



## SİLAH GERİ TEPME VE ŞAHLANMA TEST MAKİNASI TASARIMI VE SİMULASYONU (Design and Simulation of Gun Rebound and Rampancy Test Machine)

<sup>1</sup>Orhan KOÇ , <sup>2</sup>Mustafa TINKİR 

<sup>1</sup>Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD, Konya, TÜRKİYE  
<sup>2</sup>Necmettin Erbakan Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Konya, TÜRKİYE

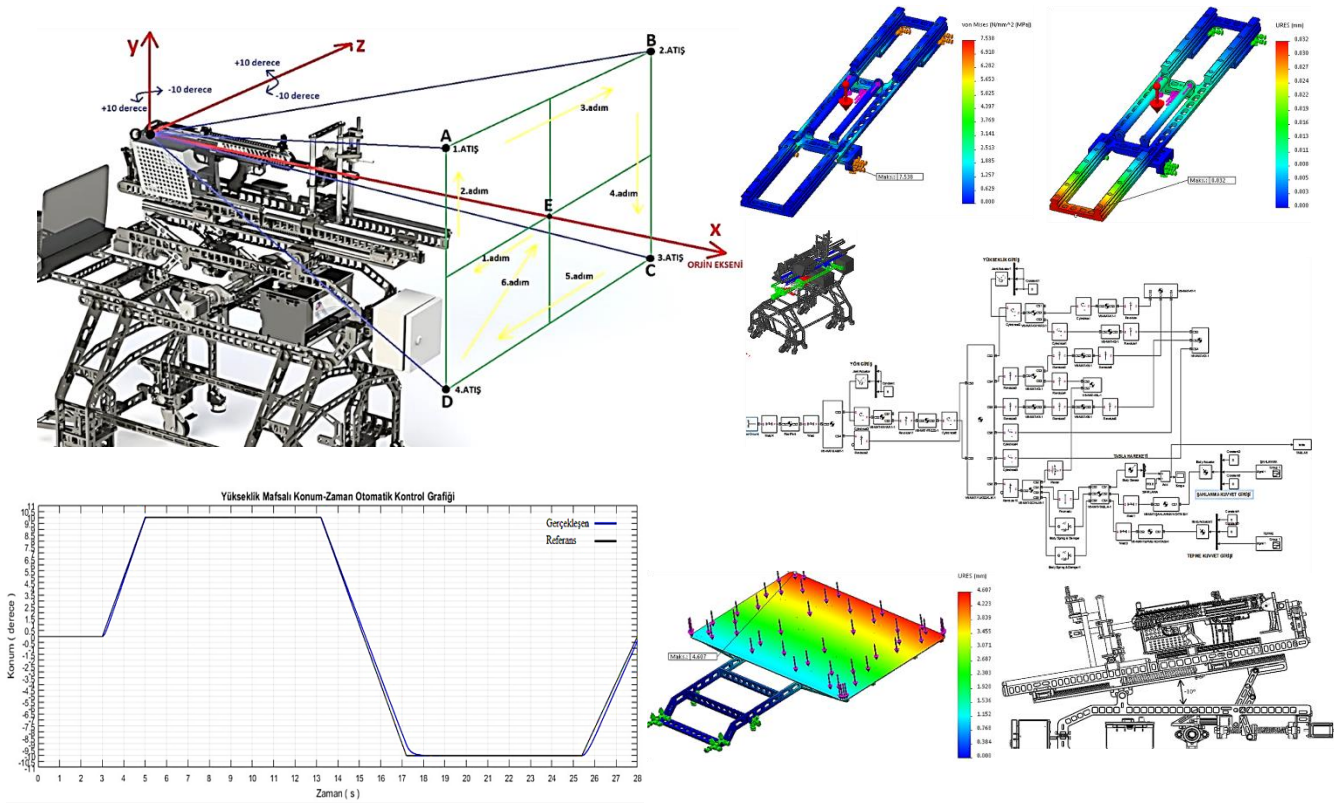
<sup>1</sup>orhankocmak1806@gmail.com, <sup>2</sup>mtinkir@erbakan.edu.tr

### Önemli Katkıları (Highlights)

Silah tepme ve şahlanma testi (Gun rebound and rampancy test)

- Test makinası tasarımı ve yapısal analizi (Design and structural analysis of test machine)
- Simülasyon (Simulation)



### Grafiksel Özet (Graphical Abstract)



Çalışmada kullanılan yöntemler  
(The methods used in the study)



## SİLAH GERİ TEPME VE ŞAHLANMA TEST MAKİNASI TASARIMI VE SİMULASYONU

<sup>1</sup>Orhan KOÇ , <sup>2\*</sup>Mustafa TINKİR 

<sup>1</sup>Necmettin Erbakan Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği ABD, Konya, TÜRKİYE

<sup>2</sup>Necmettin Erbakan Üniversitesi, Mühendislik-Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Konya, TÜRKİYE

<sup>1</sup>[orhankocmak1806@gmail.com](mailto:orhankocmak1806@gmail.com), <sup>2</sup>[mtinkir@erbakan.edu.tr](mailto:mtinkir@erbakan.edu.tr)

(Geliş/Received: 05.11.2022; Kabul/Accepted in Revised Form: 27.12.2022)

**ÖZ:** Ateşli silahların tasarımında mekanizma parçalarının ve tahrik sistemlerinin enerji ve kuvvet hesaplamaları, silahın konforu ve etkinliği açısından hayati önem arz etmektedir. Silah uzuvlarında oluşan kuvvetlerin bilinmesi, uzun ömürlü parçaların tasarımına olanak sağlar. Otomatik silahlarda patlamadan sonra açığa çıkan enerjinin bilinmesi ise gaz deliği çapının ve konumunun optimum hesaplanmasını mümkün kılar. Bu hesapların sonucunda daha konforlu ve performansı yüksek silahlar tasarlanabilir. Bu çalışma kapsamında; silah ateşlenmesinde oluşan tepme kuvvetini ve şahlanma momentini ölçebilen, iki serbestlik dereceli, gelen kuvvetleri sönmüleyebilen rijit bir test makinasının Ansys/Workbench programı kullanarak yapısal analizleri, özgün tasarımı ve MATLAB/Simulink ile PID konum kontrol simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Ayrıca test makinasının prototip imalatı için oldukça önemli teknik bulgular elde edilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Silah Tepme Kuvveti, Şahlanma Momenti, Sonlu Elemanlar Yöntemi, Test Makinası, Simülasyon

### Design and Simulation of Gun Rebound and Rampancy Test Machine

**ABSTRACT:** In the design of firearms, the energy and force calculations of the mechanism parts and actuation systems are vital for the comfort and effectiveness of the gun. Knowing the forces formed on the gun limbs enables the design of long-lasting parts. Knowing the energy released after the explosion in automatic guns enables optimum calculation of the gas hole diameter and position. As a result of these calculations, more comfortable and high performance guns can be designed. In this study; the novel design and simulation of a rigid test machine is realized using a finite element method which is two degrees of freedom and can measure the rebound force and rampancy moment formed on gun firing and absorbs incoming forces. In addition, very important technical findings are obtained for the prototype manufacturing of the testing machine.

**Keywords:** Gun Rebound Force, Rampancy Moment, Finite Element Method, Test Machine, Simulation

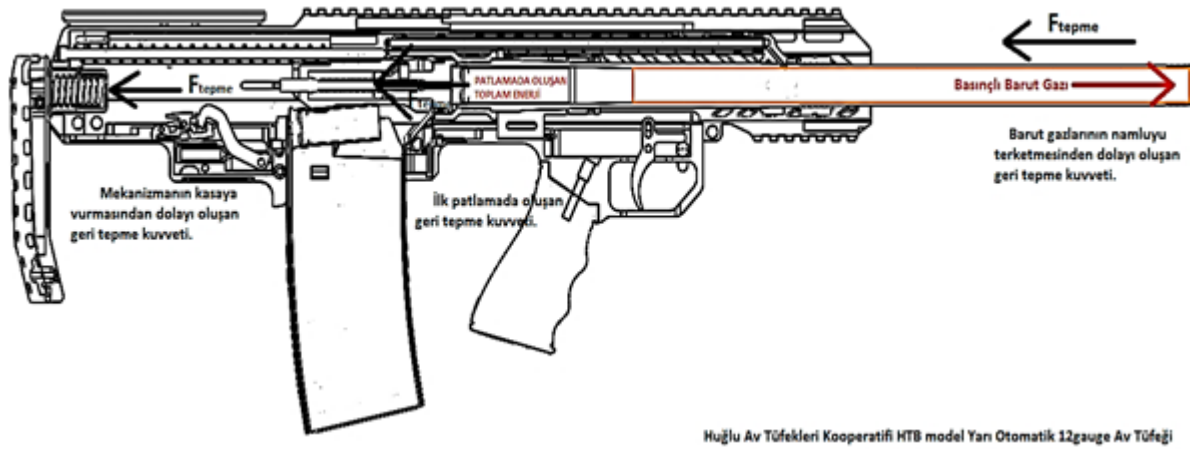
#### 1. GİRİŞ (INTRODUCTION)

Enerji, sahip olduğu önem nedeniyle üzerinde durulan konulardan biridir. Bilindiği gibi enerjinin korunumu kanununa göre enerji yoktan var edilmez, var olan enerji de yok edilemez, sadece bir şekilden diğerine dönüşür [1]. Silahlarda kullanılan enerji kimyasaldır. Barutun yanması sonucu anlık olarak ortaya çıkan sıcak gazlar hacimde çok hızlı bir büyümeye sebep olur ve genleşme sonucu basınca maruz kalan namlu içerisindeki mermi, yüksek hızlara ulaşır. Tüm ateşli silahlar bu mantık çerçevesinde çalışır. Bu durumda kimyasal enerji sonucu açığa çıkan basınç, merminin fırlatılmasında kullanıldıktan sonra otomatik tüfeklerde silahın yeniden doldurulması içinde kullanılır. Namluda bulunan küçük bir delik vasıtasıyla içerideki yüksek basınçlı gaz, gaz-piston mekanizmasına dolarak mekanizmanın hareket

\*Corresponding Author: Mustafa TINKİR, [mtinkir@erbakan.edu.tr](mailto:mtinkir@erbakan.edu.tr)

etmesini sağlar. Mekanizmanın kinetik enerjisi sayesinde boş kovan tahliye edilerek dolu fişek atım yatağına sürülür [2].

Mekanizma hareketi mekanizmayı taşıyan gövdenin geometrisi gereği sınırlıdır. Bu sınır boyunca hareket eden mekanizma tepe noktasına ulaştığında teorik olarak hızı sıfır olmalıdır. Sahada yapılan gözlemler sonucunda mekanizma hareketi strok sonunda sıfır olamamaktadır. Enerji, strok boyunca icra yayına aktarıldıktan sonra, hız sıfıra düşmediği için mekanizmanın strok sonundaki hızının, sahip olduğu kinetik enerji çarpma vasıtasıyla kullanıcıya aktarılmaktadır. Bir diğer geri tepme kuvvetini oluşturan unsur ise ilk patlamadır. Patlama gerçekleştikten sonra atış ekseninin mermi çekirdeği '+' yönde hareket edildiği varsayılırsa silah gövdesi patlamadan dolayı '-' yönde hareket etmektedir. Mermi çekirdeğini namlu boyunca iten sıcak basınçlı gaz namlu bitiminde yüksek hızla namluyu terk ettiği için namlu çıkışında omza doğru bir geri tepme kuvveti gerçekleştirilmektedir. Silah ateşlenme esnasında oluşan kuvvetler Şekil 1'de gösterilmiştir.



Huğlu Av Tüfekleri Kooperatifi HTB model Yan Otomatik 12gauge Av Tüfeği

Şekil 1. Kuvvetlerin gösterimi

Figure 1. Notation of forces

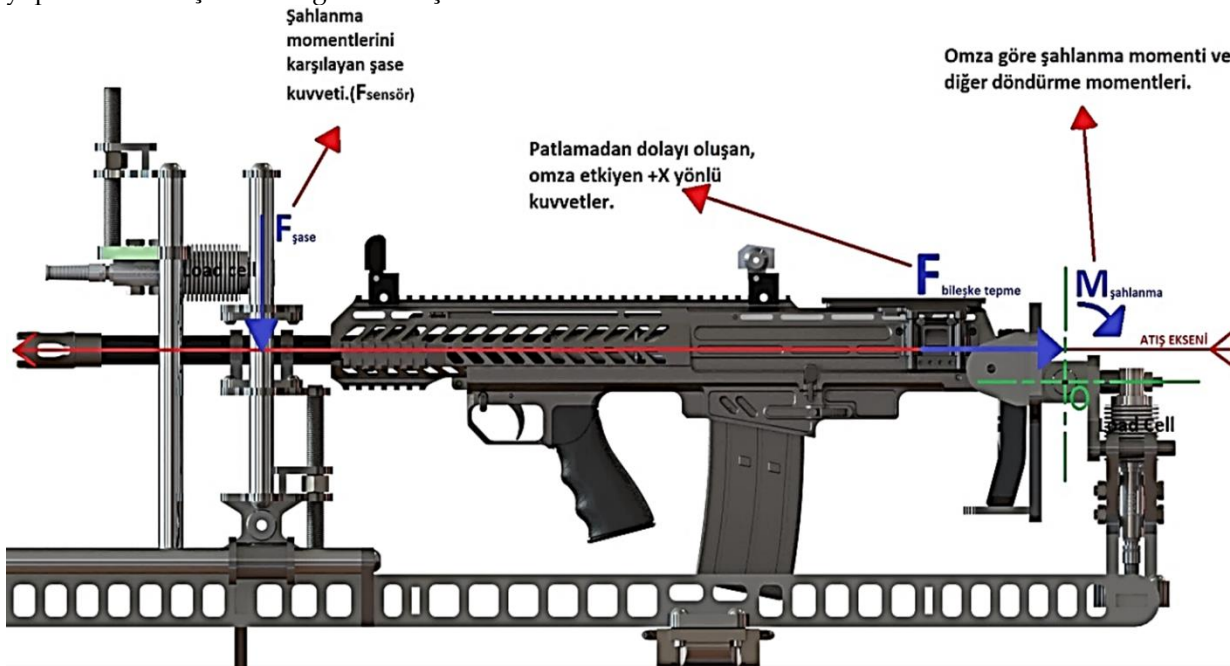
Ayrıca geri tepme kuvvetlerinden dolayı kullanıcı omzuna göre silah da şahlanma momenti meydana gelmektedir. Tüm bunların ölçülmesiyle silah geometrisinde yapılacak iyileştirmeler sayesinde silah üzerindeki kuvvetler azaltılabilir. Bu iyileştirmeler ile silahın daha konforlu hale gelmesi aynı zamanda performansının da artması sağlanabilir. Bu nedenlerden dolayı prototip silahların geri tepme kuvvetlerinin ve şahlanma momentlerinin ölçülmesi ve elde edilen sonuçlara göre silah üzerinde tasarımsal değişikliklerin yapılması gerekmektedir [3-5].

Singh ve arkadaşları manyetoreolojik amortisörler kullanılarak top geri tepmesinin optimum kontrolünü gerçekleştirmişler ve oldukça önemli teknik bulgular elde etmişlerdir [6]. Yine Singh ve arkadaşları, bu sefer doğrudan ateşte topun geri tepmesinin manyetoreolojik sönümleyiciler kullanılarak optimum kontrolünü incelemişlerdir [7]. Ouyang ve arkadaşları sahra silahının geri tepmesini azaltmak için yeni bir manyetoreolojik sönümleyicinin kontrol edilebilirlik analizini ve testini gerçekleştirmişlerdir [8]. Liu ve arkadaşları (2021) hedefe giren deniz silahı test mermisi için bir tasarım planı ve analizi üzerine çalışmışlardır [9]. Noh ve arkadaşları otomatik tabanca için geri tepme sistemi analiz modeli geliştirmesini incelemişlerdir [10]. Hong ve arkadaşları karma mod manyetoreolojik sönümleyiciler için boyutsuz bir Bingham modelinin analitik ve deneysel doğrulamasını yapmışlardır [11]. Hongsheng ve arkadaşları bir manyetolojik silah geri tepme amortisörünün kontrol edilebilirliği üzerine incelemede bulunmuşlardır [12]. Li ve arkadaşları, manyetolojik sıvı damperi kullanan bir tabanca geri tepme sistemi üzerinde araştırmalar yapmışlardır [13]. Mao ve arkadaşları bir manyetoreolojik enerji soğurucu tasarım analizinin deneysel doğrulaması üzerinde çalışmışlardır [14].

Bu çalışmada, literatürde yer alan çalışmalardan tamamen farklı, silah ateşlenmesinde oluşan tepme kuvvetlerini ve şahlanma momentini ölçebilen, iki serbestlik dereceli bir test makinasının sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak özgün tasarımı ve simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Ayrıca test makinasının prototip imalatı için oldukça önemli teknik bulgular elde edilmiştir.

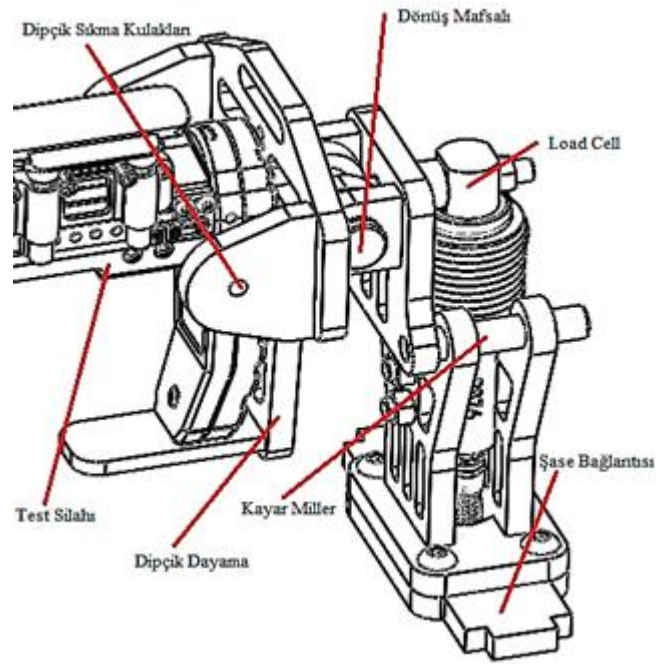
## 2. TEST MAKİNASININ MODELLENMESİ VE SİMÜLASYONU (MODELING AND SIMULATION OF THE TEST MACHINE)

Yapılan çalışmada ilk olarak test makinasının üç boyutlu tasarımları gerçekleştirilmiştir. Öncelikle atış sırasında oluşan kuvvetlerin ölçülmesi için silahın doğru şekilde test makinasına bağlanması gerektiği dikkate alınmıştır. Bu bağlantıdan kasıt, oluşan kuvvetlerin hiçbir uzva etki etmeden doğrudan makine üzerindeki algılayıcılara iletilmesidir. Atış sırasında oluşan kuvvetler ise silahtan silaha değişmektedir. Yüksek kalibreli tüfeklerde tepme kuvvetleri de yüksek olacağı için ölçümlerin ve test makinası gövde şasesinin rijit bir yapıda olması gerekmektedir. Bu nedenle makine üzerinde sönüm sistemi tasarlanmıştır. Silahın testini gerçekleştirirken hedef almak için silah tablasına iki hareket ekseni sağlanmıştır. Böylece tablanın yatayla açısı ve yönü kontrol edilebilmektedir. Test makinası sahada kullanılacağından dolayı hem atışın sağlığı için hem de sevkiyatın kolaylığı için makine üzerinde dört adet katlanır tekerden oluşan taşıyıcı ayak sistemi tasarlanmıştır. Atış anında ölçüm yapabilmek için kuvvetlerin yönünün anlaşılması gerekir. Bu ölçümler sırasında şase üzerinde yük çekebilen tek mesnet makine üzerine yerleştirilecek sensör (Load Cell) olmalıdır. Bu durumda ancak doğru ölçüm yapılabilir. Ayrıca silahın hareket yönüne doğru silahın bağlandığı şase serbest hareket edebilmeli fakat bu hareketi de Load Cell engellemelidir. Böylece silahtan gelen tüm kuvvetler sadece Load Cell üzerinden geçtikten sonra şaseye dağılacaktır. Bu araştırmalara göre yapılan tasarımda oluşan kuvvetlerin hassa bir şekilde ölçülmesi sağlanmıştır. Silahta omza doğru geri tepme kuvvetlerinin ölçümünü yapabilmek için kullanıcının omzu simüle edilerek omzun dayanacağı konuma yani dipçik bölümüne göre bir şase tasarlanmıştır. Dipçik bölümünde ölçüm yapacak sistem Şekil 2 de gösterilmiştir.



Şekil 2. Silah etkilerinin şase ile ilişkisi  
Figure 2. The relationship of the gun effects with the chassis

Namlu bölümü her türden silahı bağlamak için boyu ayarlanabilir şekilde adaptif yapıda tasarlanmıştır. Geriye doğru oluşan kuvvetler omzun üstünden geçtiğinden, silahta omza göre moment oluşmaktadır. Şahlanma momentinin hesaplanmasında ise ölçüm noktası ile omuz arasındaki mesafe ile Load Cell den okunan kuvvet değerinin çarpılması esas alınmıştır.



Şekil 3. Dipçik bölümü

Figure 3. The stock part

Oluşan kuvvetlerin büyük bölümü dilcikten kullanıcı omzuna etki etmektedir. Bu durumda ölçüm yapılacak noktalardan birisi dipçik bölümüdür. Silahın omuz ile temas ettiği bölüm belirli derecede büyük tasarlanmıştır. Bunun nedeni her ebatta dipçiğin bağlanmasına olanak sağlamaktadır.

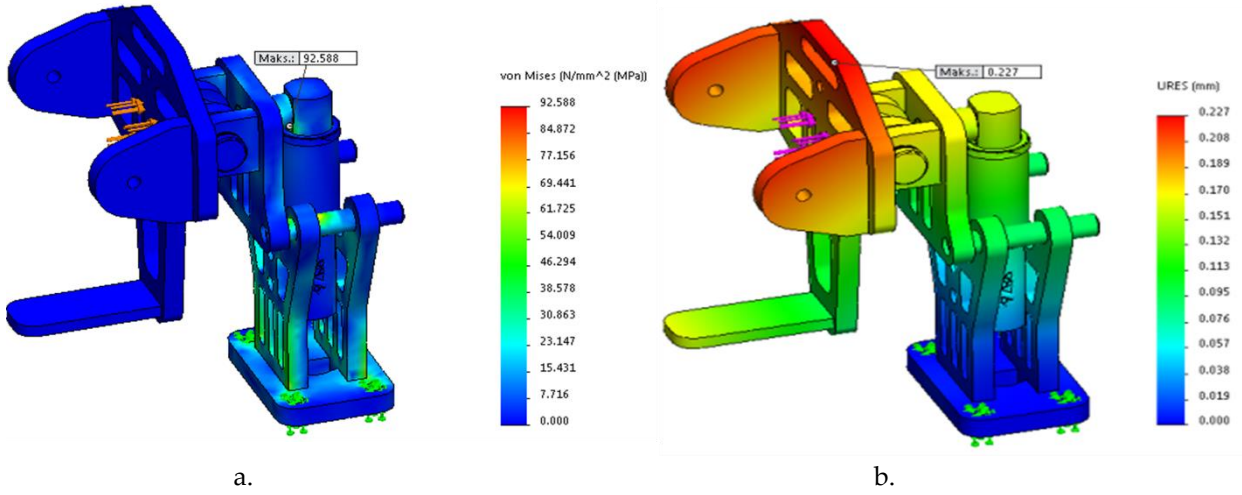
Silah dipçiği şaseye dayanıp yerleştirildikten sonra iki yönden sıkma somunları ile sıkılarak sabitlenir. Sabitlenen bölümün arkasında silahın omza göre dönüşünü simüle edecek bir mesnet bulunur. Bunun sebebi daha öncede bahsedildiği gibi silahı hareket açısından serbest bırakmaktır. Bağlantı hali Şekil 3' de gösterilmiştir. Dipçik bölümündeki tüm parçaların 10 mm St37 malzemeden yapılması düşünülmüştür.

Çizelge1. St37 malzeme özellikleri

Table 1. St37 material properties

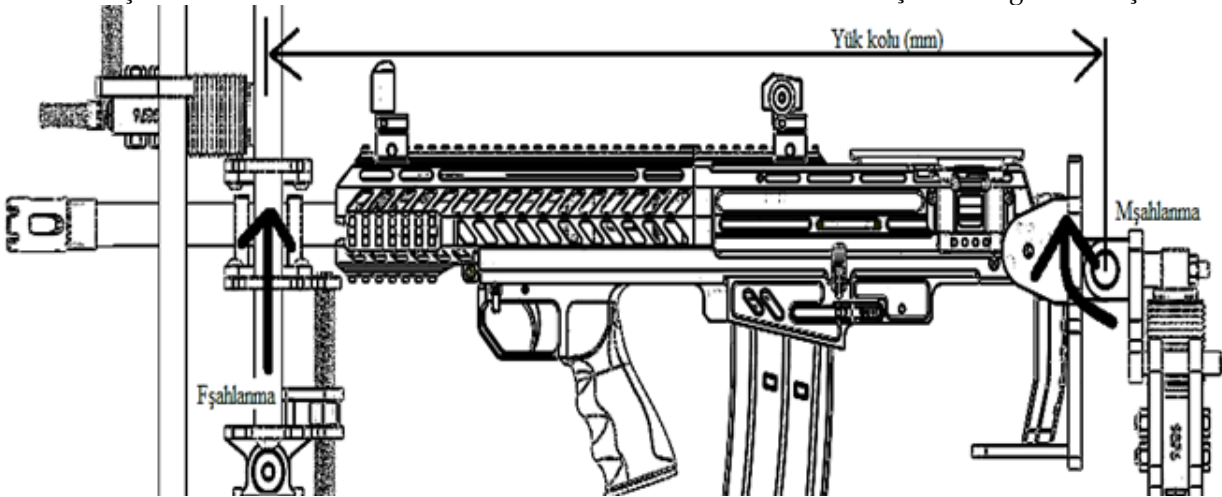
Özellik	Değer	Birim
Elastikiyet Modülü	210000.0031	N/mm <sup>2</sup>
Poisson Oranı	0.28	---
Yırtılma Modülü	79000	N/mm <sup>2</sup>
Kütle Yoğunluğu	7800	kg/m <sup>3</sup>
Gerilme Mukavemeti	360	N/mm <sup>2</sup>
Akma Mukavemeti	235	N/mm <sup>2</sup>
Termal Genişleme Katsayısı	1.1e-005	1/°K
Termal İletkenlik	14	W/(m.K)
Özgül Isı	440	J/ (kg.K)

Dipçik bölümünde yükleme durumu Solidworks programında simüle edilerek güvenli olduğu anlaşıldıktan sonra dipçik şasesinin tasarımı tamamlanmıştır. Bu statik analiz çerçevesinde, dipçik dayama bölümüne 50 kgF yük uygulanmıştır. Kullanılan malzeme olan St37 özellikleri Tablo 1' de verilmiştir. Statik yükleme durumu için elde edilen gerilme ve yer değiştirme sonuçları Şekil 4'te gösterilmiştir.



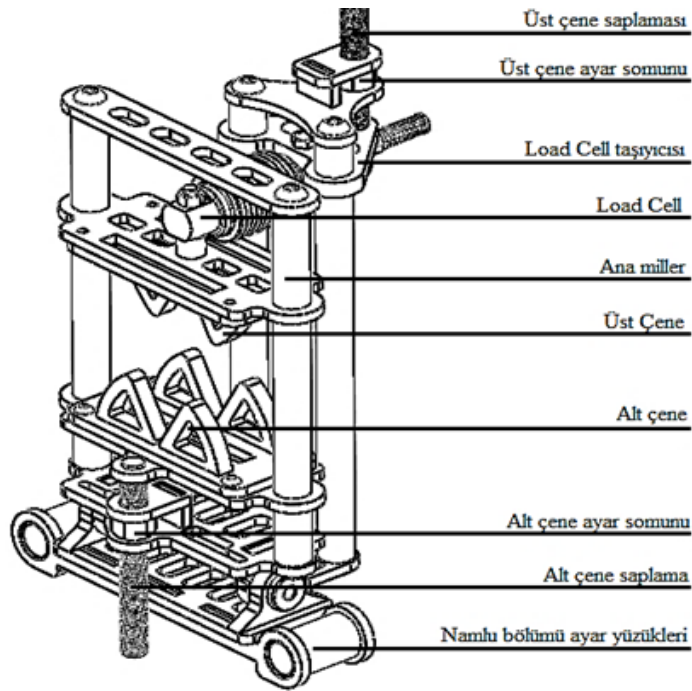
Şekil 4. Dipçik bölümü statik analiz sonuçları a. Gerilme sonuçları b. Yer Değiştirme Sonuçları  
 Figure 4. Stock section static analysis results a. Stress results b. Displacement results

Ölçüm noktalarından bir diğeri de namlu bölümündedir. Bu ölçüm noktasında silahın dönmesi serbest bırakılmakta ve dönme sadece Load Cell tarafından engellenmektedir. Bu durumda oluşan moment, mesnet kuvveti ile yük kolu çarpımı şeklinde hesaplanmaktadır. Burada yük olarak bahsedilen uzunluk ölçüm noktası ile dönme noktası arasındaki mesafedir. Bu durumu Şekil 5'te gösterilmiştir.



Şekil 5. Şahlanma momenti  
 Figure 5. Rampancy moment

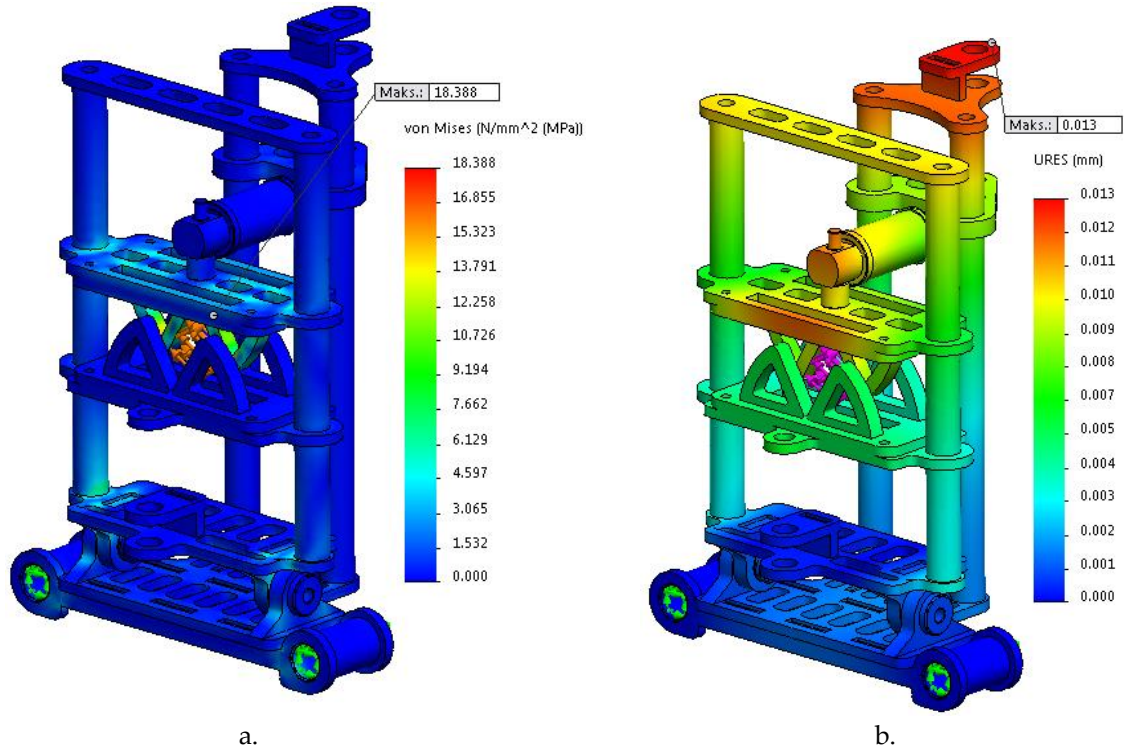
Namlu bölümünü oluşturan kısımlar Şekil 6'da verilmiştir. Bu bölümde Load Cell'e gelen kuvvet dipçik bölümünde olduğu gibi maksimum olarak belirlenen 50 kgF'dur. Bu kuvvet namlunun bu bölümle temas ettiği yüzeye verilerek Solidworks programında statik analize tabi tutulmuştur.



Şekil 6. Namlu bölümü

Figure 6. Barrel part

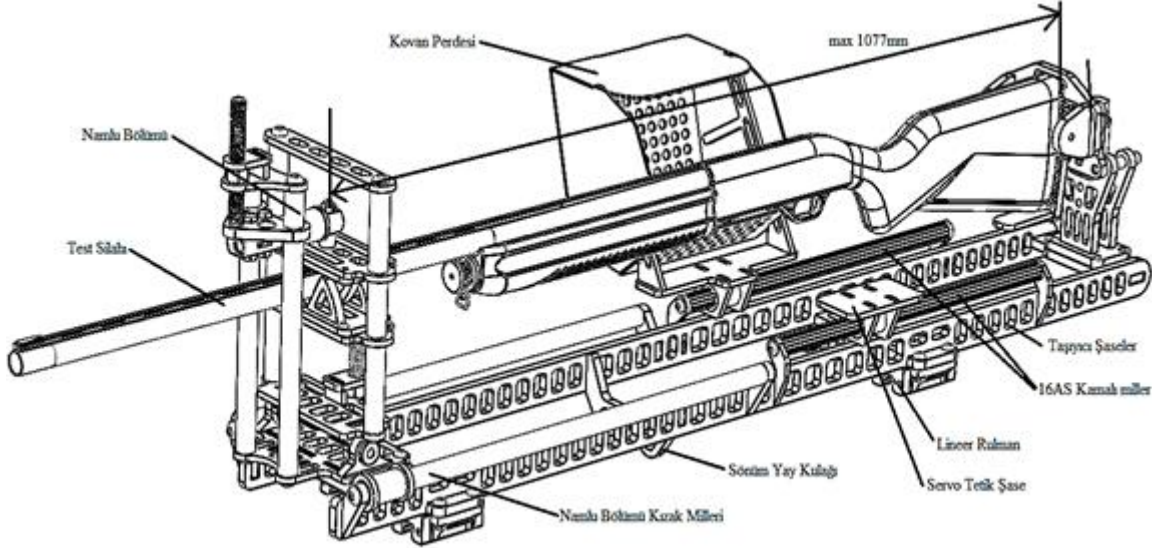
6 mm ve 10 mm kalınlıkla St37 malzemeden oluşturulan namlu bölümünün gerilme ve yer değiştirme sonuçları Şekil 7' de verilmiştir. Sonuçlardan yola çıkılarak ölçümü ve makine rijitliğini tehdit eden bir sorunla karşılaşmamıştır.



Şekil 7. Namlu bölümü statik analiz sonuçları a. Gerilme sonuçları b. Yer Değiştirme Sonuçları

Figure 7. Static analysis of the barrel part a. Stress results b. Displacement results

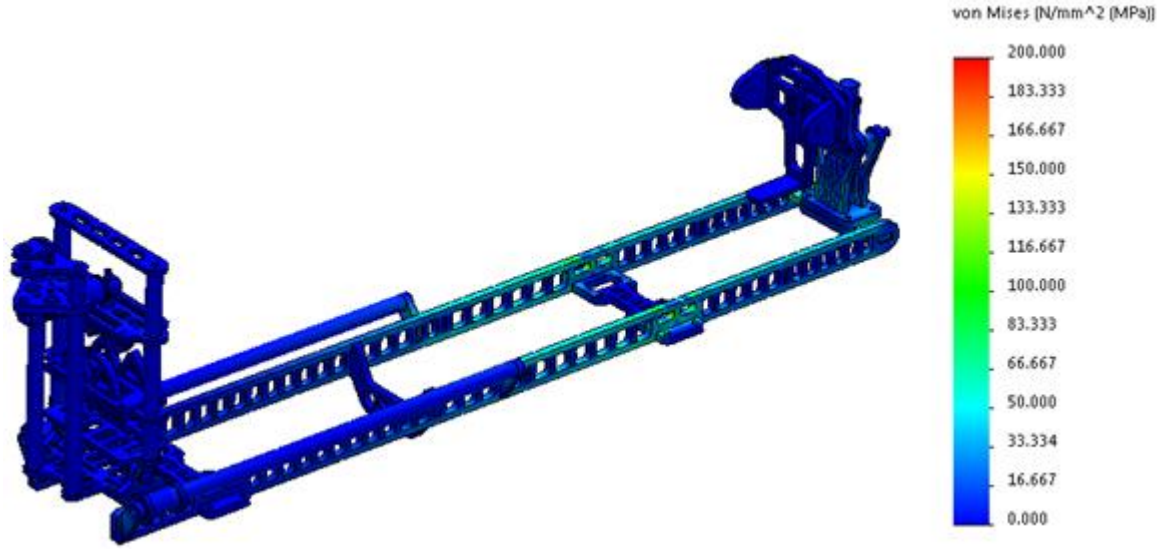
Tablaya bağlanabilecek tüfeklerin ebatları değişiklik göstermektedir. Bu değişikliğe karşın ölçümün düzdün yapılabilmesi için silahın tabla ile paralel ateşlenmesi gerekmektedir. Burada doğacak bir yükseklik farkı söz konusudur. Bu farkın giderilmesi için namluyu sıkıştıran alt çene ve üst çenenin, saplamalarla ve bunlara ait sabitlenmiş, dönebilen somunlarla yüksekliği ayarlanabilecek şekilde tasarım yapılmıştır. Böylece silah testten önce tablaya paralel konuma getirilebilmektedir.



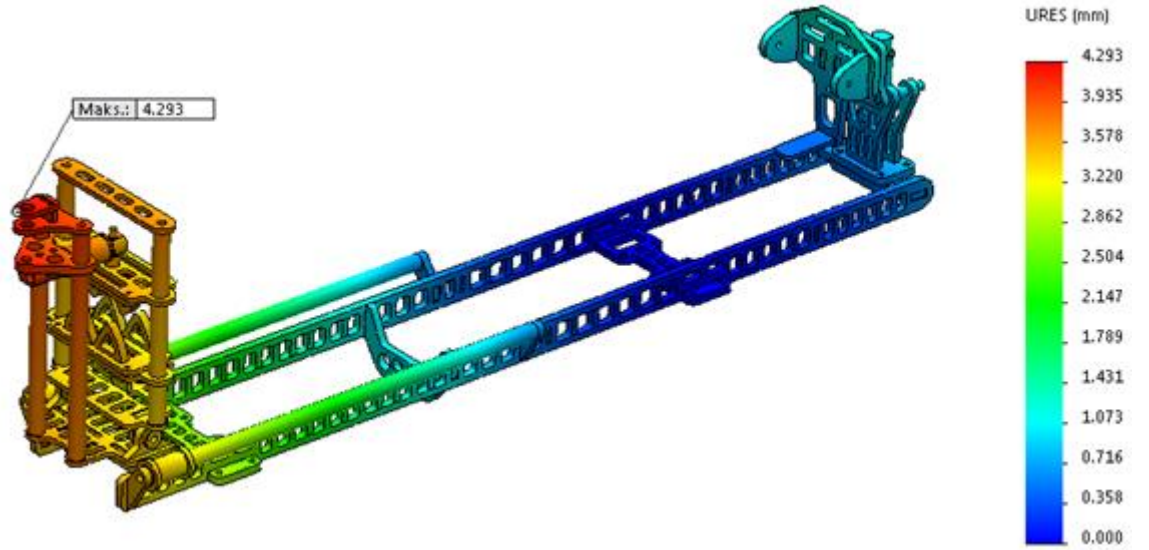
Şekil 8. Silah tablası tasarımı  
Figure 8. Design of the gun table

Tabla üzerinde iki kenarda bulunan millerin üzerinde hareket eden namlu bölümü silahın el kundağı ve namlu uzunluğuna göre 1077 mm'ye kadar açılabilir. Silahın el kundağı-dipçik uzunluğu 1077 mm'yi geçmediği sürece tablaya bağlanabilmektedir. Bu aralık çoğu silahı kapsamakta ve bu şekilde silahın boyu ayarlanabilmektedir. Ayrıca test atışı sırasında silahtan tahliye edilen boş kovanların çevreye dağılması için bir tür set tasarlanmıştır. Kovan perdesi ismi verilen bu bölüm silah boyuna göre hareket etmektedir. Bunlara ilave olarak tasarımda, silahın bağlandığı bölüm olan silah tablasında aynı zamanda silahın otomatik ateşlenmesini sağlayan bir sisteme alt yapı olan bir bölümde mevcuttur. Bu bölüm yüksekliği ayarlanabilir olacak şekilde servo motor ile kontrol edilecek şekilde tasarlanmıştır. Silah tablası sönüm bölümünde ise 4 adet lineer rulman ve sönüm yaylarını sıkıştıran bir adet de şase bulunmaktadır. Bu lineer rulman ve şase sayesinde atıştan sonra oluşan kuvvetler sönmülenebilmektedir. Tasarımda dikkate alınan bu unsurlar Şekil 8' de gösterilmiştir. Silah tablası daha önce belirtilen 50 kgF'lık kuvvete ve sönüm yay kulağından silah geri tepmesine ters yönde olacak şekilde 100N'luk bir kuvvete maruz bırakılarak gerilme ve yer değiştirme sonuçları elde edilmiştir. Şekil 9-10 da verilen sonuçlara göre silah tablasının emniyetli olarak tasarlandığı sonucuna varılmıştır.



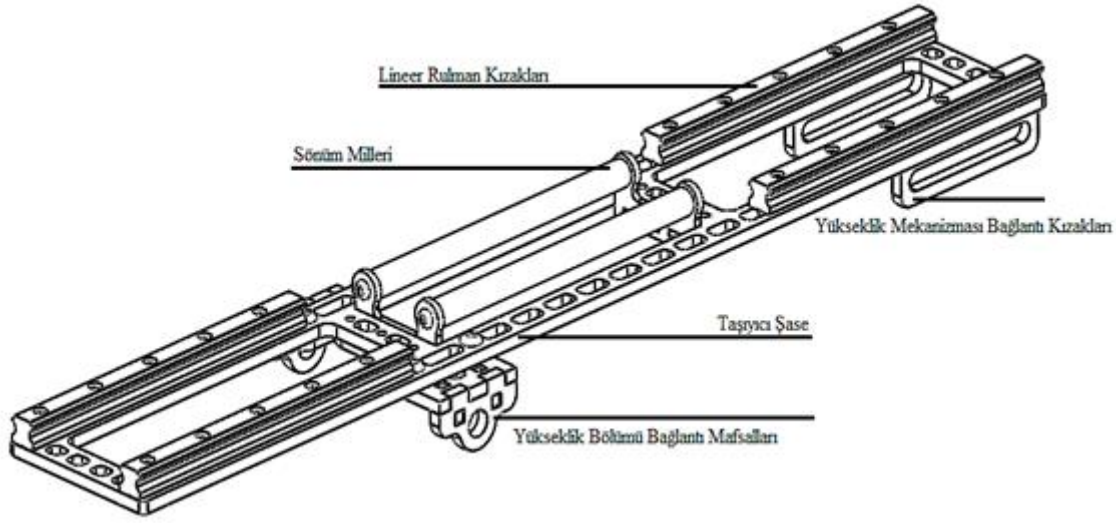


Şekil 9. Silah tablası gerilme sonuçları  
 Figure 9. Stress results of the gun table



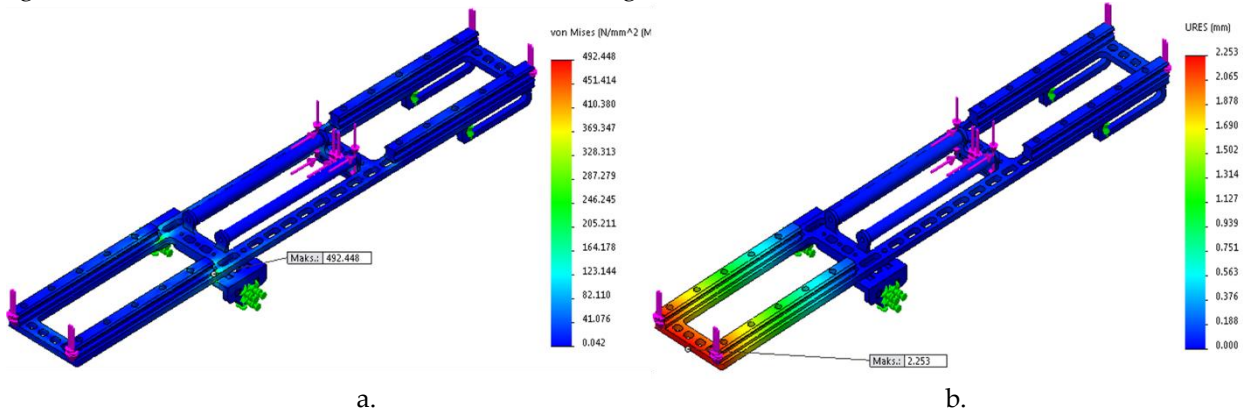
Şekil 10. Silah tablası yer değiştirme sonuçları  
 Figure 10. Displacement results of the gun table

Sönüm bölümü silah tablası ile yükseklik bölümü arasında yer alan bir bölümdür. Üzerinde lineer rulman kızakları mevcuttur. Silah tablası bu kızaklar üzerinde hareket etmektedir. Aynı zamanda bu bölüm üzerinde bulunan iki adet sönüm yayı vasıtası ile atıştan sonra oluşan kuvvetler sönümlenmektedir. Bu sönümlemenin nedeni alt şaseyi zorlamamak ve ölçümü sağlıklı gerçekleştirmektir. Sönüm bölümü tasarımı Şekil 11' de verilmiştir.



Şekil 11. Sönüm bölümü tasarımı  
Figure 11. Damper part design

Sönüm bölümü statik analize tabi tutulmuş, bu analiz çerçevesinde mafsal ve kızak bağlantısından sabitlenen CAD modele iki uçtan ve sönüm mil şasesinden 100kgF keyfi yük uygulanarak gerilme ve eğilme durumu araştırılmıştır. Sonuçlar Şekil 12’ de gösterilmiştir.

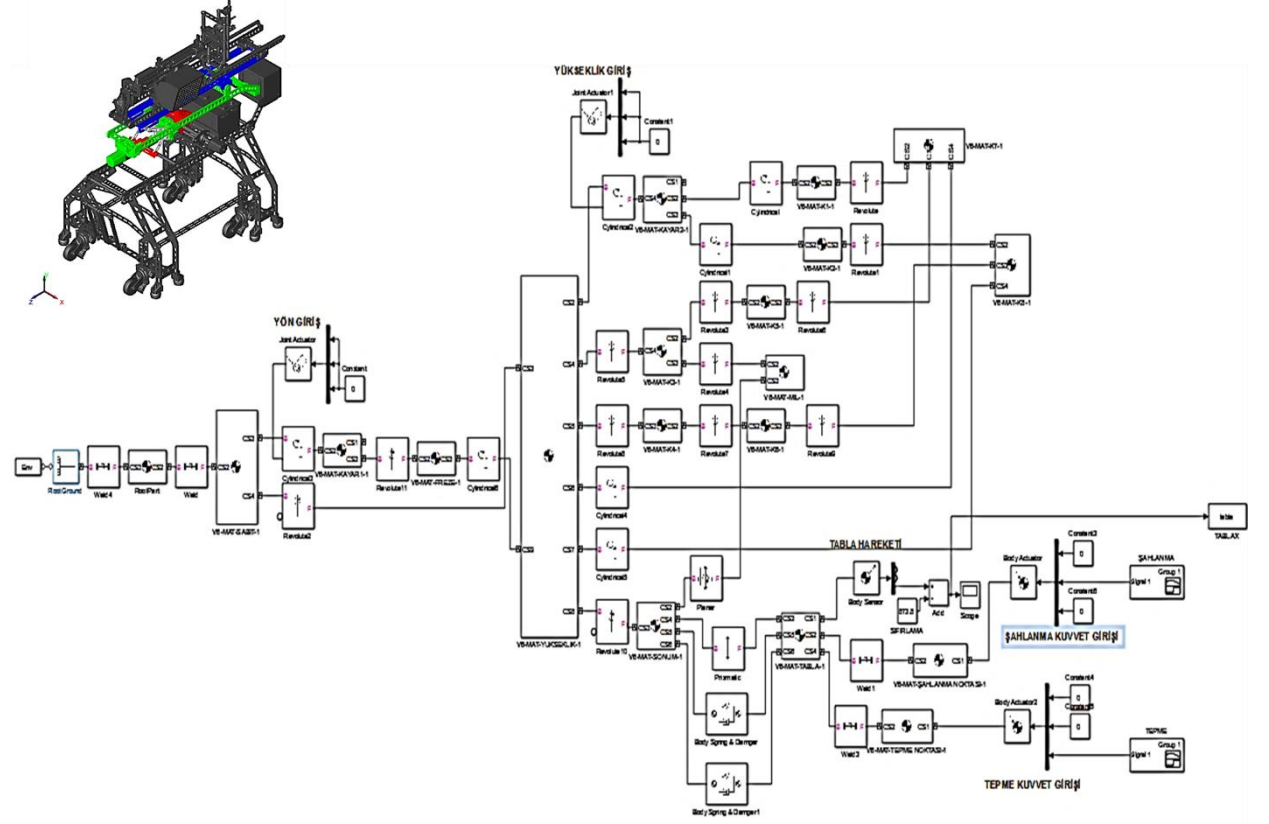


Şekil 12. Sönüm bölümü statik analiz sonuçları a. Gerilme sonuçları b. Yer Değiştirme Sonuçları  
Figure 12. Static analysis results of the damper part a. Stress results b. Displacement results

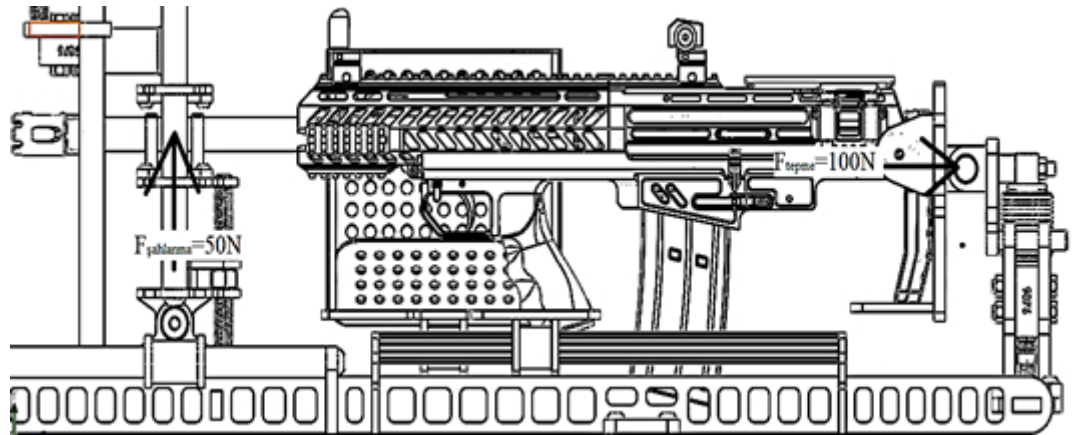
Silah tablası ile sönüm bölümü arasında lineer rulmanlı bağlantı vardır. Bu durum kuvvet sönüm sistemine iletilmektedir. Sönüm yay sabitin optimum düzeyde olması bu sistemin en iyi şekilde çalışması demektir. Yay sabitinin araştırılmasında Matlab/Simulink/SimMechanics programı kullanılmıştır. Sistemin üç boyutlu katı modeli Matlab/SimMechanics ortamına aktarılmış ve sistemin simülasyon modeli elde edilmiştir. Sistemin Matlab/Simulink/SimMechanics modeli Şekil 13’de verilmiştir.

Matlab ortamında sönüm sistemi ile silah tablası arasına ‘Body Spring & Damper’ özelliği kullanılarak yay tanımlanmıştır. Matematiksel olarak sistemde sönüm elemanı bulunmamaktadır. Bu durumda Matlab ortamında kuvvet girişlerinden sonra silah tablasının titreşim hareketi yapması doğaldır. Titreşim grafiklerinde önemli olan kısım ilk tepe noktasının numerik değeridir. Bu değer silah tablasının atıştan sonra ne kadar geri geleceğini söylemektedir. Test makinasında tasarım gereği geometrik olarak izin verilen strok boyunca hareket eden tabla, sönüm yayına enerjisini aktarır ve çarpışma önlenmektedir. Aynı şekilde bu durum geri dönüş içinde geçerlidir. Bu durumda silah tablası bir tam devir yaptığında hız sıfıra düşmektedir. Belirlenen strok ise 268 mm’dir. Katı model üzerinden simülasyonun gerçekleşmesi için silahın tabla ile temas ettiği noktalara kuvvet tanımlanmıştır.

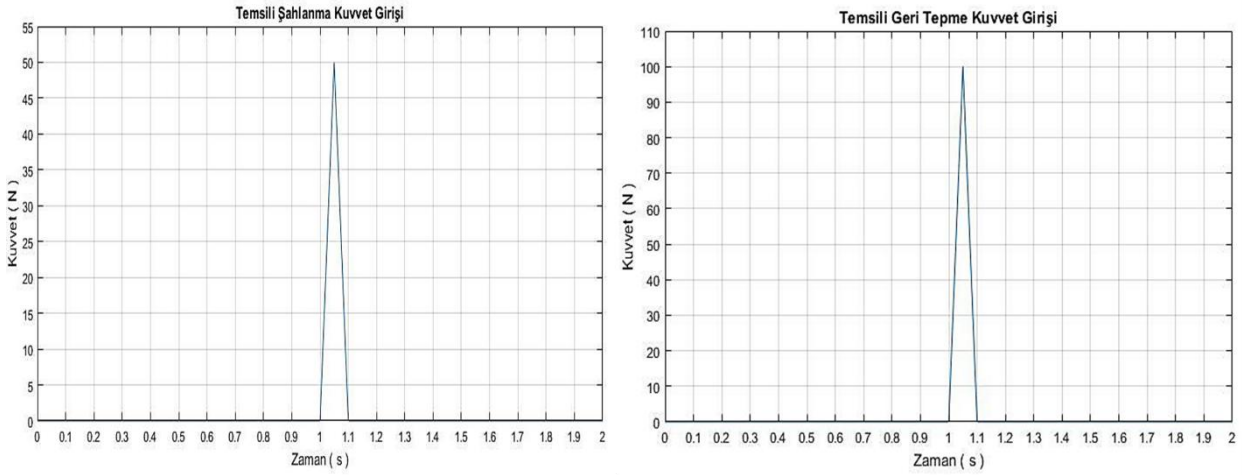
Tanımlanan noktalar Şekil 14' de verilmiştir. Kuvvetler simülasyonun birinci saniyesinde etkimektedir ve 0.1s kadar sürmektedir. Bu kuvvetlerin grafikleri Şekil 15' de gösterilmiştir.



Şekil 13. Test makinesi Matlab/Simulink/SimMechanics modeli ve blok diyagramı  
Figure 13. Matlab/SimMechanics model and block diagram of the test machine

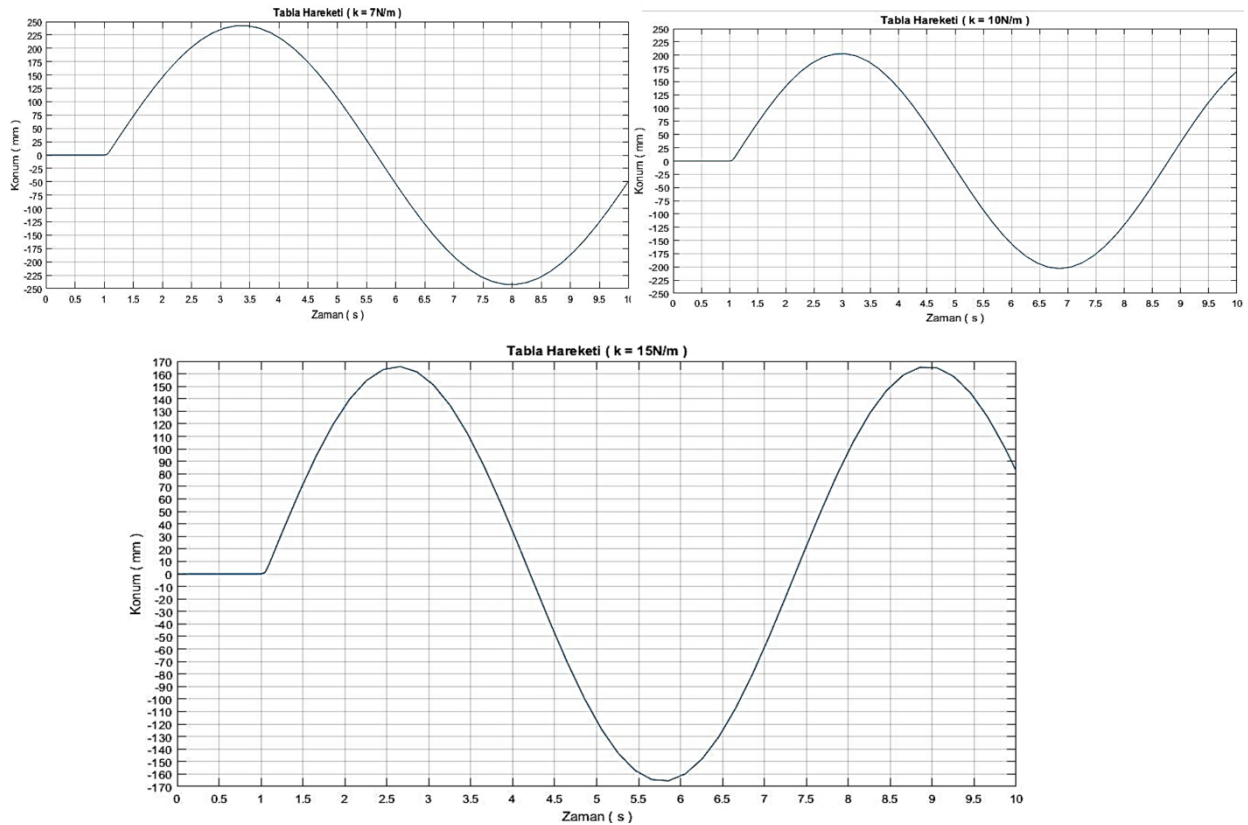


Şekil 14. Temsili atış kuvvetleri gösterimi  
Figure 14. Representative shot force display



Şekil 15. Temsili giriş kuvvetleri  
Figure 15. Representative input forces.

Simülasyonlarda yay sabiti sırasıyla 7 N/m, 10 N/m ve 15 N/m olarak alınmıştır. Bu yay sabitlerine göre tablanın konum değişimi grafikleri Şekil 16’da verilmiştir.

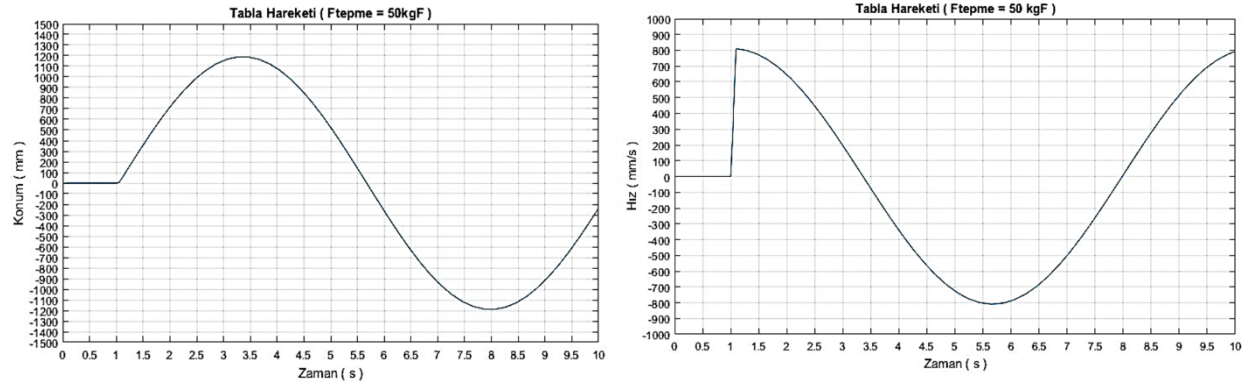


Şekil 16. Yay sabitlerine göre tabla hareketinin değişimi  
( $k = 7 \text{ N/m}$ ,  $k = 10 \text{ N/m}$ ,  $k = 15 \text{ N/m}$ )

Figure 16. Variation of table movement according to spring constants  
( $k = 7 \text{ N/m}$ ,  $k = 10 \text{ N/m}$ ,  $k = 15 \text{ N/m}$ )

Bu sonuçlara göre yay sabiti 7 N/m iken tablanın 242.2 mm, 10 N/m iken 200 mm ve 15 N/m iken 164,6 mm maksimum deplasmana ulaştığı görülmektedir. Yay sabiti 7 N/m ve 10 N/m olduğunda tablanın ulaştığı konum izin verilen strok içerisindedir. Fakat güçlü silahların verebileceği geri tepme

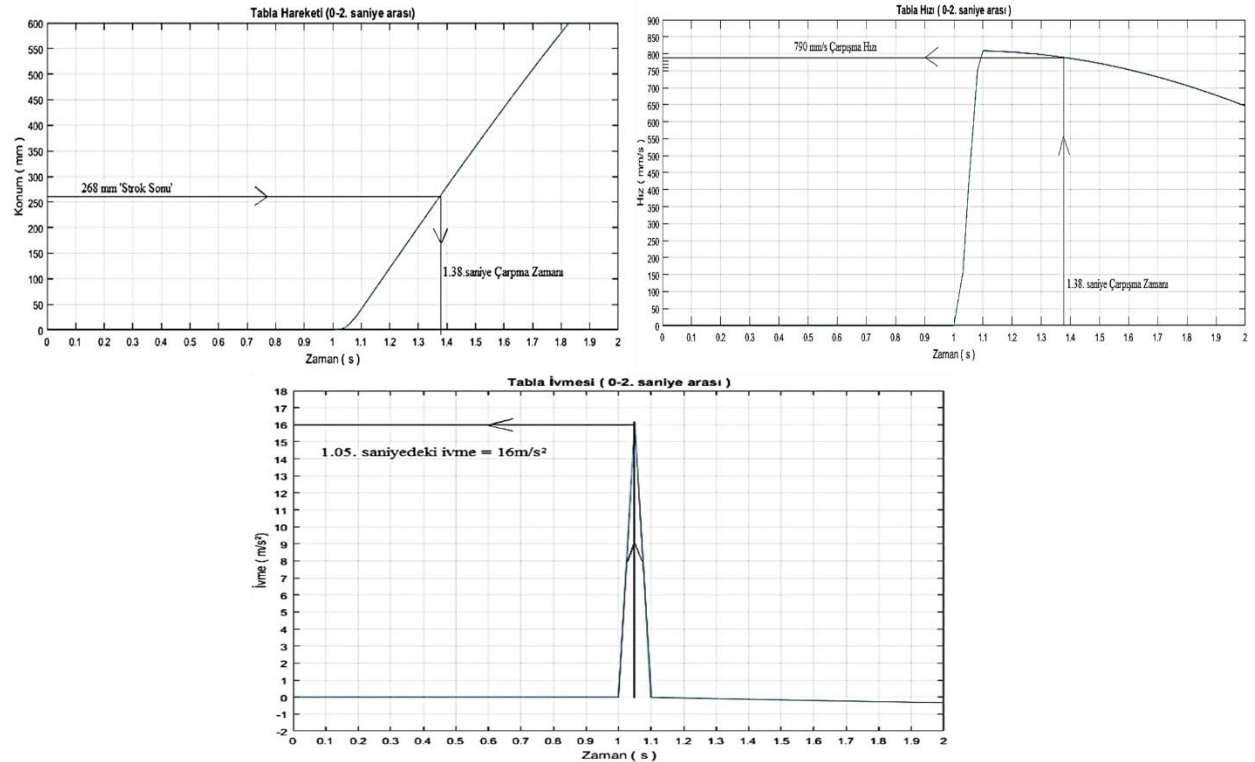
kuvvetlerinin verilen temsili değerlerin üstüne çıkabileceği düşünüldüğünde sönüm sisteminde çarpışma gerçekleşmesi söz konusudur. Bu nedenle tasarımda yay sabiti 15 N/m olarak alınmış ve Load Cell'in maksimum dayanabileceği kuvvet olan 50kgF a göre tablanın konum ve hız analizleri gerçekleştirilmiştir. Elde edilen simülasyon sonuçları Şekil 17'de verilmiştir.



Şekil 17. 50kgF etkisindeki tablanın konum ve hız değişimleri

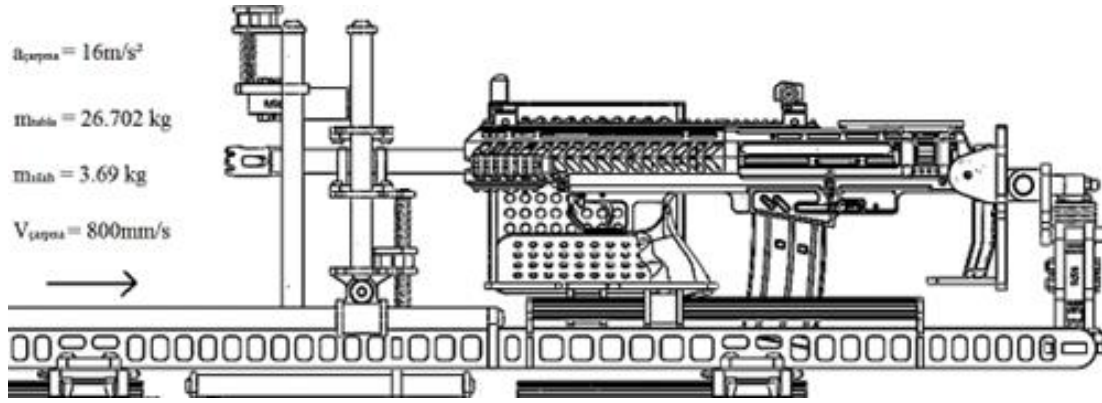
Figure 17. Position and velocity changes of the table under the influence of 50 kgF

Şekil 17'deki sonuçlara göre tablanın hareketinde izin verilen stroğun dışına çıkmıştır. Atıştan sonra çarpışma anında yay şasesinin bu kuvvete karşı tepkisi araştırılması için çarpışma anı simule edilmiş ve çarpışmanın 1.38 saniye sonra gerçekleşeceği bulunmuştur. Ayrıca maksimum ivmenin 1.05 saniyede olduğu Şekil 18'de görülmektedir.



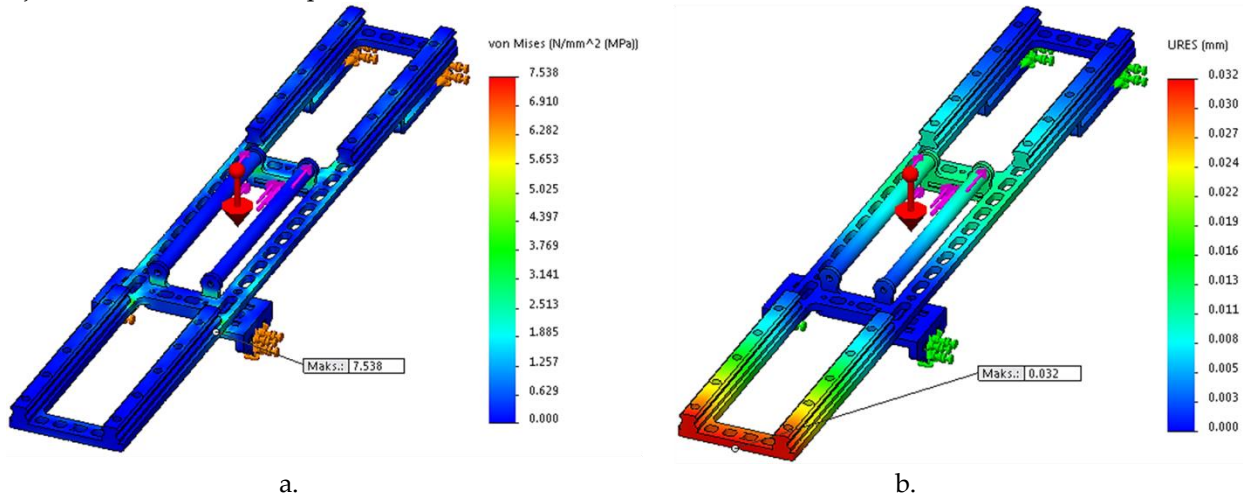
Şekil 18. Tablanın çarpma anı konum, hız ve ivme sonuçları

Figure 18. Position, velocity and acceleration results of the table at the moment of impact



Şekil 19. Çarpma parametreleri  
Figure 19. Collision parameters

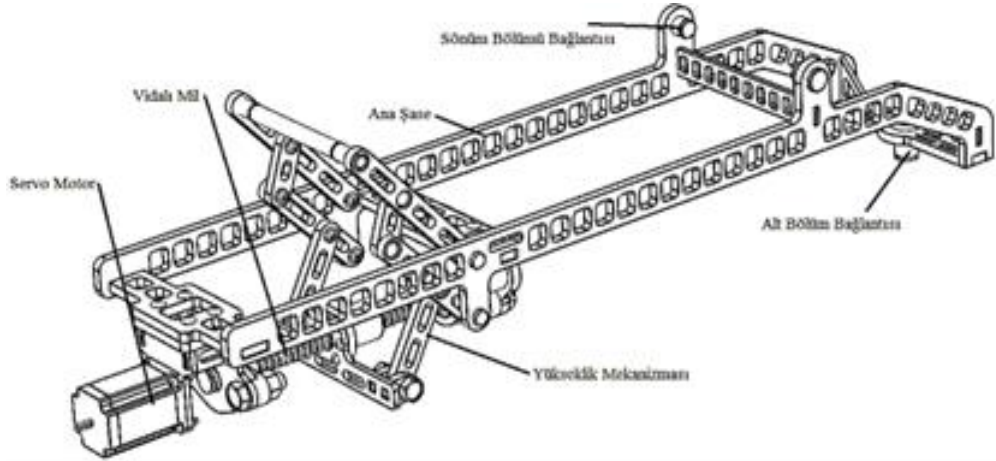
Simülasyon sonucunda elde edilen veriler ve çarpma anı Şekil 19’da gösterilmiştir. Oluşturulan çarpma senaryosuna göre çarpma kinetik enerjisi 9.483 Joule, çarpma kuvveti ise 486.272 N olarak bulunmuştur. Hesaplanan çarpma kuvvetine göre sönüm bölümünün gerilme ve şekil değiştirme analizleri gerçekleştirilmiş ve Şekil 20’de verilmiştir. Bu sonuçlara göre maksimum oluşan gerilme 7.538 MPa ve maksimum şekil değişimi 0.032 mm’dir. Çarpışma sonucunda tasarımı yapılan şase üzerinde rijitlik bozulmamış ve çarpışma kuvveti sönümlenmiştir.



Şekil 20. Sönüm bölümü gerilme ve şekil değişimi sonuçları a. Gerilme sonuçları b. Yer Değişirme Sonuçları

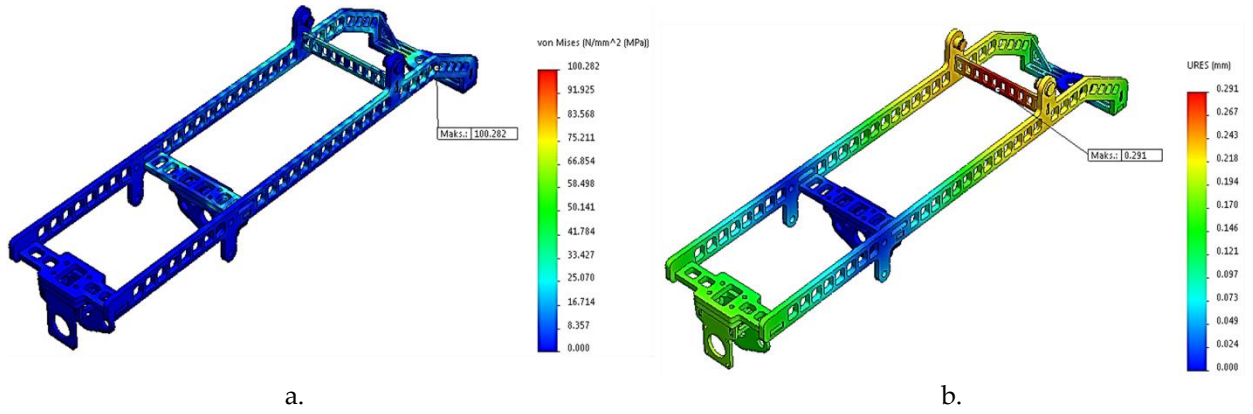
Figure 20. Damping section stress and strain results a. Stress results b. Displacement results

Silah tablasını ve sönüm bölümünü taşıyan yükseklik sisteminin tasarımı Şekil 21’de verilmiştir. Yükseklik bölümünün mekanizma pimlerinden ve sönüm bölümü bağlantısından düşey yönlü 100kgF uygulandıktan sonra elde edilen gerilme ve şekil değiştirme sonuçları Şekil 22’de verilmiştir.



Şekil 21. Yükseklik bölümü tasarımı

Figure 21. Height part design



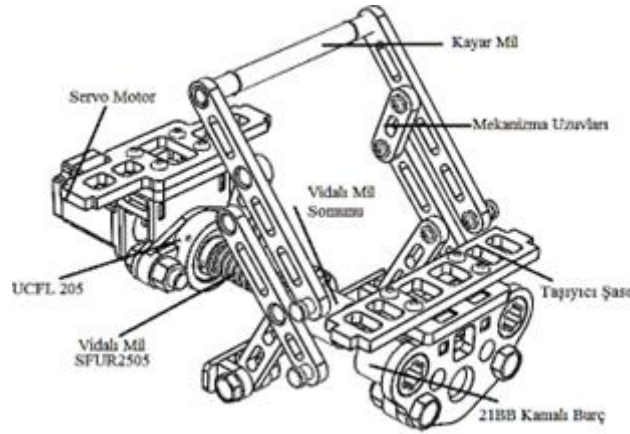
a.

b.

Şekil 22. Yükseklik bölümü gerilme ve yer değiştirme analizleri a. Gerilme sonuçları b. Yer Değiştirme Sonuçları

Figure 22. Stress and displacement results of the height part a. Stress results b. Displacement results

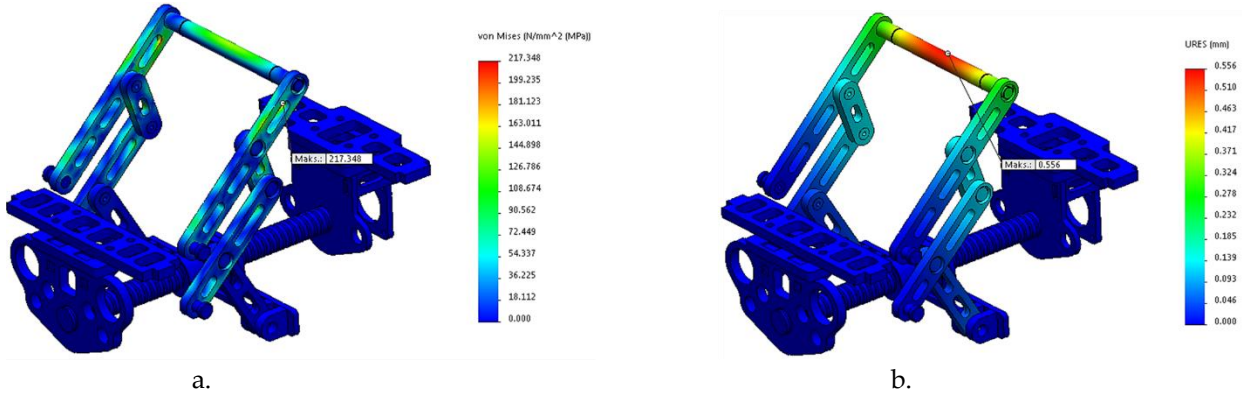
Şekil 22' de verilen gerilme ve yer değiştirme sonuçlarına göre maksimum gerilme 100.282 MPa ve maksimum yer değiştirme 0.291mm olarak bulunmuştur. Maksimum gerilme değerinden anlaşılacağı üzere tasarlanan yükseklik bölümünün de mukavim olduğu görülmektedir. Test silahının yatayla açısını kontrol etmek için tasarlanmış olan yükseklik mekanizması, vidalı mildeki dönme hareketini vidalı mil üzerinde bağlı olan somunun ötelenmesiyle dönme hareketine çevirerek çalışmaktadır. Hassasiyet ve yükleme durumuna bakılacak olursa, vidalı mil çapı ve hatve konusundan seçim yapılmış ve yüklemeyi karşılayacak vidalı çapı 25 mm olarak seçilmiştir. Şekil 23'de yükseklik mekanizmasının tasarımı verilmiştir.



Şekil 23. Yükseklik mekanizması

Figure 23. Height mechanism

Yükseklik mekanizmasının dayanımını ölçmek için mekanizma sabitlendikten sonra mekanizma ucundan aşağı yönlü 250kgF yük tanımlanarak statik analiz yapılmış ve sonuçlar Şekil 24'de verilmiştir. Şekil 24' de verilen gerilme ve yer değiştirme sonuçlarına göre maksimum gerilme 217,348 MPa ve maksimum yer değiştirme 0,556 mm olarak bulunmuştur.

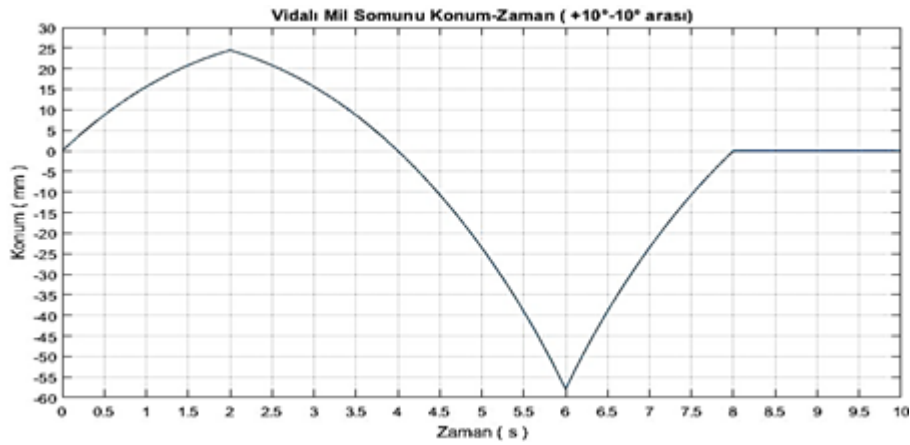


Şekil 24. Yükseklik mekanizması gerilme ve yer değiştirme analizleri a. Gerilme sonuçları b. Yer Değiştirme Sonuçları

Figure 24. Stress and displacement results of the height mechanism. a. Stress results b. Displacement results

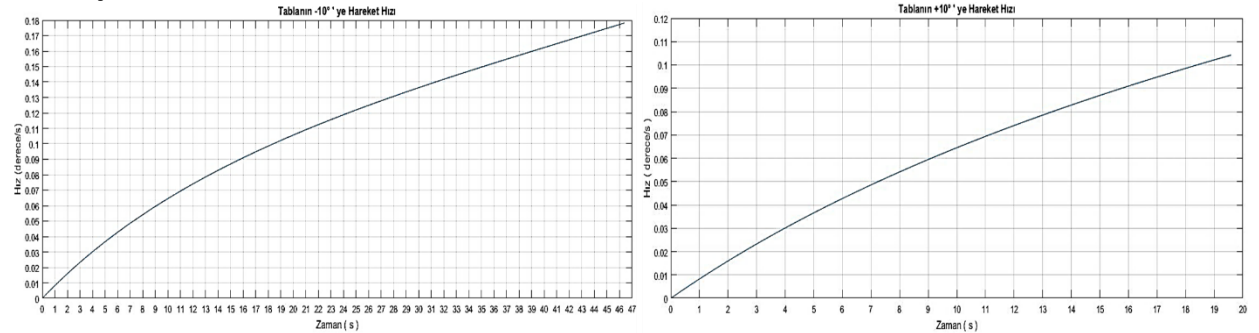
Matlab/Simulink/SimMechanics programında vidalı mile dönüş hareketi verilerek sönüm bölümü ve tablanın açısal hızının zaman içindeki değişimi incelenmiştir. Bu hareketi incelemeye önce tablanın belirlenmiş olan  $\pm 10^\circ$  yükseklik hareketinde oluşan vidalı mil somununun hareketi hesaplanmıştır. Bunun yapılma nedeni, belirlenen hareket kabiliyeti içerisinde, vidalı milin açısal hızına göre tablanın açısal hızının nasıl değiştiğini görmektir. Tablaya  $\pm 10^\circ$  hareket verilerek somunun konum değişimi incelenmiş ve somunun sıfır konumundan  $+10^\circ$  yapmak için 24.483 mm geri,  $-10^\circ$  yapmak için 57.9705mm ileri hareket yapması sonucuna varılmıştır. Şekil 25' de vidalı milin konum değişimi verilmiştir.





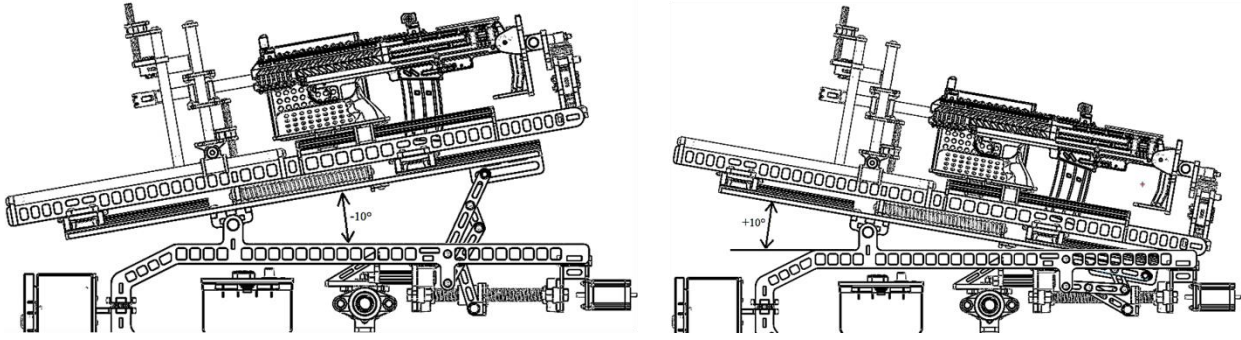
**Şekil 25.** Tablanın  $\pm 10^\circ$  hareketi sonucu vidalı milin konum değişimi  
**Figure 25.** Position change of the ball screw as a result of  $\pm 10^\circ$  movement of the table

Yükseklik vidalı mili 90 derece/s açılma hızı ile dönerek yükseklik vidalı mil somununa 1.25mm/s hız kazandırmaktadır. Vidalı milin, 46.3764 saniyede ileriye doğru attığı 11.59 turda somun 57.9705mm ileri gitmekte, vidalı milin 19.5864 saniyede geriye doğru attığı 4.89 turda somun 24.483mm geri hareket etmektedir. Bu hareketler sonucunda tablanın yatayla açısı sırasıyla  $-10^\circ$  ve  $+10^\circ$  olarak değişmektedir. Belirlenen vidalı mil somunu parametreleri Matlab/simulink programında modele tanımlanarak tablanın açılma hızı incelenmiştir. Tablanın bu parametreler etkisindeki ileri ve geri hız-zaman grafikleri Şekil 26'da verilmiştir.



**Şekil 26.** Tablanın yatayla  $\pm 10^\circ$  hareketinin açılma hız değişimi  
**Figure 26.** Angular velocity variation of  $\pm 10^\circ$  movement of the table with the horizontal

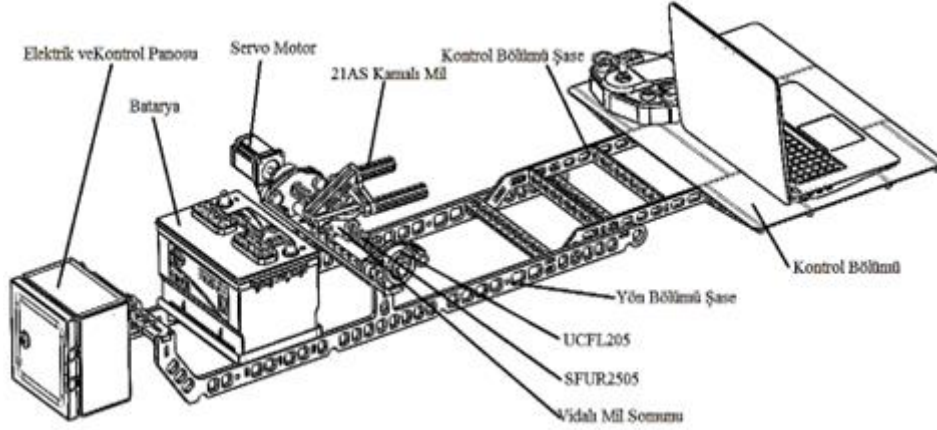
Tablanın  $-10^\circ$  hareketi incelendiğinde hareketin sonuna doğru hızın 0.18 derece/s'ye yaklaştığı görülmektedir. Tablanın  $+10^\circ$  hareketi incelendiğinde ise hareketin sonuna doğru hızın 0.11 derece/s ulaşmaktadır. Yükseklik vidalı mili için seçilen 90 derece/s hızı tablada herhangi bir hassasiyet problemi vermemektedir. Bu durumda uzun menzilli test hedefine hassas biçimde nişan alınması mümkündür. Tablanın  $+10^\circ$  hareketin  $-10^\circ$  hareketine göre daha yavaş olması iyidir. Çünkü  $+10^\circ$  hareketinin daha çok kullanılacak bir hareket olmasından dolayı mekanizma kinematiği bu harekette nişan almak için daha avantajlıdır. Tanımlanan hareketler sonucunda tabla  $+10^\circ$  ve  $-10^\circ$  'ye hareket ettirilmiş ve bu tasarım üzerinde bu durum Şekil 27'de gösterilmiştir.



Şekil 27. Tablanın +10° ve -10°'ye pozisyonları

Figure 27. Positions of the table to +10° and -10°

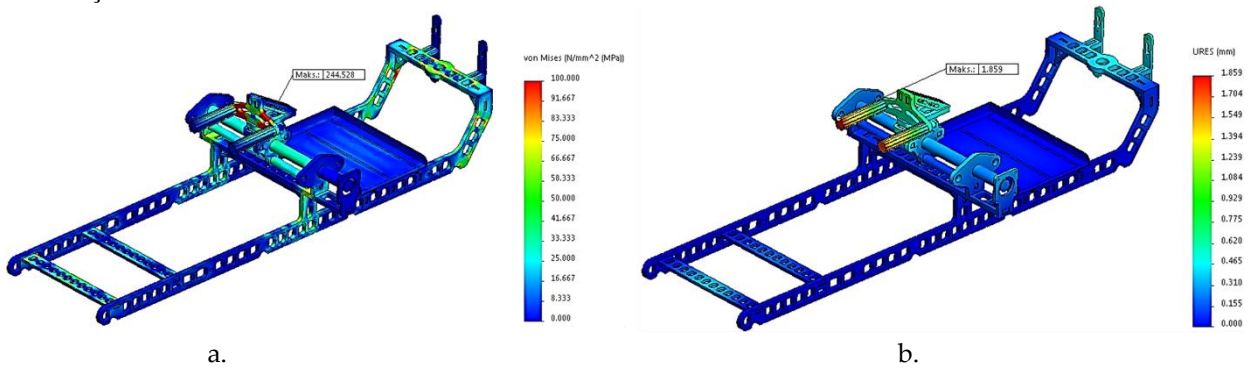
Test makinesi taşınmayı kolaylaştırmak için parçalara ayrılır şekilde tasarlanmıştır. Kontrol bölümü ise geçmeli şekilde montajlanarak makine kullanıma hazır hale gelecek şekilde tasarlanmıştır. Sensörlere ve servo motorlara güç sağlayan akü ve elektrik sistemlerinin bulunduğu pano bu bölümde bulunmaktadır. Yön ve kontrol bölümünün genel yapısı Şekil 28'de verilmiştir.



Şekil 28. Yön ve kontrol bölümü tasarımı

Figure 28. Direction and control section design

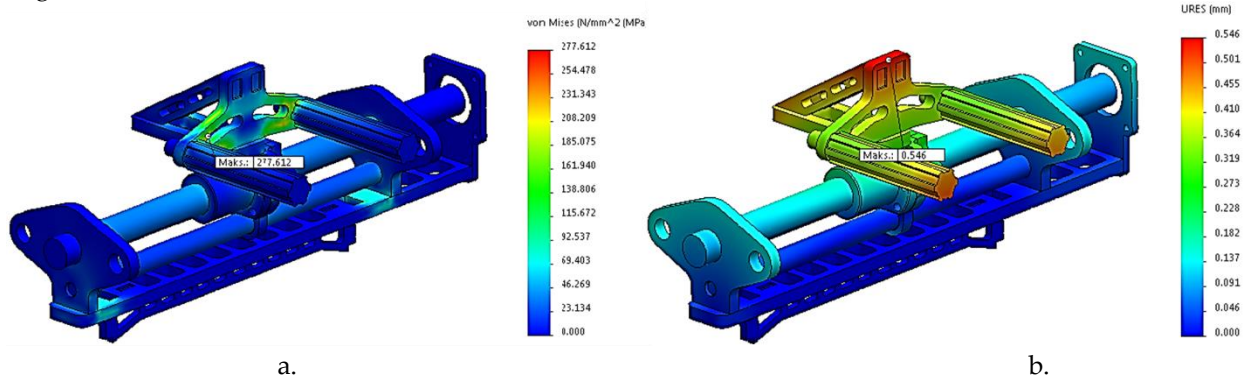
Yön bölümünün yük dayanımını sınamak için ayak bölümü ile bağlantı deliklerinden sabitlenir. Kamalı millerden düşey yüklü 50kgF, yükseklik bölümü ile bağlantı yerinden 100kgF ve kontrol bölümü temas şasesinden 50kgF tanımlanarak yapılan gerilme ve yer değiştirme analiz sonuçları Şekil 29'da verilmiştir.



Şekil 29. Yön bölümü gerilme ve yer değiştirme sonuçları a. Gerilme sonuçları b. Yer Değiştirme Sonuçları

Figure 29. Direction section stress and displacement results a. Stress results b. Displacement results

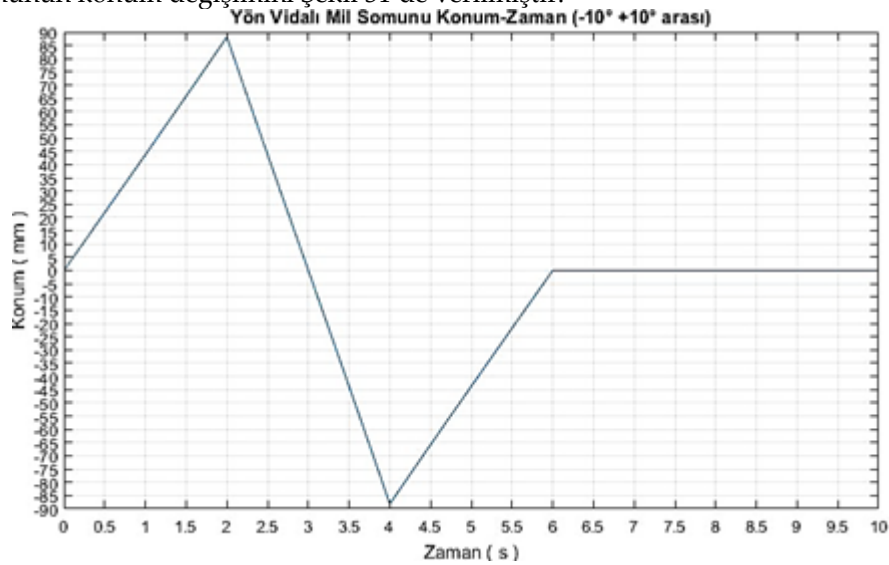
Yön bölümüne belirtilen yüklemeler yapıldıktan sonra gerilme diyagramı incelendiğinde maksimum gerilmenin kamalı milleri taşıyan parçada 244.528 MPa olduğu görülmektedir. Bu yüklenme durumunda ise kamalı millerde 1.859 mm eğilme meydana gelmiştir. Yönlendirme mekanizmasının gerilme ve yer değiştirme sonuçları ise Şekil 30'da verilmiştir.



Şekil 30. Yönlendirme mekanizması gerilme ve yer değiştirme sonuçları a. Gerilme sonuçları b. Yer Değiştirme Sonuçları

Figure 30. Steering mechanism stress and displacement results a. Stress results b. Displacement results

Matlab/Simulink/SimMechanics programında yön mekanizmasının hızı incelenmiş ve  $-10^\circ$  ve  $+10^\circ$  vidalı mil somununun konum değişimini Şekil 31'de verilmiştir.



Şekil 31. Yön vidalı mili konum değişimi.

Figure 31. Direction screw shaft position change

Vidalı mil somunu  $+88.16$  mm yol aldığıında yön bölümü sağa  $10^\circ$ ,  $-88.16$  mm yol aldığıında ise yön bölümü sola  $10^\circ$  dönmektedir. Vidalı milin hızı hassasiyeti artırmak amaçlı öncelikli olarak saniyede yarım tur olarak belirlenir.

Bu durumda;

$$\omega = (0.5 \text{ dev}) / (1 \text{ s}) \times 1 \text{ s} / (1/60) \text{ dk} = 30 \text{ dev/dk} \quad (1)$$

$$\omega = 0.5 \text{ dev/1sn} \times 360 \text{ derece/1dev} = 180 \text{ derece/s} \quad (2)$$

olarak bulunur.

$$\text{Lineer Hız} = \text{Hatve} \times \text{Açısal Hız} \text{ ve} \quad (3)$$

$$\text{Hatve} = 5 \text{ mm (Devir başına ilerleme) } \quad \text{ise;}$$

$$\text{Lineer Hız} = (5\text{mm/dev}) \times (30 \text{ dev/dk}) = 150\text{mm/dk} = 2.5\text{mm/s}(\text{somun hızı}) \quad (4)$$

(+)88.16 mm sola ve (-)88.16 mm sağa hareket.

$$\text{Sola Lineer Hareket} = \text{Hatve} \times \text{Sağa Açısal Hareket} \quad (5)$$

$$(88.16\text{mm}) = (5\text{mm/dev}) \times (\text{Sağa Açısal Hareket}) \quad (6)$$

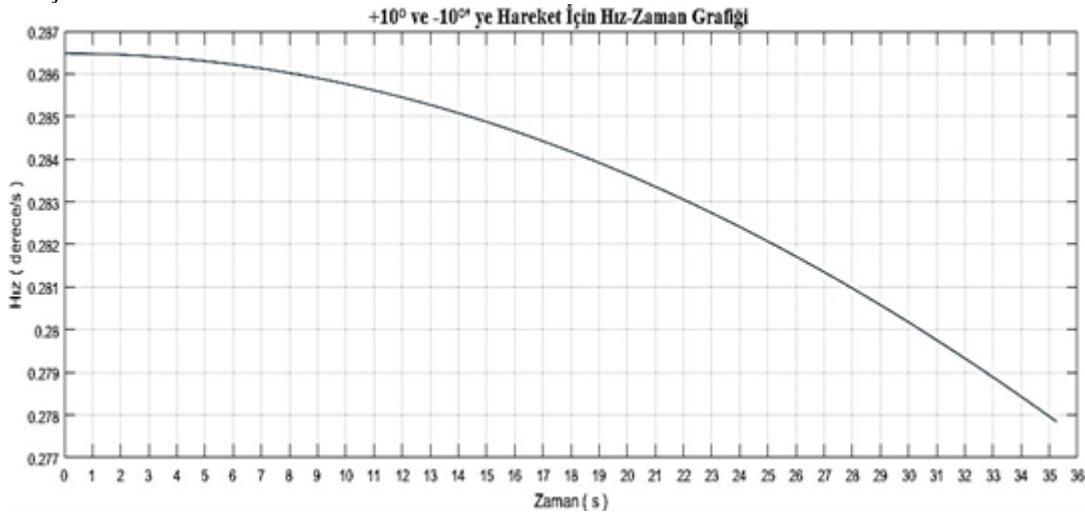
Sağa Açısal Hareket = 17.632dev olarak bulunur.

$$\text{Yol} = \text{Hız} \times \text{Zaman} \quad (7)$$

$$(88.16\text{mm}) = (2.5\text{mm/s}) \times (\text{tsağ veya tsol}) \quad (8)$$

tsağ = tsol = 35.264 s olarak bulunur

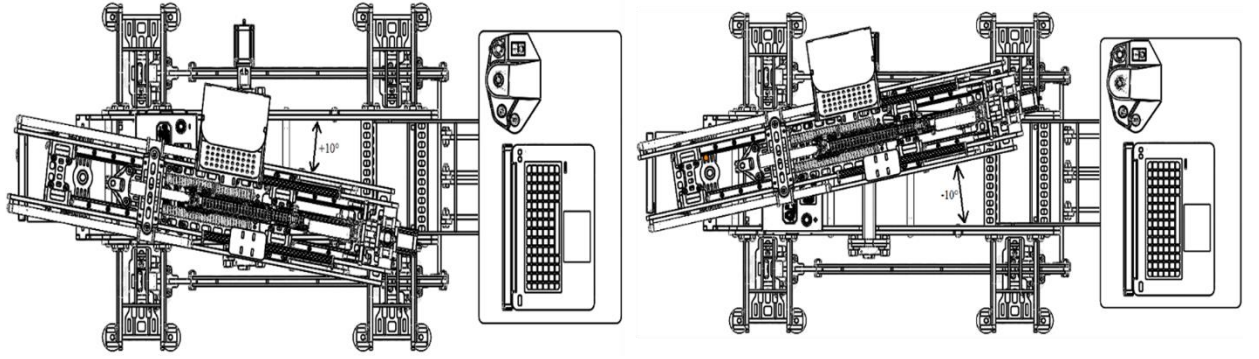
Yön vidalı mili 180 derece/s açısal hız ile dönerek yön vidalı mil somununa 2.5 mm/s hız kazandırmaktadır. Vidalı milin, 35.264 saniyede sağa ve sola doğru attığı 17.632 turda somun 88.16 mm sağa ve sola gitmektedir. Bu hareketler sonucunda tablanın yön açısı  $-10^\circ$  ve  $+10^\circ$  olarak değişmektedir. Belirlenen vidalı mil somunu parametreleri Matlab/Simulink programında modele tanımlanarak tablanın açısal hızı incelenmiştir. Tablanın bu parametreler etkisindeki sağa ve sola hız-zaman grafikleri Şekil 32’de gösterilmiştir.



Şekil 32. Yön bölümü hız değişimi

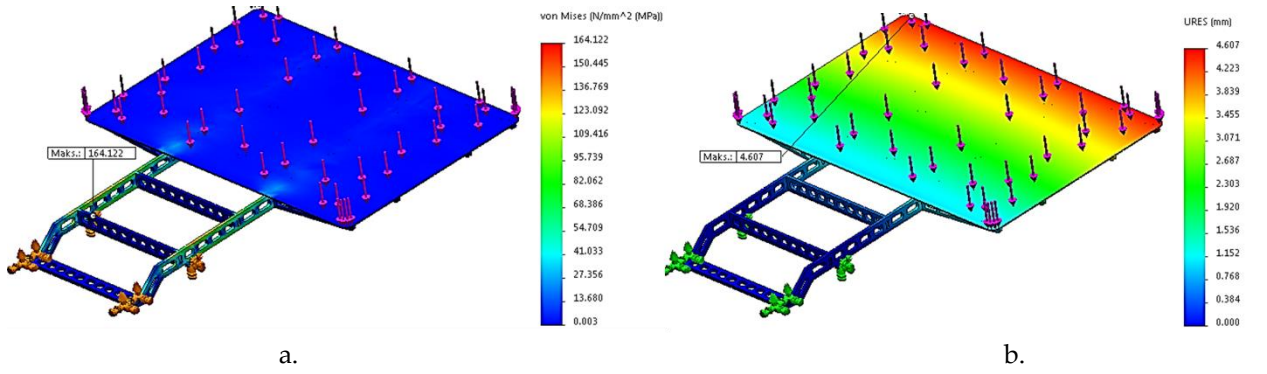
Figure 32. Direction section speed change

180 derece/s yön vidalı mil hızına göre yön bölümünün hız-zaman grafiği Şekil 32’de gösterilmiştir. Bu grafiğe göre yön dönüş hızı 0.2 derece/s olarak kabul edilebilir. Bu hız ise yön bölümünün hassasiyeti açısından uygundur. Tanımlanan hareketler sonucunda yön bölümü  $+10^\circ$  ve  $-10^\circ$ ’ye hareket ettirilmiş ve bu durumlar için pozisyonu Şekil 33’de verilmiştir. Kontrol bölümünün 50kgF yük altında statik analiz sonuçları Şekil 34’de verilmiştir.



Şekil 33. Yön bölümü +10° ve -10° pozisyonlarının görünümü

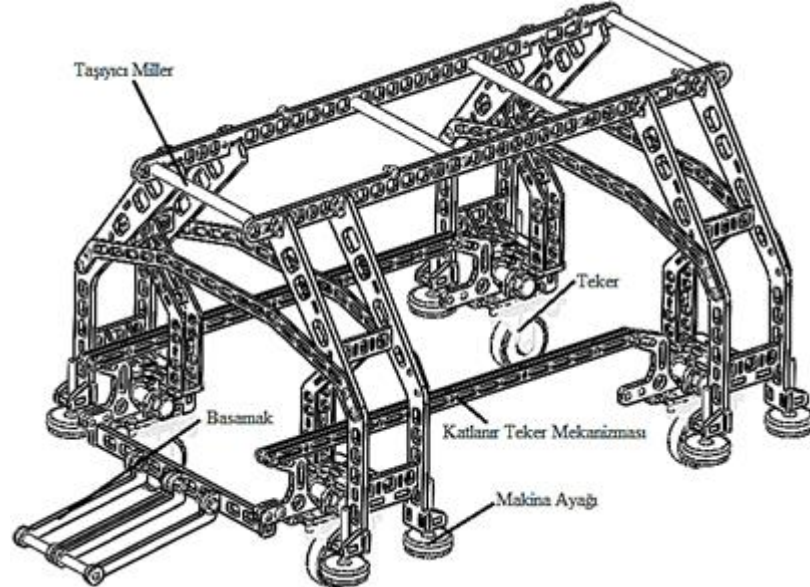
Figure 33. Direction section +10° and -10° positions view



Şekil 34. Kontrol bölümü gerilme ve yer değiştirme sonuçları a. Gerilme sonuçları b. Yer Değiştirme Sonuçları

Figure 34. Control section stress and displacement results a. Stress results b. Displacement results

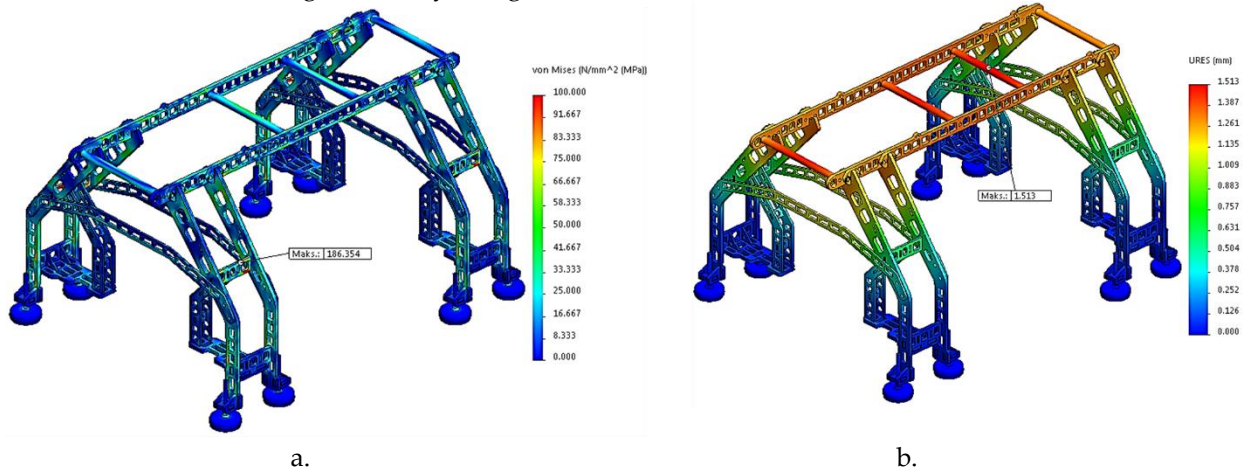
Kontrol bölümüne 50 kgF kuvvet uygulanması sonucunda gerilme değerinin sınırlar içinde kaldığı ancak 4.607 mm yer değiştirme sonucunun ortaya çıktığı görülmektedir. Ancak kullanım yükünün 50kgF'e ulaşmayacağından dolayı yer değiştirme sonucunun makul olduğunu söylemek mümkündür.



Şekil 35. Ayak bölümü tasarımı

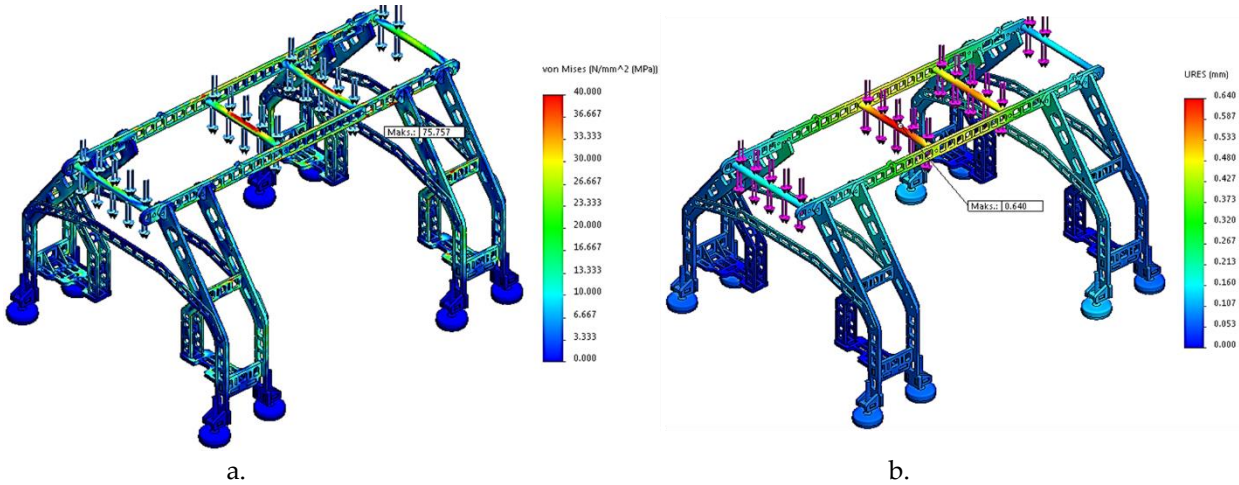
Figure 35. Foot section design

Ayak bölümü tüm sistemi taşıyan en alt bölümdür. Atış sırasında makinanın rijit olması önemlidir. Bu rijitliği sağlamak üzere makine atış sırasında 8 adet endüstriyel makine ayağı üzerinde çalışmaktadır. Ayak bölümü silah tablasını kullanıcının işini kolaylaştırmak için belli bir yükseklikte tutmakta ve aynı zamanda bu bölüm sayesinde kontrol bölümü de yerden yükselebilmektedir. Makinanın hareket ettirilmesini kolaylaştırmak için test bittikten sonra ayak bölümünde bulunan teker mekanizma basamağına basılarak katlanmakta ve dört adet teker açılmakta ve makine tekerler üzerinde hareket etmektedir. Gerekliğinde ise mandal yardımıyla kapatılarak ayaklar üzerine oturmaktadır. Ayak bölümü genel yapısı Şekil 35’de verilmiştir. Ayak bölümü tüm sistemleri taşıyan bölümdüğündan yön bölümü ile her temas noktasından 100kgF ile tepme yönüne göre de 50kgF kuvvet ile statik analize tabii tutulmuştur. Elde edilen gerilme ve yer değiştirme sonuçları Şekil 36-37’de verilmiştir



Şekil 36. Ayak bölümü kullanım pozisyonunda statik analiz sonuçları a. Gerilme sonuçları b. Yer Değiştirme Sonuçları

Figure 36. Static analysis results in foot section usage position a. Stress results b. Displacement results



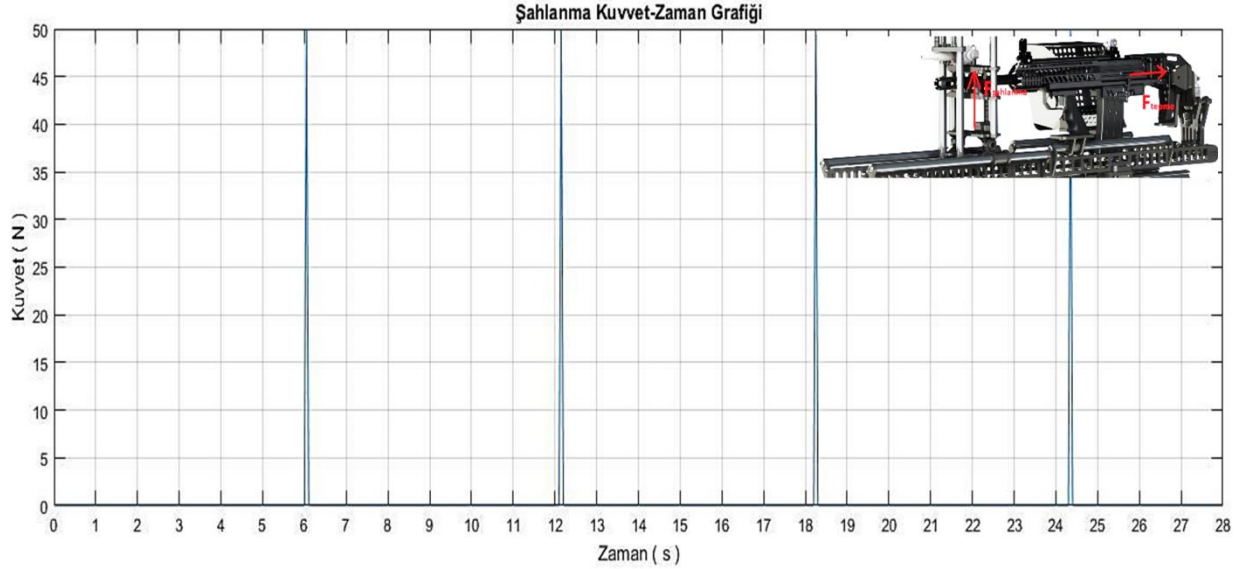
Şekil 37. Ayak bölümü teker üzerindeyken statik analiz sonuçları a. Gerilme sonuçları b. Yer Değiştirme Sonuçları

Figure 37. Static analysis results when the foot section is on the Wheel a. Stress results b. Displacement results

### 3. SONUÇLAR ve TARTIŞMA (RESULTS AND DISCUSSION)

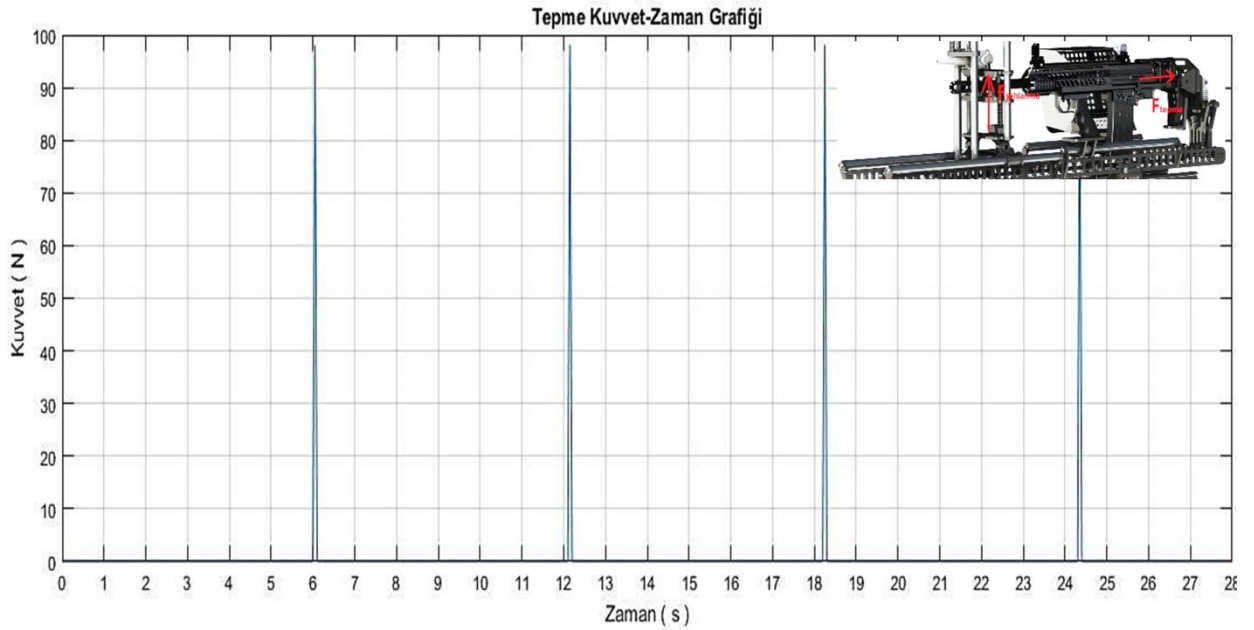
Makine tablasına bağlanan test silahının ateşleme sonucunda vereceği geri tepme kuvveti 100 N ve şahlanma momentine sebep olan kuvvet ise 50 N olarak kabul edilmiştir. Silahın atışını simüle etmek için her atış 0.1 s sürmektedir. Atışların zamanı simülasyon senaryosuna göre belirlenmiştir. Silahın

ateşlenmesi test makinasının kontrolü açısından bozucu giriş olarak kabul edilmiştir. Bozucu girişler, makinanın maksimum açılarında daha etkili olacağından dolayı maksimum açılarda simülasyonlar yapılmıştır. Belirlenen senaryoya göre bozucu girişlerin yani tepme ve şahlanma kuvvetlerinin grafikleri Şekil 38-39' da verilmiştir.



**Şekil 38.** Şahlanma kuvveti bozucu girişi

*Figure 38. Rampancy force disturbance input*

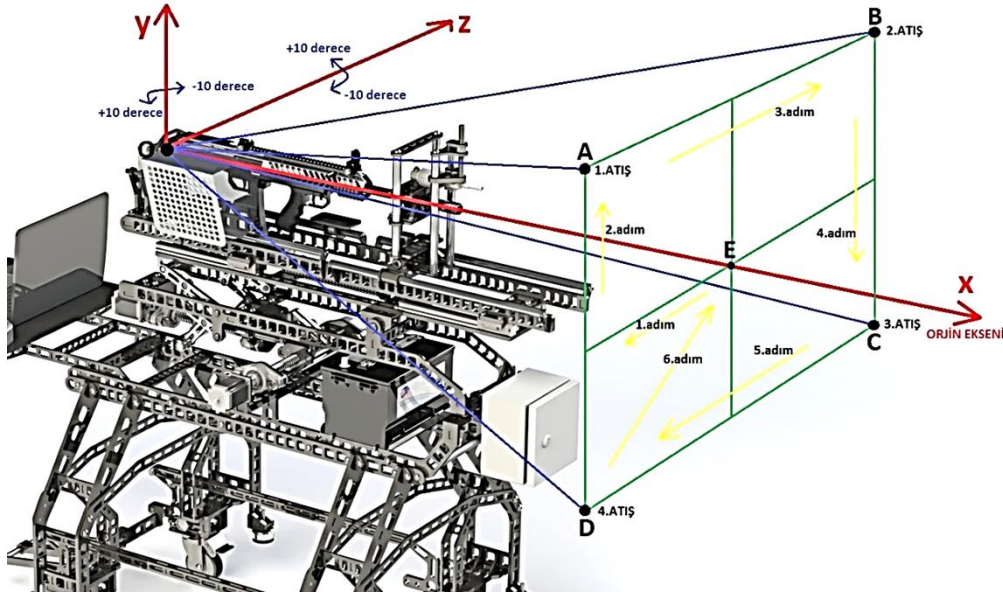


**Şekil 39.** Tepme kuvveti bozucu girişi

*Figure 39. Rebound force disturbance input*

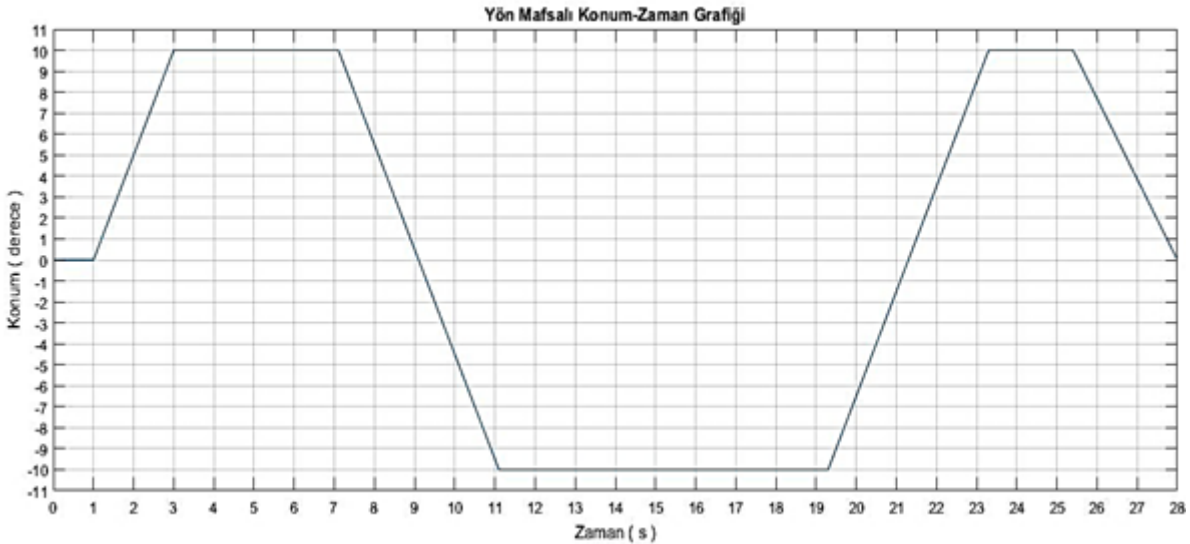
Grafiklerden anlaşılacağı üzere test atışları yani bozucu girişler 6, 12.1, 18.2 ve 24.3'üncü saniyelerde gerçekleşmektedir. Huğlu marka HTB model 12 gauge bir av tüfeği silah tablasına bağlandıktan sonra makinanın izin verilen maksimum açılara getirilerek ateş edilmesiyle oluşan bir senaryoya göre otomatik kontrol yapılmıştır. Bu açılarda makinanın test edilmesinin sebebi geri tepme kuvvetinin makinaya tesirinin en fazla olduğu noktaların maksimum açılarda olmasıdır. Yani bozucu etki en fazla maksimum açılarda meydana gelmektedir. Maksimum durumda otomatik kontrol yapılarak daha az açılarda oluşan

bozucu etkilere karşı tablanın kontrolü gerçekleştirilmiştir. Oluşturulan bu senaryo Şekil 40'da gösterilmiştir



Şekil 40. Simülasyon senaryosu  
Figure 40. Simulation scenario

Öncelikle tabla orijin doğrultusundan (OE) 1. atış doğrultusuna (OA) gidecektir. 1. atışı gerçekleştirip, sırasıyla 2. (OB) 3. (OC) 4. (OD) atış doğrultularına giderek atış yapacaktır. Atışları tamamladıktan sonra orijin doğrultusuna (OE) dönecektir. Bu senaryoda her atıştan sonra ve önce birer saniye bekleyecektir. Yükseklik ve yön mafsallarındaki hızlar 5 derece/s 'dir. Hızın daha önce belirtilen hızlardan kat ve kat fazla olmasının nedeni senaryoyu kısaltmak ve yüksek hızlarda kontrolü sağlamaktır. Belirlenen senaryoya göre yön mafsalının derece cinsinden referans konum değişimi Şekil 41'de verilmiştir.

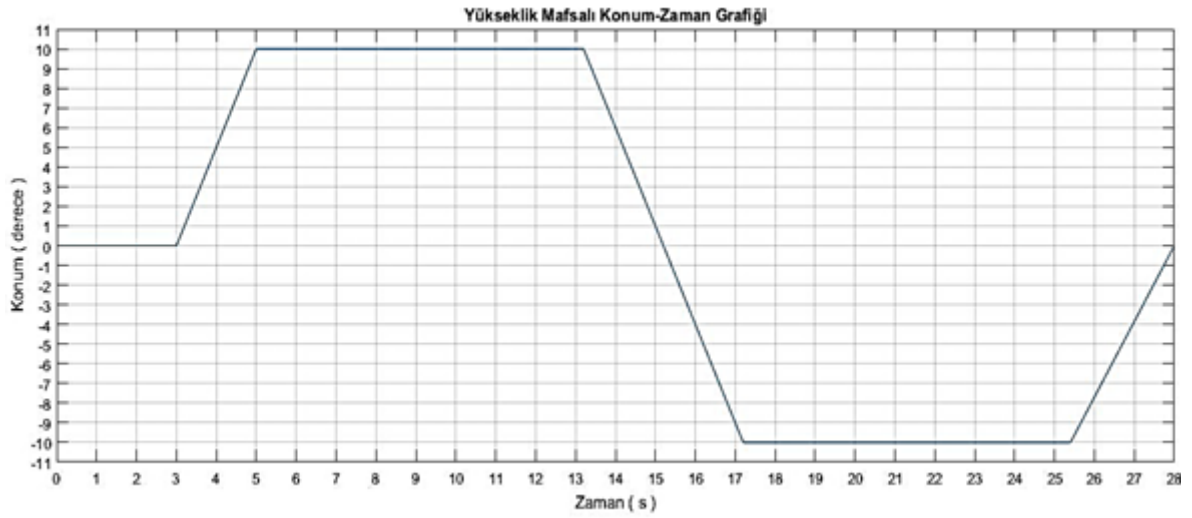


Şekil 41. Yön mafsalı referans konum değişimi  
Figure 41. Direction joint reference position change

Belirlenen senaryoya göre yükseklik mafsalının derece cinsinden referans konum değişimi Şekil 42'de verilmiştir. Sistemin Matlab/Simulink programında oluşturulan kontrol blok diyagramı Şekil 43'de verilmiştir. Makinanın yön ve yükseklik konum kontrolü aşağıda verilen diyagrama göre gerçekleştirilmiştir. Kontrolcü olarak PID (oransal+integral+türev) kontrol kullanılmıştır. PID kontrol

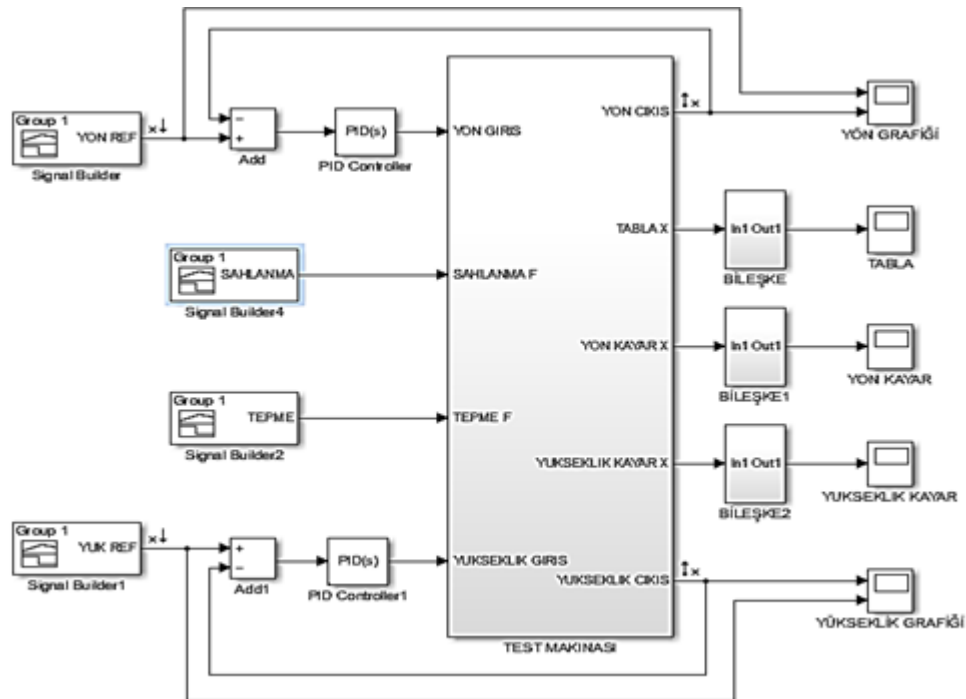


kazanç parametreleri konum cevaplarına göre optimize edilmiş ve  $K_p = 22$ ,  $K_i = 8$ ,  $K_d = 2,5$  olarak bulunmuştur.



Şekil 42. Yükseklik mafsalı referans konum değişimi

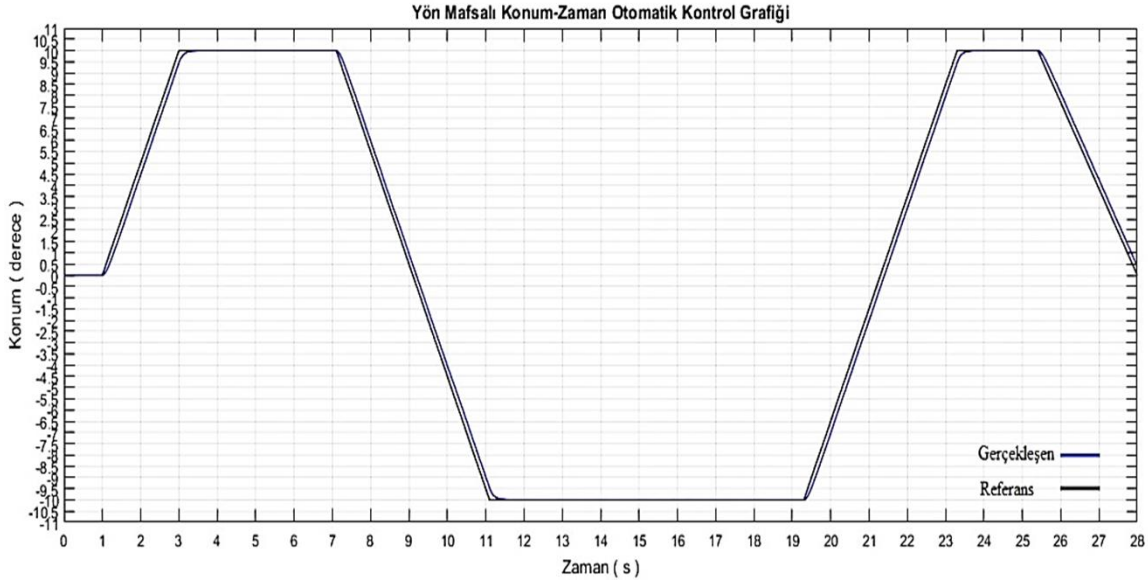
Figure 42. Altitude joint reference position change



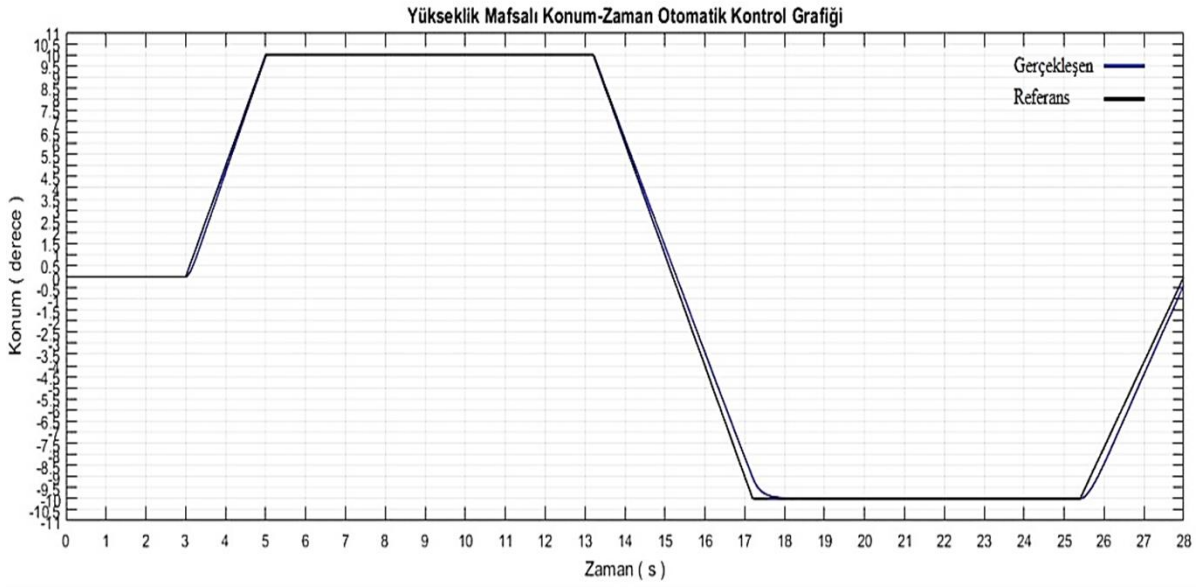
Şekil 43. Test makinesinin Matlab/Simulink kontrol blok diyagramı

Figure 43. Matlab/Simulink control block diagram of the test machine

Yön mafsalı ve yükseklik mafsalının PID kontrollü konum cevapları Şekil 44 ve Şekil 45’de verilmiştir. Konum kontrolü sonuçlarına göre bazı noktalarda kalıcı durum hatası meydana geldiği görülmektedir. Fakat atış için durulan anlarda referans sinyali yakalanarak doğru pozisyonda atış yapılmakta bu durumda kontrol sağlıklı şekilde gerçekleşmektedir. Bozucu girişlerin grafiklerden okunacağı üzere hareketlere herhangi bir etkisi görülmemektedir. Bu durumda silah atışlarında oluşan kuvvetlerin vidalı mil tarafından sönlendiği söylenebilir.

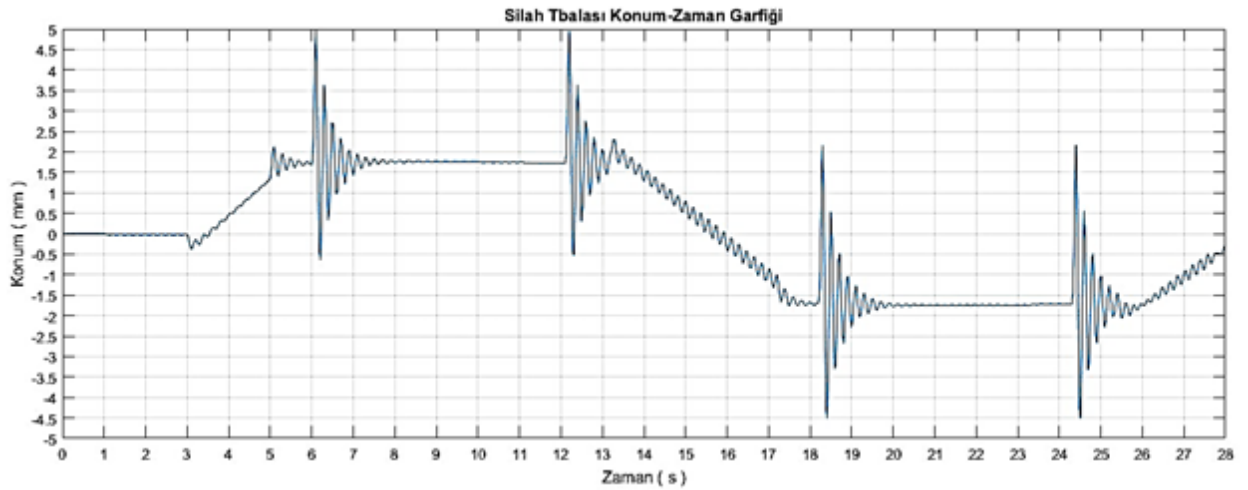


**Şekil 44.** Test makinasının yön mafsalı PID konum kontrolü  
*Figure 44. PID position control of the direction joint*



**Şekil 45.** Test makinasının yükseklik mafsalı PID konum kontrolü  
*Figure 45. PID position control of the test machine height joint*

Bozucu giriş olarak tanımlanan dört adet test atışının sebep olduğu tabla hareketinin konum değişimi Şekil 46'da verilmiştir.



**Şekil 44.** Silah tablası konum değişimi

*Figure 44.* Position change of the gun table

#### 4. YORUMLAR ve ÖNERİLER (COMMENTS AND SUGGESTIONS)

Bu çalışma kapsamında; silah ateşlenmesinde oluşan tepme kuvvetini ve şahlanma momentini ölçebilen, iki serbestlik dereceli, gelen kuvvetleri sönmüleyebilen rijit bir test makinasının sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak özgün tasarımı ve simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Çalışma sonunda elde edilen tasarımın literatürde yer alan test makinalarından tamamen farklı olduğunu söylemek mümkündür. Ayrıca test makinasının prototip imalatı için oldukça önemli teknik bulgular elde edilmiştir. Huğlu Av Tüfekleri Kooperatifi desteği ile prototip imalatına başlanan test makinası sayesinde av tüfeği ve savunma sanayi sektöründe geliştirilen tüfeklerin testleri yapılarak elde edilecek mühendislik sonuçları ile daha konforlu ve performanslı silahların tasarlanması mümkün olacaktır.

#### Etik Standartlar Bildirimi (Declaration of Ethical Standards)

Çalışmanın içeriği tüm etik standartlarına ve kurallarına uymaktadır.

#### Yazar Katkı Beyannamesi (Credit Authorship Contribution Statement)

Orhan KOÇ: Başlıca yazar

Mustafa TINKIR: Makaleden sorumlu yazar

#### Çıkar Çatışması Beyannamesi (Declaration of Competing Interest)

Çalışmada her hangi bir çıkar çatışması bulunmamaktadır.

#### Destek / Teşekkür (Funding / Acknowledgements)

Çalışmaya büyük katkılarından dolayı Huğlu Av Tüfekleri Kooperatifine ve Mekatronik Mühendisi Kübra KÖSEMEN'e teşekkür ederiz.

#### Veri Kullanılabilirliği (Data Availability)

Makalede kullanılan veriler yazarlar ve Huğlu Av Tüfekleri Kooperatifine ait olup paylaşımına açık değildir.

## KAYNAKLAR (REFERENCES)

- [1] Y.A. Çengel and M. A. Boles, *Mühendislik Yaklaşımıyla Termodinamik*. Yayıncı. Palme Yayıncılık, 1 Ağustos 2013 ; ISBN-10. 6053551627 ; ISBN-13. 978-6053551621.
- [2] M. Ahmadian and J. C. Poynor, "An evaluation of magneto rheological dampers for controlling gun recoil Dynamics", *Shock and Vibration*, vol. 8, pp. 147–155, 2001.
- [3] M. Craig, "Testin machine", U.S. Patent Office, Feb. 1, 1921.
- [4] N. Benson, "Process and apparatus for catching machine gun bullets", US Patent Office, Aug. 15, 1950.
- [5] G. E. McPherrren, "Machine gun testing device", US Patent Office, May 29, 1951.
- [6] H. J. Singh and N. M. Wereley "Optimal control of gun recoil using magnetorheological dampers". In *Smart Materials, Adaptive Structures and Intelligent Systems* , Vol.45103, pp. 441-450, 2012.
- [7] H. J. Singh and N. M. Wereley. "Optimal control of gun recoil in direct fire using magnetorheological absorbers", *Smart materials and Structures*, 23(5), pp.55-70, 2014.
- [8] Q. Ouyang, J. Zheng, Z. Li, M. Hu and J. Wang, "Controllability analysis and testing of a novel magnetorheological absorber for field gun recoil mitigation", *Smart Materials and Structures*, 25(11), 115041, 2015.
- [9] X. Y. Liu, D. Wu, J. Hou, "Design and analysis of a scheme for the naval gun test shell entering the bore", *Defence Technology*, Volume 17, Issue 4, Pages 1374-1386, 2021.
- [10] D. K. Noh, Y. K. Kang, J. D. Ji, J. S. Park, J. S. Jang, "Case of Developing Analysis Model for Recoil System for Automatic Gun", *Journal of the Korea Society for Simulation*. Vol. 24, No. 4, pp. 35-41, 2015.
- [11] S. R. Hong, N. M. Wereley, Y. T. Choi and S. B. Choi, "Analytical and experimental validation of a nondimensional bingham model for mixed mode magnetorheological dampers". *J. Sound Vib.* Vol. 312, pp. 399–417, 2008.
- [12] H. Hongsheng, W. Jiong, Q. Suxiang, L. Yancheng and J. Xuezheng, "Investigation on controllability of a magnetorheological gun recoil damper", *Int. Conf. on Information and Automation*, pp 1044–1049, 2009.
- [13] Z. C. Li and J. Wang, "A gun recoil system employing a magnetorheological fluid damper", *Smart Mater. Struct.* Vol. 21,105003, 2012.
- [14] M. Mao, W. Hu, Y. T. Choi, N. M. Wereley, A. L. Browne and J. Ulicny, "Experimental validation of a magnetorheological energy absorber design analysis", *J. Intell. Mater. Syst. Struct.*, Vol. 25, pp. 352–63, 2014.