme Kaynaklı Ergonomik Sorunlara Biyomimetik Tabanlı Yaklaşım, in Fen bilimleri Enstitüsü. 2018, Gazi Üniversitesi.
- [26] İLHAK, B., Tungsten Alaşımlı Kinetik Enerjili Mühimmatın Bor Karpit Takviyeli 4340 Çelik Plakalar Üzerindeki Etkisinin Sayısal İncelenmesi, in Mechanical Engineering. 2019, Giresun Üniversitesi.
- [27] Benjamin Canfield-Hershkowitz, T.F., William Meijer, Rifle and Shotgun Recoil Test System. 2013.
- [28] Tomáš LUKÁČ, R.V., Linh DO DUC, Vladimír HORÁK, Experimental Mechanical Device For Recoil Simualtton. 2016.
- [29] ÇAVDAR, F.C.B.K., Makine Elemanları ve Konstrüksiyon Örnekleri. 2015, BURSA: DORA.
- [30] Orhan ÇAKIR , M.B., Ekrem TÜZÜN , Veysi TOPRAK , Metin DİREK , Mehmet ARIĞTEKİN, XCrNi18-8 Paslanmaz Çeliğın Kimyasal İşlenmesi. 2011.

ÖZGEÇMİŞ

Murathan BATMAZ 2015 yılında Fatih Sultan Mehmet Anadolu Lisesi'ni bitirdi. 2019 yılında Avrasya Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden Makine Mühendisi unvanı ile bölüm ikincisi olarak mezun oldu. 2019 yılı Giresun Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Anabilim Dalı'nda yüksek lisans öğrenimine başladı. Avrasya Üniversitesi'nde eğitim görüyorken Hekimoğlu Döküm Sanayi Nak. ve Tic. A. Ş., Karayolları 10. Bölge Müdürlüğü, Oyman Makine Sanayi ve Tic. Ltd. Şti.' de staj yapmıştır. Yaşar Makine Sanayi ve Ltd Şti.' de bir süre çalışmıştır. 2022 yılından beri Batmazlar Otomotiv'de mühendislik yapmaktadır.