
TAŞITLARDA YÜKSEK MUKAVEMETLİ DÜŞÜK ALAŞIMLI (HSLA) ÇELİK ÖN ÇARPIŞMA KOLLARI İÇİN EN UYGUN ET KALINLIĞININ BELİRLENMESİ

*Fahri Berk BİLBAY**
*Betül GÜLÇİMEN ÇAKAN**
*Cihat ENSARİOĞLU**
*Mustafa Cemal ÇAKIR**

Alınma: 29.03.2018; düzeltme: 03.04.2019; kabul: 29.05.2019

Öz: Bu çalışmada, rijit duvar testi sanal ortamda simule edilerek yüksek mukavemetli düşük alaşimli çelik ön çarpışma kolu et kalınlığının aracın çarpışma performansına etkisi incelenmiş ve en uygun et kalınlığı tespit edilmiştir. Ön çarpışma kollarında HSLA (High-Strength Low-Alloy) çelik grubundaki FEE340 malzemesi kullanılmış ve altı farklı et kalınlığının aracın çarpışma performansına etkileri karşılaştırılmıştır. Simülasyonlarda çarpışma kolu, çarpışma kutusu ve ön tampon (destek) traversinden oluşan yarım araç modeli kullanılmıştır. Farklı kalınlığa sahip ön çarpışma kollarının çarpışma analizleri Abaqus sonlu elemanlar yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Simülasyonlardan, toplam deplasman, çarpışma kuvveti verimliliği (CFE), yolcu kabineye iletilen kuvvet miktarı ve her bir çarpışma elemanı tarafından sönmülenen enerji miktarı sonuçları elde edilmiştir. Simülasyonda kullanılan taşıt modeli için, yolcu kabineye iletilen kuvvet, ivme ve deplasman miktarları değerlendirildiğinde HSLA çelik ön çarpışma kolu için en uygun et kalınlığının 2 mm olduğu görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Çarpışma analizi, sonlu elemanlar, ön çarpışma kolu, HSLA, et kalınlığı

Determination of Best Wall Thickness for High Strength Low Alloy (HSLA) Steel Front Collision Railsin Vehicles

Abstract: In this study, the rigid wall test was simulated in a virtual environment and the effect of high strength low alloy steel front collision rail wall thickness on the crash performance of a vehicle was investigated and the best wall thickness was determined for the front collision rails. The FEE340 material in the HSLA (High-Strength Low-Alloy) steel group was used in the front collision rails and the effects of the six different material wall thicknesses used in the front collision rails were compared with regard to the crash performance of the vehicle. The crash analyses of the frontal collision rails with various thicknesses were performed by the Abaqus finite element software. Total displacement, crush force efficiency (CFE), the amount of force delivered to the passenger compartment and the amount of energy damped by each collision member results were acquired from the simulations. For the vehicle model used in the simulations, when the amounts of force delivered to the passenger life cage, acceleration and displacement were evaluated, it was seen that the best wall thickness for the HSLA steel front collision rail was 2 mm.

Keywords: Crash analysis, finite element method, front collision rail, HSLA, wall thickness

* Uludağ Üniversitesi, Mühendislik Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, Görükle Kampüsü, 16059 Bursa
İletişim Yazarı: Fahri Berk BİLBAY (bilbayberk@gmail.com)

1. GİRİŞ

Günümüz araç tasarımlarında çarpışma performansı göz önüne alındığında gerek mekanik özellikleri bakımından gerekse ağırlık kazancı bakımından araçlardaki yapısal optimizasyon çalışmaları gittikçe önem kazanmaktadır. Günümüzde büyük rekabet ortamlarının oluşmasıyla birlikte araçlarda yolcu kabini oluşturmak amacıyla birçok yolcu güvenliği çözümü sunulmaktadır. Güvenli yolcu kabin yapısı oluşturulmasında en büyük görevlerden birini aracın yapısal gövde elemanı olan ön çarpışma kolları üstlenmektedir. Ön çarpışma kolları, çarpışma sırasında açığa çıkan enerjinin ortalama % 60-70'ini sönmüleyen yapısal gövde elemanlarıdır (Ghannam ve diğ., 2002). Bu elemanların mukavemeti arttırıldığında yolcu kabine iletilen kuvvetin ve ivmenin miktarı da artacaktır. Öte yandan çarpışma kollarında kullanılan malzemenin düşük mukavemetli olması durumunda, deplasman değeri ve buna bağlı olarak yolcu kabine olan girişimler artacaktır. Bu nedenle çarpışma durumunda araç gövde elemanlarından beklenen görev, belirli bir değerde deplasman oluşumuna izin vererek açığa çıkan kinetik enerjiyi yolculara en az miktarda hissettirecek şekilde sönmülemesidir.

Gerçek çarpışma testleri, her ne kadar araçlar için daha güvenilir olsa da, pahalı ve çok zaman alan uygulamalardır. Paradan ve zamandan tasarruf etmek için, sonlu elemanlar analizi, gerçek testlere destek/alternatif olarak, sayısal simülasyonları gerçekleştirmek için uygun şekilde kullanılmaktadır (Tahan ve diğ., 2013, Wang ve diğ., 2018, Gülçimen ve diğ., 2018, Ensarioğlu ve diğ., 2018). Son yıllarda otomobil güvenlik sistemleri konularında yapılmış çok sayıda test ve sonlu elemanlar simülasyon çalışması yapılmıştır. Kim (2001) ön çarpışma kolunun alüminyum köpük ile güçlendirilmesinin çarpışma performansına olan etkisini incelemek amacıyla ön çarpışma kolunu iki kısma ayırmış ve iç kısımlarını farklı yoğunluklardaki alüminyum köpük malzemeler ile doldurmuştur. Alüminyum köpük yoğunluklarını ve ön çarpışma kolu malzeme et kalınlığını tasarım parametreleri olarak belirlemiş ve çarpışma performanslarını karşılaştırmıştır. Ön çarpışma kolu eksenel basma kuvvetine maruz bırakılmış ve kalınlıkların artmasıyla birlikte maksimum reaksiyon kuvvetinin %40 - 140 arasında arttığı, alüminyum köpük yoğunluğunun artmasıyla maksimum reaksiyon kuvvetinin yaklaşık %60 arttığı ve buna karşın %66 daha fazla enerji emilimi gerçekleştirdiği görülmüştür.

Ghannam ve diğ. (2002) çarpışma kolunun kesit ve kalınlık optimizasyonunu gerçekleştirmek amacıyla 56 km/sa hızdaki rijit bir duvarı, farklı kalınlıklara sahip, dikdörtgen ve konik kesitlerdeki çarpışma kollarına çarptırılmıştır. Konik kesite sahip çarpışma kolu kullanımı sonucunda, sönmülenen enerjide % 45'e varan iyileşme gözlenmiştir. Eren ve diğ. (2008) çarpışma kolunda açığa çıkan maksimum kuvveti düşürmek amacıyla çarpışma kolunun ön bölgesinde üç farklı ezilme başlatıcı form (crush initiator) ve dört farklı kesit geometrisi tasarlamıştır. Dairesel kesit ve diğer geometriler arasında maksimum kuvvet bakımından kayda değer bir değişiklik olmadığı fakat enerji emilim miktarının dairese kesit geometrisinde % 10 - 40 daha fazla olduğu görülmüştür.

Öztürk ve Kaya (2008) ön tampon traversi ve darbe emiciler için ezilme başlatıcı formların etkisini bilgisayar simülasyonları ile incelemiştir. Simülasyonlarda 56 km/sa ilk hıza ve % 40 ofsete sahip rijit bariyer, basitleştirilmiş araç modeline çarptırılmıştır. Elde edilen analiz sonuçlarına göre ezilme başlatıcı bölge sayısının emilen enerji miktarına önemli derecede etkisi görülmemiş, ancak maksimum açığa çıkan kuvveti azalttığı gözlenmiştir. Peroni ve diğ. (2008) ön çarpışma kolu ve flanşının eksenel çarpışma durumundaki bağlanma davranışlarını incelemiştir. Çökmeye maruz kalan yapılarda yapışkanlı bağlantı ve sürekli kaynak kullanmanın avantajlarını ortaya koymayı ve yüksek enerji emme kapasitesine sahip verimli yapılar elde etmeyi amaçlamıştır. Yüksek performanslı yapısal yapıştırıcı ve lazer kaynağı teknolojisi klasik punta kaynağı ile karşılaştırılmıştır. Yapıştırıcıların devamlı bağlantı göstermeleri sebebiyle daha fazla enerji emilim kabiliyetine sahip olduğu, ancak çarpışma esnasında çarpışma kolu ve flanşın arasındaki bağlarda açılma meydana geldiği belirtilmiştir. Lazer kaynağına sahip çarpışma kolunun, punta kaynağındakine göre yaklaşık %10 daha fazla enerji emilimi gerçekleştirdiği

görülmüştür. Li ve diğ. (2009) çarpışma kutuları için altı farklı kesit geometrisi ve çarpışma kutularının uç kısımlardaki yiv formlarının (ezilme başlatıcı form) çarpışma performansına etkilerini incelemiştir. 16 km/sa hızındaki rijit duvarı çarpışma kutusuna aksel yönde çarptırılmış ve çarpışma kutusunun sönümlediği enerjiyi ve açığa çıkan maksimum kuvveti belirlemiştir. Ezilme başlatıcı form içermeyen altı farklı kesit geometrisi için açığa çıkan maksimum kuvvet miktarının izin verilebilir değerlerden yüksek olduğu görülmüştür. İki adet ezilme başlatıcı form içeren çarpışma kutusunun maksimum kuvvetinin, içermeyendekine göre %58, bir adet içerendekine göre ise %46 daha az olduğu görülmüş ve bu değerlerin izin verilebilir değerler içinde kaldığı belirtilmiştir. Liu ve diğ. (2010) minibüsler için ön çarpışma kolunun en iyi kesitini, malzemesini ve malzeme et kalınlığını belirlemek amacıyla bilgisayar destekli simülasyonlar gerçekleştirmiştir. Yazarlar, simülasyonlarda; farklı geometrik şekillerdeki ön çarpışma kollarında, LC4 ve 16MnL malzemeleri kullanılmıştır. Altıgen kesitli profil geometrisinin kare kesitli profile göre daha fazla enerji sönümlediği; 16MnL malzemesinin LC4 malzemesine kıyasla daha uygun sonuçlar verdiği belirtilmiştir.

Tahan ve diğ. (2013) otomobillerde kütle değişiminin çarpışma performansına olan etkisini incelemek amacıyla bilgisayar simülasyonları gerçekleştirmiştir. Simülasyonlarda, 64 km/sa ilk hıza ve %100 ofsete sahip rijit duvar, 4 farklı kütleyle sahip tam araç modellerine çarptırılmıştır. Araç modellerinin kütesine bağlı olarak yolcu kabini ivmesinin 47-53 g arasında değiştiği görülmüştür. Du (2016) çelik ve alüminyum malzemeler için ön çarpışma kollarında civata bağlantısının etkisini incelemiştir. Ön çarpışma kolu çarpışma performansını optimize etmek için kalınlık, radyus ve civata aralığını tasarım parametreleri olarak belirlemiştir. George Mason Üniversitesi (2016) tarafından Toyota Yaris araç modeli için yapılan çarpışma test sonuçları yayınlamıştır. Yayımlanan sunumda 56 km/sa ilk hızdaki araç %100 ofsete sahip rijit duvara çarptırılmış ve yolcu tarafındaki kabine iletilen kuvvet, oluşan toplam deplasman miktarı ve yolcu kabinindeki ivme eğrileri paylaşılmıştır. Aracın 550 mm toplam deplasman yaptığı ve yolcu kabine iletilen en yüksek kuvvetin 575 kN olduğu görülmüştür. Yolcu kabinindeki en yüksek yavaşlama ivmesi 50 g olarak ölçülmüştür. Saputra ve diğ. (2017) çarpışma kutularının çarpışma performanslarını incelemek amacıyla rijit duvar testi uygulamıştır. Çarpışma kutusunun çarpışma performansını incelemek amacıyla açığa çıkan maksimum çarpışma kuvvet miktarını, toplam enerji sönümlemesini, çarpışma kuvveti verimliliğini (CFE) ve ortalama çarpışma kuvvet miktarını referans almıştır.

Bu çalışmada, otomotiv endüstrisinde yaygın olarak kullanılan yüksek mukavemetli düşük alaşımlı HSLA çelik malzemedan ön çarpışma kollarının en uygun et kalınlığı araştırılmıştır. Bu amaçla, farklı kalınlıklarda ön çarpışma kollarına sahip yarım araç modeli için rijit duvar testleri bilgisayar ortamında simüle edilmiştir. Literatürden farklı olarak, ön çarpışma kolunun ön kısmındaki tüm çarpışma elemanları ve bunların bağlantı şekilleri detaylı olarak modellenmiştir. Çalışma üç kısımdan oluşmaktadır: ilk bölümde tasarım detayları tanıtılmakta, simülasyon verileri, kaynak bölgeleri ve kısıtlar belirlenmekte ve çarpışma senaryosu oluşturulmaktadır. İkinci bölümde altı farklı et kalınlığı için toplam deplasman eğrileri, yolcu kabine iletilen kuvvet eğrileri ve ön çarpışma kollarının çarpışma kuvveti verimliliği (CFE) eğrileri verilmiştir. Son bölümde ise, farklı kalınlıklardaki ön çarpışma kollarının çarpışma performansları karşılaştırılmıştır.

2. MATERYAL VE YÖNTEM

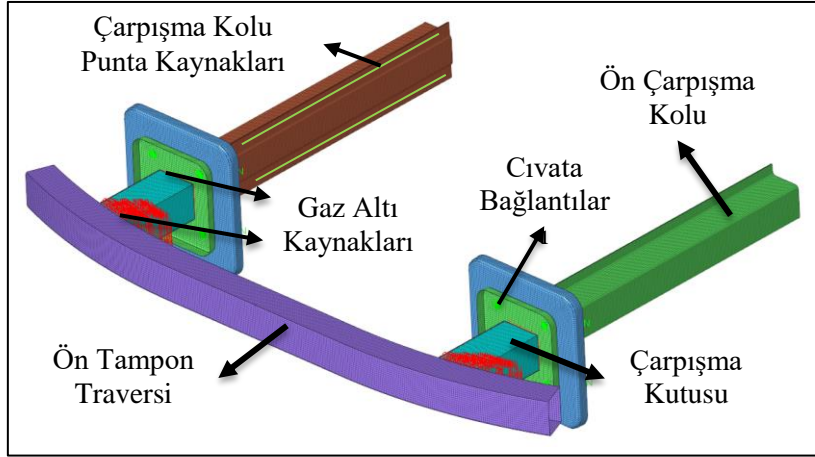
Ön çarpışma bölgesi elemanları; ön tampon (destek) traversi, çarpışma kutusu, ön çarpışma kolu, ön çarpışma kolunu ve çarpışma kutusunu birbirleriyle bağlayan flanşlar Siemens NX yazılımında Şekil 1'deki gibi tasarlanmıştır.

Ön tampon traversi ve çarpışma kutularına 2,5 mm et kalınlığı ve 6060 serisi alüminyum malzemedan, çarpışma kutusu tarafındaki flanşa 3 mm et kalınlığı ve 6060 serisi alüminyum malzemedan ve çarpışma kolu tarafındaki flanşa ise 3 mm et kalınlığı ve DP600 malzemedan yapılmış şekilde modellenmiştir. Ön çarpışma kolunun kalınlığının çarpışma performansına

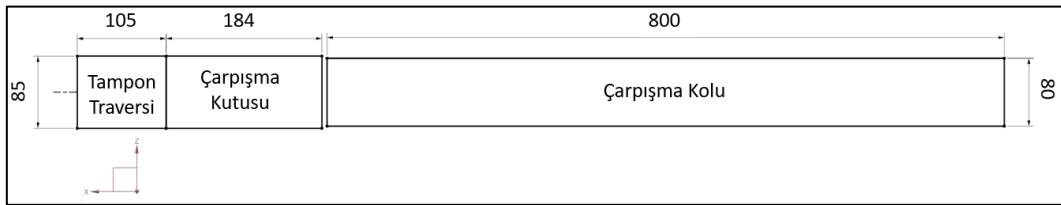
etkisini incelemek amacıyla simülasyonlarda tampon traversinin ve çarpışma kutularının kalınlıkları ve malzemeleri sabit tutulmuştur. Çarpışma kollarında ise; 1,5 mm, 1,7 mm, 2 mm, 2,2 mm, 2,4 mm ve 2,6 mm olmak üzere altı farklı et kalınlığı kullanılmıştır. Tüm analiz modellerine çarpışma kolu malzemesi olarak HSLA ailesindeki FEE340 çeliği tanımlanmıştır.

Şekil 2’de ön çarpışma bölgesi elemanlarının boyutları verilmiştir. Ön çarpışma kolunun kesit geometrisi incelenen literatür araştırmalarına uygun olacak şekilde (Liu ve diğ., 2010). kare kesitli ve 800 x 80 x 80 mm boyutlarında tasarlanmıştır. Çarpışma kutusunun ölçüleri 184 x 100 x 85 mm, ön tampon traversinin ölçüleri 105 x 1525 x 85 mm ve iki tarafından 1500 mm radyüslü bombeli olacak şekilde tasarlanmıştır. Ön çarpışma kollarının etek kısımları, punta kaynaklamaya müsaade edecek biçimde, 25 mm genişliğindedir.

Ön çarpışma bölgesi elemanları 5 mm boyutunda, üç (S3R) ve dört (S4R) düğüme sahip kabuk eleman yapılarından oluşmaktadır. Modelde toplam 66265 adet kabuk eleman ve 67306 adet düğüm mevcuttur. Modelde parçaların birbirleriyle bağlantılarını doğru bir şekilde tanımlamak için cıvata, gaz altı kaynağı ve punta kaynakları tanımlanmıştır. Modeldeki kaynak bölgeleri tampon traversi/çarpışma kutusu, çarpışma kutusu tarafındaki flanş/çarpışma kutusu, çarpışma kolu tarafındaki flanş/ön çarpışma kolu arasında tanımlanmıştır. Bu kaynak bölgeleri iki parça arasındaki kesişen düğümleri birbirine bağlayarak ve tüm eksenlerde hareketi kısıtlayarak “COUP_KIN” tipinde oluşturulmuştur. Cıvata bağlantısından beklenen görev flanşları olası bir çarpışma durumunda bir arada tutmak olduğundan her bir cıvata boşluğu tüm eksenlerde sabitlenmiştir. Rijit duvar 10 mm boyutunda, dört düğüme sahip kabuk elemandan oluşmaktadır. Rijit duvar ve tampon traversi arasında “master” ve “slave” ilişkisi tanımlanmıştır.



Şekil 1: Ön çarpışma bölgesinin üç boyutlu sonlu elemanlar modeli



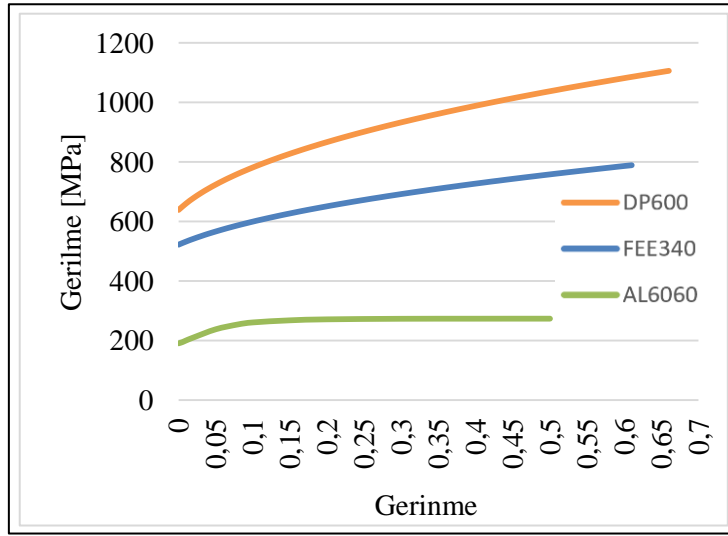
Şekil 2: Ön çarpışma bölgesinin iki boyutlu geometrisi

Farklı kalınlıktaki modellerde kullanılan çelik malzemelerin yoğunlukları $7,86 \text{ g/cm}^3$, elastik modülleri ise 210 GPa olarak tanımlanmıştır. Alüminyum malzemelerin yoğunlukları $2,7 \text{ g/cm}^3$, elastik modülleri ise 68 GPa olarak tanımlanmıştır. Ön çarpışma kollarında kullanılan FEE340, ön çarpışma kolu tarafındaki flanşta kullanılan DP600, çarpışma kutularında ve

tampon traversinde kullanılan Al6060 malzemelerinin plastik bölgelerine ait gerilme-gerinme eğrileri Şekil 3'te verilmiştir. Bu eğriler tablo halinde Abaqus yazılımına girilmiştir.

Literatürdeki çalışmalara benzer şekilde araca çarpıtılacak olan rijit duvarın kütlesi (1000 kg) tanımlanmıştır (Öztürk ve Kaya, 2008). 1000 kg kütleye ve 64 km/sa (17,77 m/s) hıza sahip rijit duvarın modele çarpıtılmasıyla açığa çıkan kinetik enerji Denklem 1'deki gibidir.

$$E_k = \frac{1}{2} \times m \times V^2 \quad (1)$$
$$E_k = \frac{1}{2} \times 1000 \times 17,77^2 = 158 \text{ kJ}$$



Şekil 3:

DP600, FEE340 çeliklerinin ve Al6060 alüminyumun plastik şekil değiştirme eğrileri

Senaryo seçilirken literatür çalışmaları göz önüne alınmış olup %100 offsetli ve 64 km/sa hızındaki rijit duvar, araca Şekil 4'teki gibi çarpıtılmıştır (Tahan ve diğ., 2013, Deb ve diğ., 2015).

Dinamik "explicit" analizlerde zaman adımı, analizin çözüm süresi ve güvenilirliği bakımından oldukça önemli bir parametredir. Literatürdeki çarpışma senaryolarında çözüm süresinin 120 ms civarında belirlendiği görülmüştür (Deb ve diğ., 2015). Bu nedenle bu çalışmada, altı farklı çarpışma kolu kalınlığı için altı adet modelin her biri, 120 ms sürede çözdürülmüştür. Abaqus yazılımının dinamik analizler için önerdiği zaman ölçeklendirme faktörü ve otomatik zaman arttırımı kullanılmıştır.

Modelde oluşan toplam deplasman, sönmülenen enerji ve yolcu kabinine iletilen kuvvet miktarına ait eğrileri elde etmek amacıyla 120 ms süresi boyunca eşit zaman aralıkları için ellişer değer kaydedilmiştir.

Çarpışma kolları ve flanşların arasındaki bağlantıyı sağlamak amacıyla punta kaynak tanımı yapılmıştır. Punta kaynaklarının çarpışma kolu etekleri üzerindeki konumunu belirlemek amacıyla FCA kaynak standartları kullanılmış ve Abaqus yazılımında "Rijid MPC" tipinde 27 adet punta kaynağının tanımı Şekil 5'teki yeşil renk noktalara sahip bölgelerde oluşturulmuştur. Punta kaynakların merkezleri aralarındaki uzaklık 35 mm ve punta kaynağının çapı 10 mm olarak tasarlanmıştır.

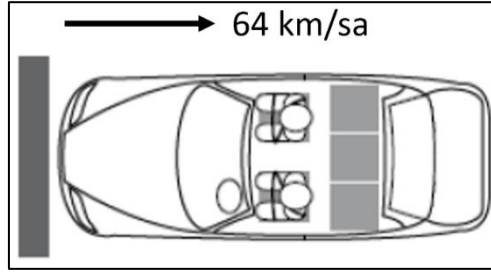
Yüksek deformasyonların olduğu dinamik analizlerde parçaların kendi içerisinde temas eden bölgeler oluşabilir. Bu durumlar için Abaqus explicit içerisinde tüm modele tanımlayabildiğimiz, önceden kontak bölgelerini tanımlamayı gerektirmeyen, genel kontak

(general contact) tipi bulunmaktadır. Bu çalışmada da tüm model için 0,15 sürtünme katsayısı kullanılarak genel temas tanımlaması yapılmıştır. Çarpışma senaryosunu oluşturmak amacıyla rijit duvara 64 km/sa değerinde ilk hız ve çarpışma kollarının en arka kesit yüzeylerindeki tüm düğüm noktalarının ankastre mesnet tanımlaması yapılmıştır

Çalışmadaki altı farklı kalınlıktaki çarpışma kollarının ve diğer gövde elemanlarının çarpışma performansları çarpışma kuvveti verimliliği (CFE) hesap edilerek değerlendirilmiştir. Çarpışma sırasında modelde açığa çıkan ortalama kuvvetin (F_{ort}), maksimum kuvvete (F_{pik}) oranı çarpışma kuvveti verimliliği olarak adlandırılır ve Denklem 2'deki formülle ifade edilir:

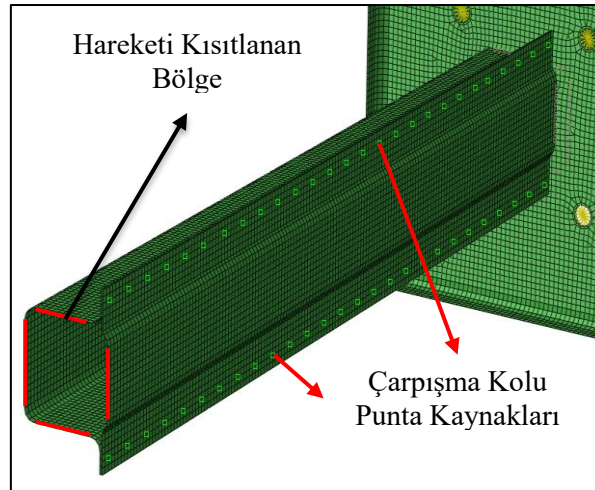
$$CFE = \frac{F_{ort}}{F_{pik}} \quad (2)$$

Çarpışma kuvveti verimlilik değeri, enerji sönümleyici elemanların ezilmesi sonucu açığa çıkan yavaşlama ivmesinin yolcuda oluşturduğu hasarı incelemeye yardımcı olmaktadır. CFE ne kadar 1'e yaklaşırsa, kuvvet-yer değiştirme eğrisi de yatayda o derece düzleşir. Düşük CFE, yüksek pik kuvvetleri anlamına geldiği için, çarpışma esnasında yolcu ve araç bileşenleri üzerindeki risk artmaktadır. Dolayısıyla, CFE değeri 1'e yakın olan kuvvet-deplasman eğrileri, en yüksek çarpışma performans verimliliği sağlamış olmaktadır (Rao ve diğ., 2016).



Şekil 4:

64 km/sa ilk hıza ve %100 offsete sahip rijit duvar senaryosu



Şekil 5:

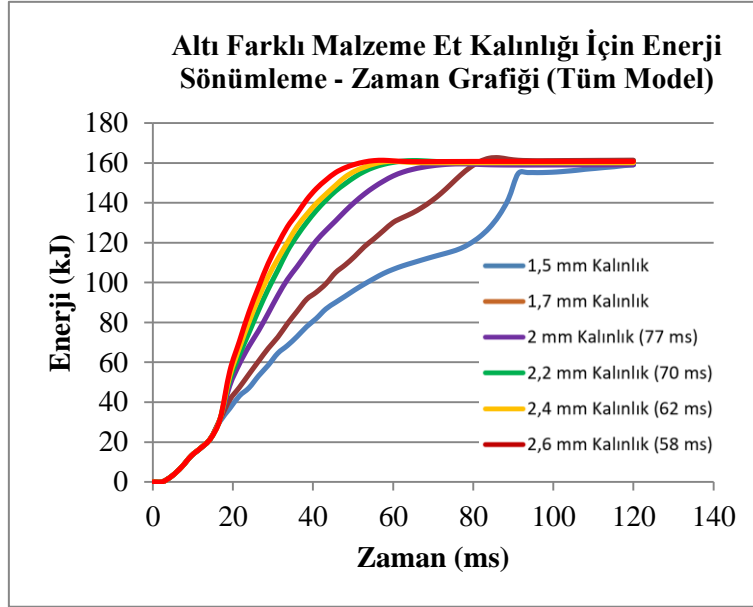
Ön çarpışma bölgesinin hareketinin kısıtlandığı bölge ve punta kaynaklarının konumu

3. BULGULAR VE TARTIŞMA

Altı farklı ön çarpışma kolu et kalınlığının (1,5, 1,7, 2, 2,2, 2,4 ve 2,6 mm) çarpışma performansına etkisini incelemek amacıyla, zamana veya deplasmana bağlı olacak şekilde; toplam deplasman, sönmülenen enerji, çarpışma kuvvet verimliliği (CFE) ve yolcu kabineine iletilen kuvvet eğrileri, analizlerden elde edilerek değerlendirilmiştir.

Şekil 6’da farklı et kalınlıkları için ön çarpışma bölgesinde sönmülenen enerjinin zamanla değişimi verilmiştir. Ön çarpışma kolunda 1,5 mm ve 1,7 mm kalınlığa sahip modellerin çarpışma anında açığa çıkan kinetik enerjiyi sönmüleyemedikleri görülmüştür. Şekilde, 2 - 2,6 mm arasındaki modellerin enerjinin tamamını sönmülediği anlardaki süreler parantez içinde verilmiştir.

Şekil 6’da farklı kalınlıktaki modellerin 40. ms ‘de sönmüledikleri enerjiye bakıldığında bu enerjilerin, 1,5 mm et kalınlığı için 82 kJ, 1,7 mm için 95 kJ, 2 mm için 121 kJ, 2,2 mm için 136 kJ, 2,4 mm için 140 kJ, 2,6 mm için ise 147 kJ olduğu görülmüştür. Çarpışma esnasındaki 40. ms ‘de sönmülenen enerji miktarının, kalınlığa bağlı olarak %16 - 79 arasında arttığı hesaplanmıştır.



Şekil 6:

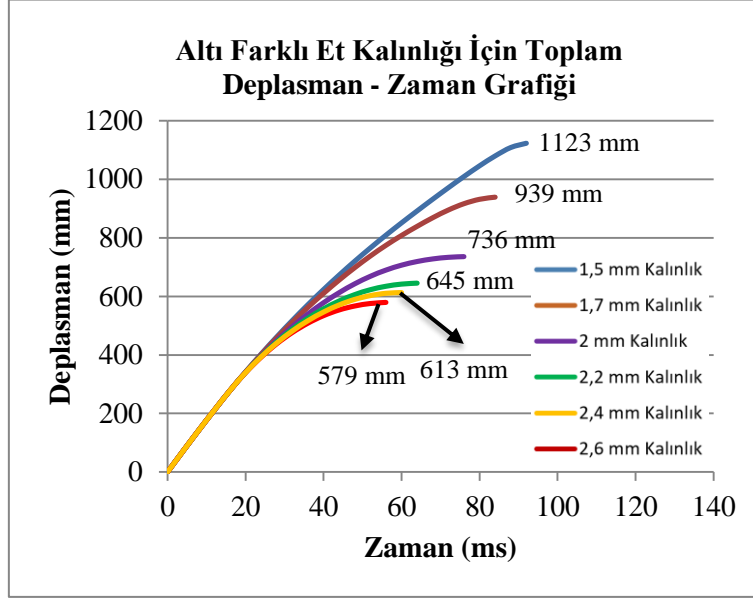
Altı farklı et kalınlığı için tüm modelin enerji sönmüleme miktarı eğrisi (parantez içindekiler tüm enerjinin sönmülenme süresini göstermektedir.)

Şekil 7’de altı farklı et kalınlığı için aracın ön ucunun toplam deplasmanın zamanla değişimi verilmiştir. Aynı grafik üzerinde maksimum değerler de gösterilmiştir. Toplam deplasman değeri rijit duvara ait referans noktasından elde edilmiştir. Çarpışmada 2,6 mm’lik et kalınlığı için oluşan deplasman miktarının 1,5 mm lik et kalınlığına göre %94 azaldığı görülmüştür.

Şekil 8’de altı farklı et kalınlığı için sadece ön çarpışma kollarının sönmülediği enerji miktarının zamana bağlı değişimi verilmiştir. Farklı kalınlıklardaki ön çarpışma kollarının 120 ms sonunda birbirlerine çok yakın enerji sönmülemelerine karşın enerji sönmüleme sürelerinde farklılıklar görülmektedir.

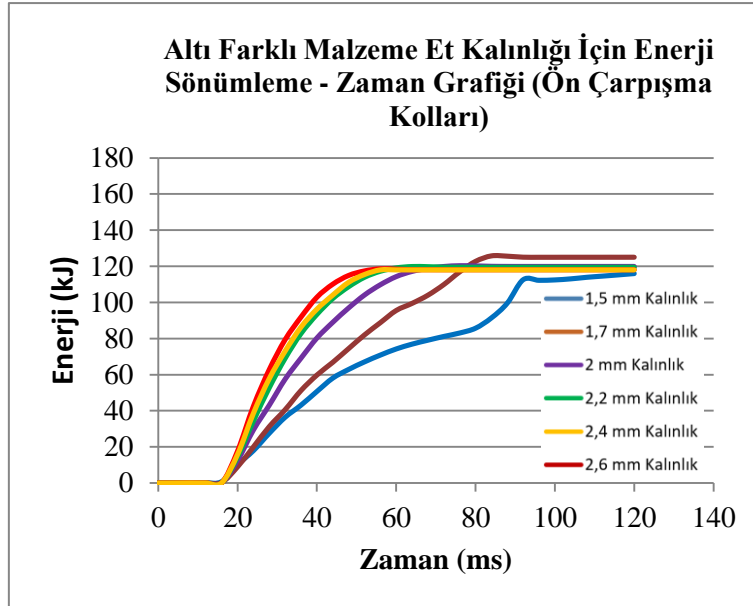
Altı farklı et kalınlığındaki çarpışma kollarının sönmülediği ortalama enerji 119,4 kJ olarak hesaplanmış ve bu miktarın tüm modelin sönmülediği enerjinin %74,6’sına denk geldiği görülmüştür. Literatürdeki çalışmalarda çarpışma kollarının enerji sönmüleme oranı %60 – 70

arasında olduğundan bu çalışmada kullanılan çarpışma kolları literatür ile uyum göstermiştir (Ghannam ve diğ., 2002).



Şekil 7:

Altı farklı et kalınlığı için toplam deplasman miktarı eğrisi



Şekil 8:

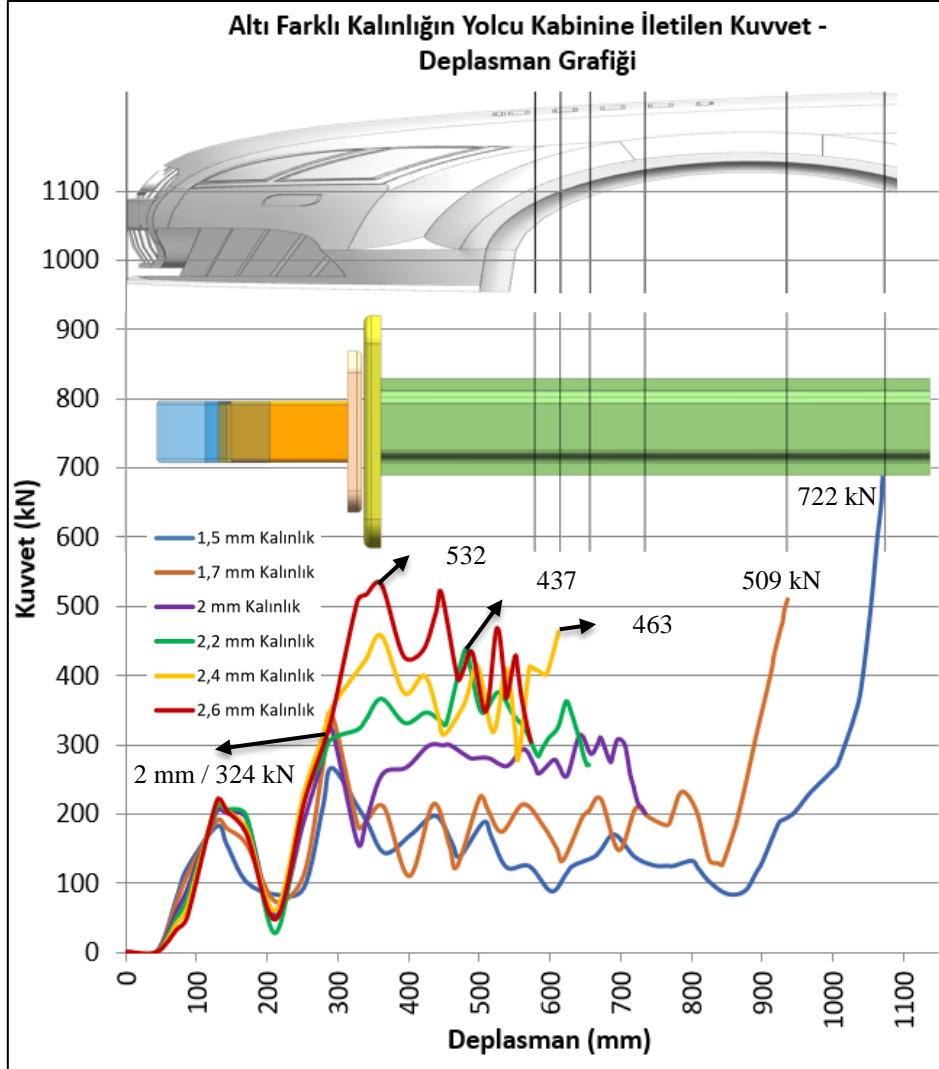
Altı farklı et kalınlığı için sadece ön çarpışma kollarının enerji sönümlenme miktarı eğrisi

Şekil 9'da altı farklı et kalınlığı için ön çarpışma kollarından yolcu kabineye iletilen kuvvet miktarının deplasmana bağlı değerleri gösterilmiştir. Grafik incelendiğinde, yolcu kabineye iletilen maksimum kuvvet miktarının, 1,5 mm ve 1,7 mm et kalınlıklarında çok yüksek olduğu görülmektedir. Farklı kalınlıklardaki ön çarpışma kollarının yolcu kabineye ilettikleri maksimum kuvvetler şekil üzerinde verilmiştir. 2 mm et kalınlığına sahip modelde yolcu kabineye iletilen kuvvetin en düşük olduğu gözlenmiştir.

Şekil 10'da altı farklı et kalınlığına sahip ön çarpışma kolunda açığa çıkan kuvvetin deplasmana bağlı değişimi verilmiş ve bu eğriler üzerinden Denklem 2 kullanılarak CFE

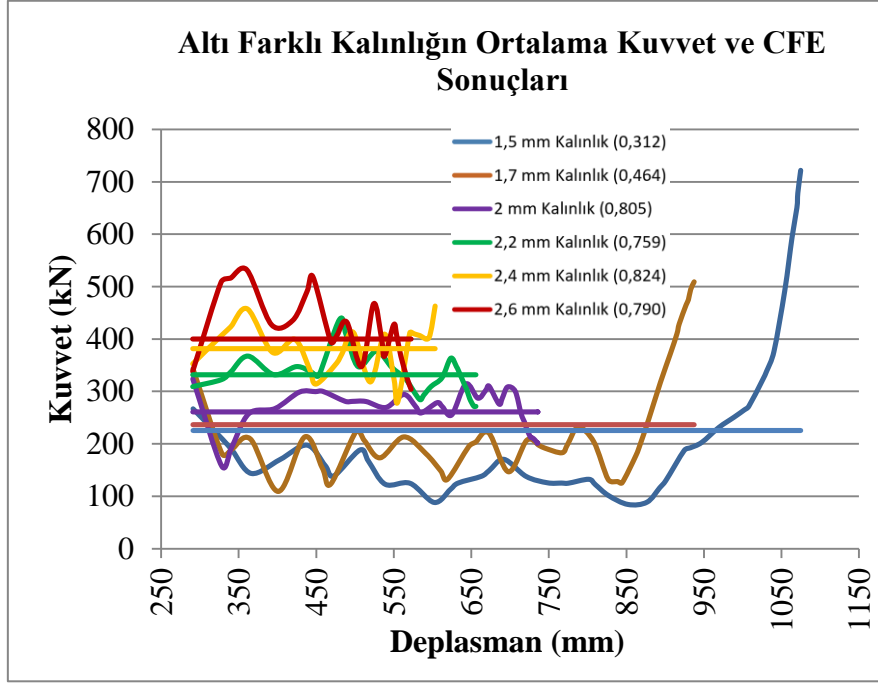
değerleri hesaplanmıştır. Et kalınlığı değişiminin, aracın çarpışma kolları üzerindeki etkilerini daha kapsamlı olarak göstermek amacıyla yalnızca, çarpışma kollarının çalıştığı 250 mm ile 1150 mm deplasman değeri aralığındaki, özel bir kesit alınmıştır. Şekilde, 1,5 ve 1,7 mm kalınlığa sahip modellerin CFE değerlerinin çok düşük olduğu görülmüştür. Abaqus yazılımında yolcu kabineine iletilen kuvvet miktarı, yolcu kabini ile ön çarpışma kolu arasındaki düğüm noktalarından okunmuştur. Şekildeki doğrusal çizgiler, ön çarpışma kolundan yolcu kabineine iletilen ortalama kuvveti göstermektedir.

Şekil 11’de yolcu kabineindeki yavaşlama ivmesinin toplam deplasmana bağlı değişimi verilmiştir. Yavaşlama ivmesi, çarpışma sırasında ön çarpışma bölgesinin açığa çıkan kinetik enerjiyi sönmülemesiyle yolcu kabineinde oluşan ivmeleridir. Şekilde altı farklı kalınlık modeli için yolcu kabineindeki maksimum ivme değerleri parantez içerisinde gösterilmiştir. Yolcu kabineindeki 2,4 mm et kalınlığındaki maksimum ivmenin, Tahan ve diğ.’in (2013) yaptığı çalışmadaki 47 g maksimum ivme değeri ile benzer olduğu görülmektedir. Ayrıca Wang ve diğ.’in (2018) yaptığı çalışmadaki 52 g maksimum ivme değerinin, bu çalışmadaki 2,6 mm et kalınlığındaki maksimum ivme değeri ile benzer olduğu görülmüştür.



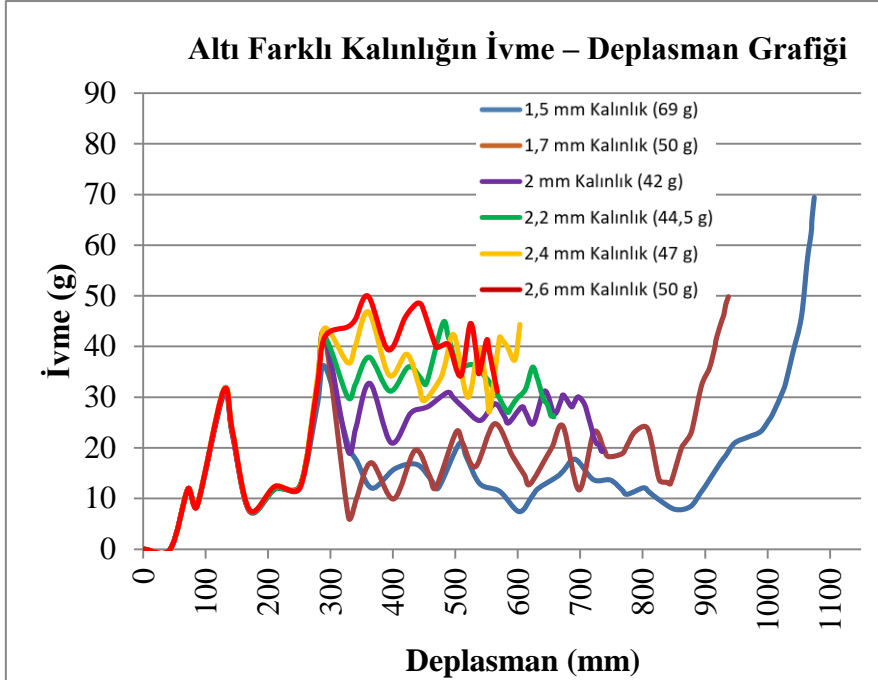
Şekil 9:

Altı farklı et kalınlığı için yolcu kabineine iletilen kuvvet miktarının toplam deplasman (aracın ezilmesi) ile değişimi



Şekil 10:

Altı farklı ön çarpışma kolu et kalınlığı için ön çarpışma kolu kuvvet-deplasman eğrisi ve CFE değerleri (parantez içindekiler çarpışma kollarının CFE değerlerini ve doğrusal çizgiler ortalama kuvveti göstermektedir.)



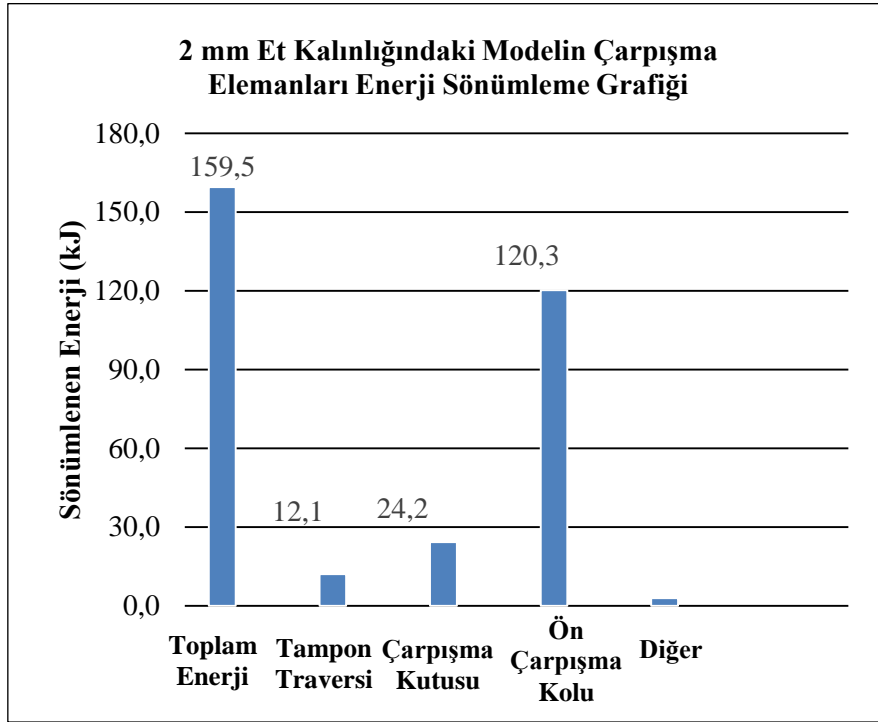
Şekil 11:

Altı farklı yolcu kabini yavaşlama ivmesinin aracın çarpışma elemanlarının toplam deplasmanı (aracın ezilmesi) ile değişimi (parantez içindekiler yolcu kabiniinde oluşan maksimum yavaşlama ivmesini göstermektedir.)

Şekil 12'de 2 mm ön çarpışma kolu et kalınlığına sahip model için, her bir çarpışma elemanının sönmülediği enerji miktarları gösterilmiştir. Şekilden tüm elemanların sönmülediği toplam enerjinin 159,5 kJ olduğu görülmektedir. Bu enerjinin 12,1 kJ'u (%7,6) tampon traversinde, 24,2 kJ'u (%15,2) çarpışma kutusunda ve 120,3 kJ'u (%75,4) çarpışma kollarında sönmülenmektedir.

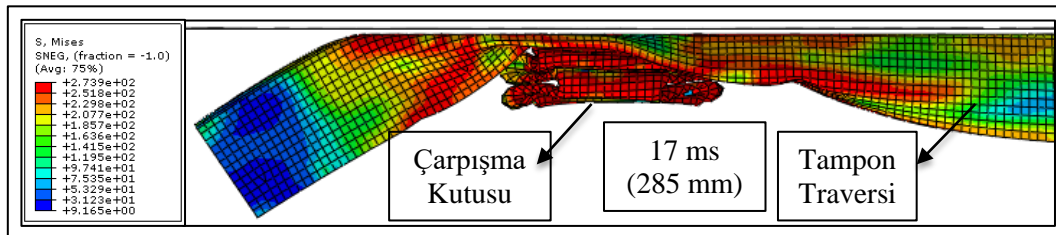
Şekil 13'te ön tampon traversinin ve çarpışma kutusunun en fazla ezildiği andaki görüntü verilmiştir. Çarpışma kutusu tüm kalınlıktaki modellerde 17 ms'deki (285 mm) deplasman değerinde tamamen ezilmiştir. Çarpışma kutusunda açığa çıkan maksimum gerilme değerleri şekilde verilmiştir.

Şekil 14'te altı farklı et kalınlığı için ön çarpışma kolunun en fazla ezildiği durumdaki görüntüleri verilmiştir. Ön çarpışma kolunun 1,5 mm veya 1,7 mm et kalınlığında olması durumunda bu kalınlıklar yeterli enerji sönmüleyememiş ve ayrıca katlanma sayısı daha yüksek olmuştur. Bu profillerde, çarpışmanın son kısmında, çarpışma kolu deformasyonunu tamamlama aşamasına geldiği için, kalan enerji (yolcu kabinine iletilecek olan) çok yüksek kuvvet ve ivme değerleri ile sönmülenmiştir. Aynı şekil üzerinde, ön çarpışma kollarının tam ezilme durumundaki katlanma sayıları da gösterilmiştir.



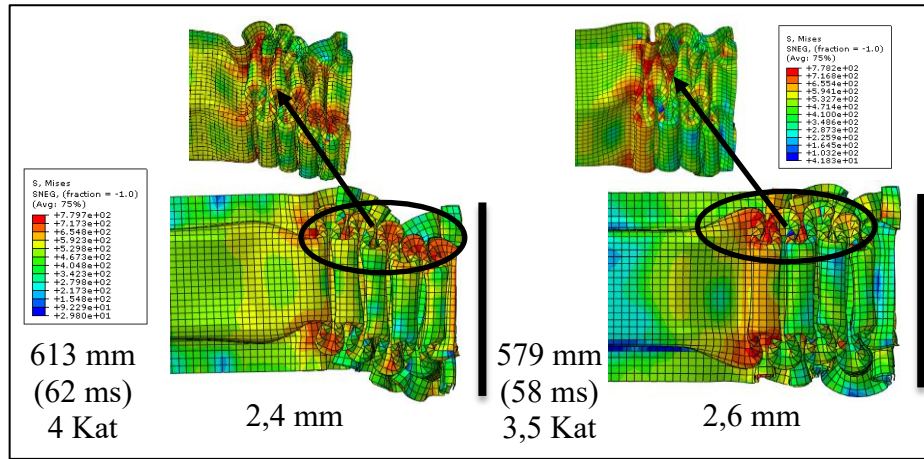
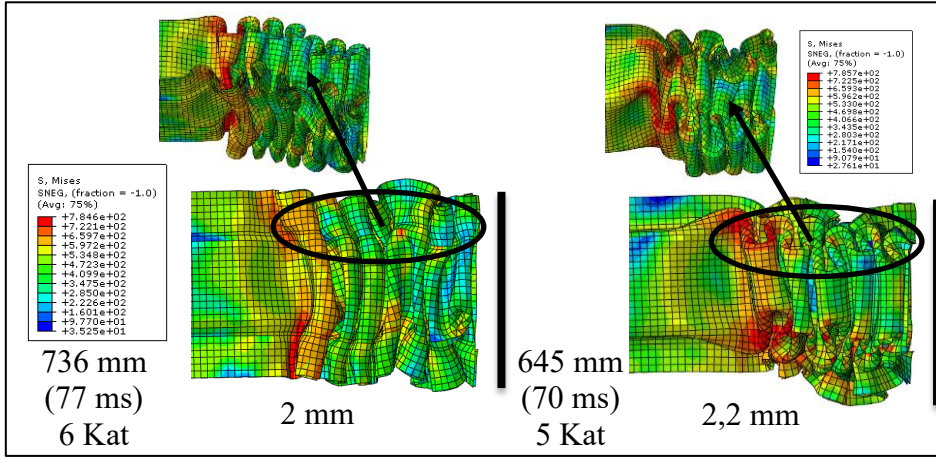
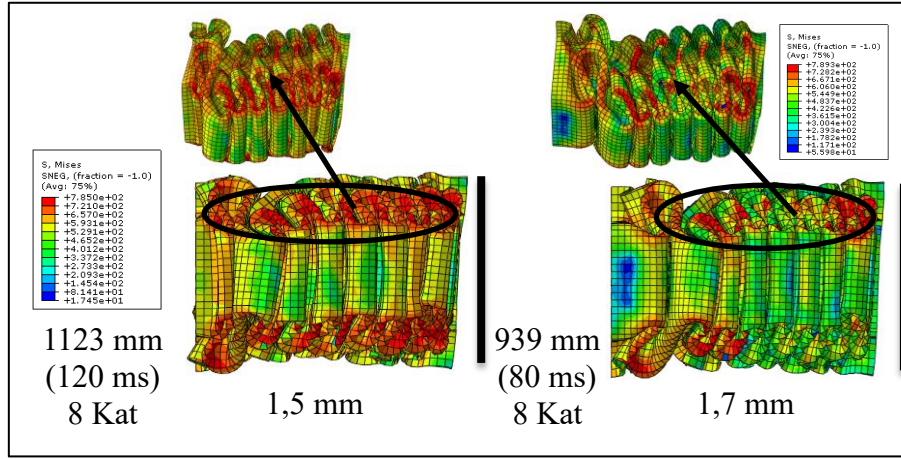
Şekil 12:

2 mm ön çarpışma kolu et kalınlığı için her bir çarpışma elemanının sönmülediği enerji miktarları



Şekil 13:

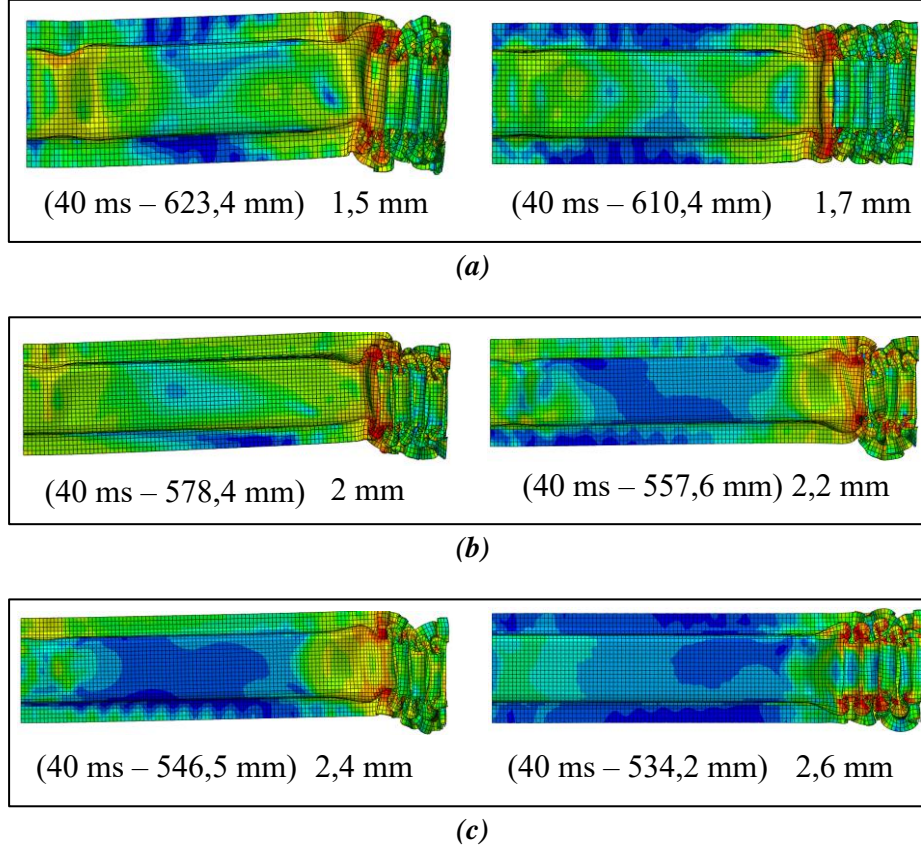
Ön tampon traversinin ve çarpışma kutusunun en fazla ezildiği durum



Şekil 14:

Altı farklı kalınlık için ön çarpışma kolunun en fazla ezildiği durumlar. a. 1,5 mm ve 1,7 mm, b. 2 mm ve 2,2 mm c. 2,4 mm ve 2,6 mm

Şekil 15'te altı farklı et kalınlığı için ön çarpışma kolunun 40 ms zamanındaki ezildiği görüntüleri verilmiştir. Farklı kalınlıklardaki çarpışma bölgelerinin 40 ms zaman diliminde ne kadar enerji sönmüledikleri Şekil 6'dan görülmektedir. Bunun yanı sıra ön çarpışma kollarının bu zaman dilimindeki burkulma davranışlarını görmek amacıyla Şekil 15 oluşturulmuştur.



Şekil 15:

Altı farklı kalınlık için ön çarpışma kolunun 40 ms'deki durumları. a. 1,5 mm ve 1,7 mm, b. 2 mm ve 2,2 mm c. 2,4 mm ve 2,6 mm (parantez içindekilerden soldaki zamanı sağdaki ise o zamandaki oluşan deplasmanı göstermektedir.)

4. SONUÇLAR

Ön çarpışma kolu et kalınlığının azalması ile yolcu kabininin ön kısmında kalan araç bölümünün rijitliği azalmakta, ön çarpışma kolu et kalınlığı artırıldığında ise bu kısmın rijitliği artmaktadır. Buna bağlı olarak belli bir eşik değerine kadar et kalınlığının azaltılması sonucu, yolcu kabinine iletilen kuvvet ve ivme değerleri azalmaktadır ki bu yolcu güvenliği için olumlu bir sonuçtur. Ancak bu durum, yolcu kabinine olan girişimlerin artmasına da sebep olduğu için bir güvenlik riski ortaya çıkarmaktadır. Yolcu kabininin ön kısmında kalan araç bölümünün rijitliğinin artması ile yolcu kabinine gelen kuvvetler ve ivmeler yükselmektedir ki bu durumda yolcu güvenliği için farklı bir risk ortaya çıkmaktadır. Düşük rijitliğe sahip ön çarpışma bölgesi yüksek deplasman oluşturacağından yolcu kabinine olan girişimler sonucunda yolcu diz ve ayak sıkışmaları meydana gelebilir. Yüksek rijitliğe sahip ön çarpışma bölgesinde ise yüksek ivmeler oluşması nedeniyle emniyet kemeri yaralanmaları, göğüs kafesinin kırılması gibi istenmeyen sonuçlar ortaya çıkabilir.

Çalışmada yapılan analizlerde, 1,5 ve 1,7 mm kalınlığa sahip modellerde, yolcu kabinine girişim gösterebilecek kadar yüksek miktarlarda deplasmanların oluştuğu ve çarpışma kollarının

tamamen ezilmesine rağmen çarpma enerjisinin sönmelenemesinden dolayı yolcu kabine çok yüksek kuvvetlerin iletildiği görülmüştür. Buna bağlı olarak bu modeller, uygulanan rijit duvar testi sonucunda, başarısız olarak kabul edilmiştir. Farklı çarpışma kolu et kalınlığına sahip modeller, çarpışma performanslarını değerlendirmek amacıyla, çarpışma kuvveti verimliliği (CFE) değeri ve “yolcu kabine iletilen kuvvetin toplam deplasman ile değişimi” eğrisi baz alınarak incelenmiştir. CFE değeri bakımından 2 mm (CFE=0,805) ve 2,4 mm (CFE=0,824) et kalınlıklarının en iyi sonuçları verdiği görülmüştür. Ön çarpışma kollarında kullanılan 2 – 2,6 mm arasındaki et kalınlıklarının araçta oluşan toplam deplasmanı %27 'ye kadar azalttığı, fakat yolcu kabine iletilen kuvvet miktarını %64 'e kadar arttırdığı görülmüştür. Ön çarpışma kolunda kullanılan 2 mm et kalınlığına sahip modelde yolcu kabine herhangi bir girişimin söz konusu olmadığı, kuvvet ve ivme değerlerinin de nispeten düşük olduğu göz önüne alınarak bu modelin en iyi çarpışma performansına sahip olduğu kabul edilebilir.

Otomobiller için 16 km/sa hızın (Hussain, 2017) altındaki çarpışmalarda, çarpışma kutularının, açığa çıkan tüm enerjiyi sönmelenmesi ve ön çarpışma koluna herhangi bir kalıcı deformasyon oluşturmaması beklenmektedir. Bu kriterin, 2 mm et kalınlığına sahip model tarafından sağlanmasını kontrol etmek amacıyla düşük hızda rijit duvar testi de uygulanabilir. Bunun yanında deplasmana bağlı yolcu kabine iletilen kuvvet değerleri kullanılarak, ön çarpışma kolunda lokal maksimum kuvvetlerin olduğu pik noktalarına özel formlar verilerek yolcu kabine iletilen kuvvet ve ivme değerleri minimize edilebilir.

KAYNAKLAR

1. Deb, A., Gunti, R. S., Chou, C., Dutta, U. (2015). Use of truncated finite element modeling for efficient design optimization of an automotive front end structure (No. 2015-01-0496). SAE Technical Paper.
2. Du, Q. (2016). Uncertainty optimization of thin-walled beam crashworthiness based on approximate model with step encryption technology. SAE International Journal of Materials and Manufacturing, 9(3), 622-630.
3. Ensarioğlu C., Gulçimen Cakan B., Reis M., Koluk H., Celik H., Uguz A., Cakir M. C. (2018). Reinforcement of a Thermoplastic Crash-Box with Aluminum Foam and Tie Beams. Academic Conference on Engineering, IT and Artificial Intelligence (AC-EITAI 2018), Prag.
4. Eren, I., Gür, Y., Aksoy, Z. (2009). Finite element analysis of collapse of front side rails with new types of crush initiators. International journal of automotive technology, 10(4), 451-457.
5. George Mason University, (2016). 2010 Toyota Yaris Finite Element Model Validation Detail Mesh, Center for Collision Safety and Analysis. (Doi: 10.13021/G8CC7G)
6. Ghannam, M. Y., Niesluchowski, M., Culkeen, P. M. (2002). Analysis of a Frontal Rail Structure in a Frontal Collision (No. 2002-01-0688). SAE Technical Paper.
7. Gulçimen Cakan B., Reis M., Ensarioğlu C., Koluk H., Yeni H., Uguz A., Cakir M. C. (2018). Termoplastik çarpışma kutularında alüminyum köpük takviyesinin çarpışma karakteristiğine etkisi. 18th International Conference on Machine Design and Production, 3-6 July, Eskişehir.
8. Hussain, N. N., Regalla, S. P., Rao, Y. V. D. (2017). Low velocity Impact Characterization of Glass Fiber Reinforced Plastics for Application of Crash Box. Materials Today: Proceedings, 4(2), 3252-3262.

9. Kim, H. S. (2001). Analysis of crash response of aluminium foam-filled front side rail of a passenger car. *International journal of crashworthiness*, 6(2), 189-208.
10. Li, Q. F., Liu, Y. J., Wang, H. D., Yan, S. Y. (2009). Finite element analysis and shape optimization of automotive crash-box subjected to low velocity impact. In *Measuring Technology and Mechatronics Automation, 2009. ICMTMA'09. International Conference on (Vol. 2, pp. 791-794)*. IEEE.
11. Liu, X. T., Liu, C. H., Shi, S. L., Zhao, L. H., Huang, H. (2010). The analysis of front rail crash on mini-bus chassis. In *Computer and Automation Engineering (ICCAE), 2010 The 2nd International Conference on (Vol. 2, pp. 14-16)*. IEEE.
12. Öztürk, İ., Kaya, N. (2008). Otomobil ön tampon çarpışma analizi ve optimizasyonu. *Uludağ University Journal of The Faculty of Engineering*, 13(1).
13. Peroni, L., Avalle, M., Belingardi, G. (2009). Comparison of the energy absorption capability of crash boxes assembled by spot-weld and continuous joining techniques. *International journal of impact engineering*, 36(3), 498-511.
14. Rao Lakshmana C., Narayanamurthy V., Simha K. R. Y. (2016). *Applied Impact Mechanics*. Ane Books Pvt. Ltd. (ISBN : 978-11-1924-180-5).
15. Saputra, H., & Rochardjo, H. S. (2017). The prediction of energy-absorption on the car crush box. In *Science and Technology-Computer (ICST), 2017 3rd International Conference on (pp. 51-56)*. IEEE.
16. Tahan, F. J., Park, C. K., Morgan, R. M., Cui, C., Brar, B., Shanks, K., Kan, C. D. (2013). The Effect of Reduced Mass on Frontal Crashworthiness. In *The pro-ceedings of the IRCOBI 2013 Conference*.
17. Wang, T., Wang, L., Wang, C., Zou, X. (2018). Crashworthiness analysis and multi-objective optimization of a commercial vehicle frame: A mixed meta-modeling-based method. *Advances in Mechanical Engineering*, 10(5), 1687814018778480.

