



Hurda Elleçleme Makinası Kaldırma Ve Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi Yöntemi İle Optimizasyonu

Optimization of Scrap Handling Machine Lifting and Breaking Boom by Finite Element Analysis Method

Ramazan Şan^{1*}, **Mine Demirsoy²**

¹ Dokuz Eylül Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Makine Mühendisliği Bölümü Konstrüksiyon ve İmalat Programı, İzmir, TÜRKİYE

² Dokuz Eylül Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü, İzmir, TÜRKİYE
Sorumlu Yazar / Corresponding Author *: ramazansann@gmail.com

Geliş Tarihi / Received: 27.10.2020

Kabul Tarihi / Accepted: 30.12.2020

[Atıf şekli/ How to cite:](#) ŞAN R., DEMİRSOY M. (2021). Hurda Elleçleme Makinası Kaldırma Ve Kırma Bomunun Sonlu Elemanlar Analizi Yöntemi İle Optimizasyonu. DEÜFMD 23(68), 637-646.

Araştırma Makalesi/Research Article

DOI:10.21205/deufmd.2021236825

Öz

Geri dönüşüm tesislerinde bulunan makinelerin çalıştığı sahalarda malzeme elleçleme makineleri de sıklıkla kullanılmaktadır. Malzeme elleçleme makinelerinde kapasitenin belirlenmesinde en önemli iki unsur makine bomlarının uzunluğu ve makinenin kaldırabileceği yük kapasitesidir. Bom uzunluğunun artması ve bununla birlikte kaldırma kapasitesinin artması tasarımı zorlaştıran durumdur. Bu çalışmada hurda elleçleme makinesinin bomlarının tam olarak açık durumu olan 14 metrede 3,5 ton kaldırabilecek, 2 serbestlik derecesine sahip bomların tasarlanması hedeflenmektedir. Bu kapsamda, öncelikle malzeme elleçleme makinesinin kinematik analizi yapıp, kapasite açısından uygun hale getirilmiştir. Kapasite açısından uygun hale gelmiş makinenin bomlarının mukavemet optimizasyonu, oluşturulmuş olan akış diyagramına göre sonlu elemanlar analiz yöntemi olan ANSYS ile gerçekleştirilmiştir.

Anahtar Kelimeler: Geri Dönüşüm, Elleçleme, Tasarım, Sonlu Elemanlar Analizi, Hurda Elleçleme Makinesi

Abstract

Material handling machines are also frequently used in the fields where the machines in the recycling facilities work. The two most important factors in determining the capacity in material handling machines are the length of the machine booms and the load capacity the machine can handle. The increase in the length of the boom and with it the increase in the lifting capacity make the design difficult. In this study, it is aimed to design booms with 2 degrees of freedom that can lift 3.5 tons at 14 meters, which is the fully open state of the booms of the scrap handling machine. In this context, first of all, the kinematic analysis of the material handling machine was made and made suitable in terms of capacity. The strength optimization of the booms of the machine, which has been adapted in terms of capacity, was performed by ANSYS, which is a finite element analysis method according to the flow diagram created.

Keywords: Recycling, Handling, Design, Finite Element Analysis, Material Handling Machine

1. Giriş

Doğal kaynakların sonsuz olmadığı göz önüne alındığında geri dönüşüm dünya için vazgeçilmez bir gereksinimdir. Geri dönüşüm neredeyse her alanda gerçekleşebileceği gibi metal sektöründe de önemli bir yer tutmaktadır. Hurda metallerin çeşitli işlem basamaklarından geçmesiyle tekrar kullanılabilir aşamaya gelmesiyle metal geri dönüşümü tamamlanmış olur. Bu işlem basamaklarından biri de malzeme elleçleme aşamasıdır. Malzeme elleçleme: "doğru malzemenin doğru yere, doğru miktarda, doğru koşullarda, doğru sıklıkla, doğru yönlendirme ile doğru zamanda, doğru yöntem kullanımı ile doğru maliyette, sağlayan sanat ve bilimdir." şeklinde tanımlanmaktadır [1]. Malzeme elleçleme aşamasında ise hurda elleçleme vinci kullanılmaktadır.

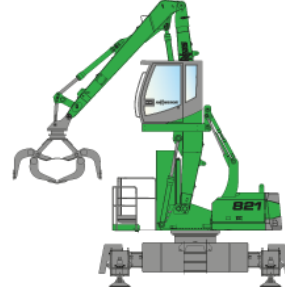
Hurda sahasının özelliklerine göre hurda elleçleme vinçleri farklı tiplerde olabilir. Şekil 1'de tekerlekli tip elleçleme makinesi, Şekil 2'de paletli tip elleçleme makinesi, Şekil 3'te sökülebilir sabit elleçleme makinesi ve Şekil 4'te sökülemez sabit elleçleme makinesi görülmektedir. Şekil 1, Şekil 2, Şekil 3 ve Şekil 4'te gösterilen hurda elleçleme makineleri hurda sahaslarında en çok kullanılan elleçleme makinesi tipleridir.



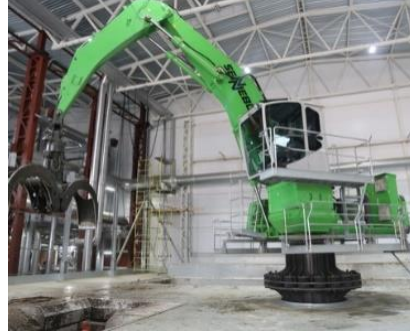
Şekil 1. Tekerlekli elleçleme makinesi [2]



Şekil 2. Paletli elleçleme makinesi [2]



Şekil 3. Sökülebilir sabit elleçleme makinesi [2]



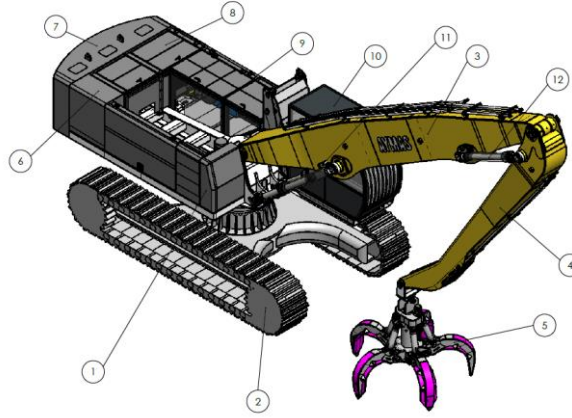
Şekil 4. Sökülemez sabit elleçleme makinesi [2]

Literatürde farklı bom tipleri ve kullanım amacı farklı olan vinçlerin üzerinde çalışmalar bulunmaktadır. Kullanım amaçları farklı olmasına karşın mekanik olarak benzer şekilde imal edilen bu tipteki makinelerin araştırmaları baz alınarak çalışmalar yürütülmüştür.

Elleçleme makinesinin bomlarına benzer olarak mafsal bomlu vinçlerde reaksiyon kuvvetlerinin belirlenmesi ve yorulma ömrünün tahmini üzerinde çalışmalar yapmıştır [3].

Bir diğer çalışma ise bom tipinin kafesli olduğu sistemde bomun fiziksel ölçekli bir modeli kullanılarak deneysel ve teorik analizler yapılarak elde edilen sonuçların karşılaştırılması sağlanmıştır [4]. Kule vincinin kafes bomunun enine kesit optimizasyonu teorik çözümler ve sonlu elemanlar yöntemleriyle elde edilen sonuçlarla gerçekleştirilmiş ve enine kesit önerilerinde bulunulmuştur [5].

Malzeme elleçleme makinelerinin bomlarına benzer bomlara sahip akıllı kontrol sistemlerinin, yorulma ömrünün artırıcı çalışmalar ve bom boylarını artırıcı çalışmalar gerçekleştirilmiştir [6]. Bir diğer çalışma olarak ise paletli vinçlerin birden fazla yükleme koşulundaki örgü yapıları incelenmiştir [7].



Şekil 5. Paletli elleçleme vinci tasarım görseli

Tablo 1. Paletli elleçleme vinci parçaları

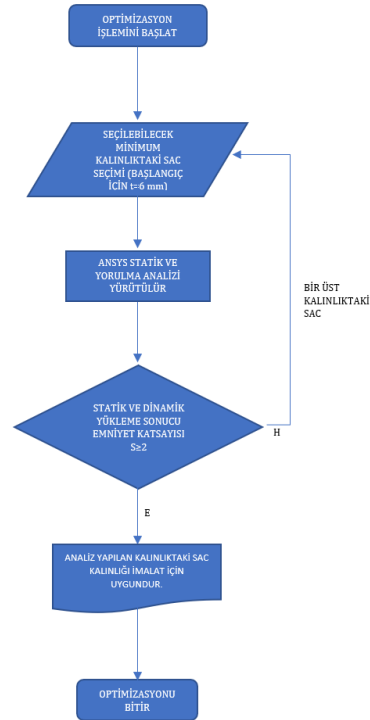
Parça No	Parça Adı
1	Dik Gövde
2	Paletli Yürüyüş Takımı
3	Kaldırma Bomu
4	Kırma Bomu
5	Polip (Ataşman)
6	Yağ Tankı
7	Arka Ağırlık
8	Motor ve Pompa Grubu
9	Soğutucu Grubu
10	Kabin Grubu
11	Kaldırma Pistonları
12	Kırma Pistonları

Bu çalışmada, optimizasyonu gerçekleştirecek elleçleme makinesi Şekil 5'te gösterilmiştir. Şekil 5'te numaralandırması gerçekleşen malzeme elleçleme makinesinin parçaları Tablo 1'de gösterilmiştir.

2. Materyal ve Metot

Malzeme elleçleme makinesinin öncelikle belirtilen açıklıkta belirtilen yükü kaldırması gerekliliğinden yola çıkılarak, piston bağlantı bölgelerine göre kinematik analiz yapılmıştır.

Yapılan kinematik analiz sonucundan yola çıkılarak bu yükleri kaldıracak olan bomların sac kalınlıkları üzerine akış şeması optimizasyon yöntemi kullanılarak optimum şekildeki bomların elde edilmesi sağlanmıştır. Kullanılan akış şeması Şekil 6'da gösterilmiştir.

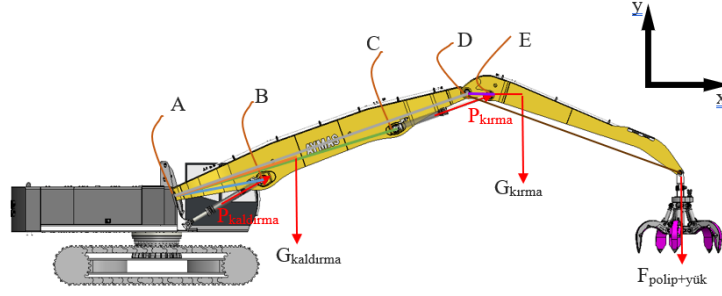


Şekil 6. Akış şeması

3. Bulgular

Hurda elleçleme vinci için hedeflenen kaldırma ağırlığı en açık pozisyon olan 14 metre açıklıkta polip ağırlığıyla birlikte 3,5 tondur. En açık pozisyonun kinematik analizi için serbest cisim diyagramı Şekil 7' de gösterilmiştir.

Şekil 7' de verilen serbest cisim diyagramına göre moment alınarak 3,5 tonluk bir sistemi taşıyabilecek $P_{kırma}$ ve $P_{kaldırma}$ kuvvetleri elde edilir. Ön tasarım durumunda moment alınırken gerekli mesafe Tablo 2'de, kuvvet değerleri ise Tablo 3'te verilmiştir. Yükün asılı olduğu bom kırma bomu, diğer bom ise kaldırma bomu olarak isimlendirilmiştir.



Şekil 7. En açık pozisyonun serbest cisim diyagramı

Tablo 2. Moment için kullanılacak mesafeler

	Uzaklık	x eksenindeki mesafe (mm)	y eksenindeki mesafe (mm)
Kırma Bomu	DE	592,19	130,44
	$DG_{kırma}$	1848,85	-
	$DF_{polip+yük}$	5334,2	-
Kaldırma Bomu	AD	8332,59	1079,68
	AC	6329,6	522,7
	AB	2472,83	95,73
	$AG_{kaldırma}$	3958,94	-

Tablo 3. Moment için kullanılacak kuvvetler

	$F_{polip+yük}$	$G_{kırma}$	$G_{kaldırma}$
Şiddeti (N)	34335	10428,03	22867,11

Kinematik analizde yapılırken, Sistemde iki adet kaldırma ve iki adet kırma silindiri mevcuttur. Sistemde kullanılacak kaldırma ve kırma silindirlerinin ön tasarımdaki adet, boru içi maksimum basınç ve boru iç çapı değerleri Tablo 4'te verilmiştir.

Silindirlerin baskı durumu için kuvvet hesaplaması şu şekildedir:

$$F_{piston} = n P_{sistem} \pi r_{piston}^2 \quad (1)$$

Tablo 5. Birinci revizyon sonucu piston kuvvetleri

Revizyon No	Piston Adı	Yapılan Revizyon	X Eksenine Yaptığı Aç	Kuvvet (N)
1	Kırma	x mesafesini 25 mm Şekil 1'de verilmiş eksene bağlı olarak -x yönünde ötelenirken, y mesafesi 85 mm Şekil 1'de verilmiş eksene bağlı olarak +y yönünde ötelenmiştir	7,5°	696002
	Kaldırma	x mesafesini 60 mm Şekil 1'de verilmiş eksene bağlı olarak -x yönünde ötelenirken, y mesafesi yapılan hesaplamalar sonucu Şekil 1'de verilmiş olan eksene bağlı kalarak 65 mm +y ekseninde ötelenmiştir.	18,45°	994323

Yapılan ilk revizyon sonucu kırma pistonu hesaplanan maksimum değerden düşük olduğu için yeni bir revizyon kırma pistonu için ihtiyaç değildir ancak kaldırma pistonu hesaplanan maksimum değerden fazla bir kuvveti kaldırması gerektiği için kaldırma pistonunun

bağlantı bölgelerinde bir revizyona ilk revizyondaki kriterlere bağlı kalarak ihtiyaç duyulmaktadır. Yapılan revizyonlar ve revizyon sonucunda elde edilen sonuçlar Tablo 6'da verilmiştir.

Tablo 6. İkinci revizyon sonucu piston kuvvetleri

Revizyon No	Piston Adı	Yapılan Revizyon	X Eksenine Yaptığı Aç	Kuvvet (N)
2	Kırma	Revizyon yapılmadı	7,5°	696002
	Kaldırma	x mesafesini 50 mm Şekil 1'de verilmiş eksene bağlı olarak +x yönünde ötelenirken, y mesafesi 50 mm Şekil 1'de verilmiş eksene bağlı olarak +y yönünde ötelenmiştir	21,84°	757704

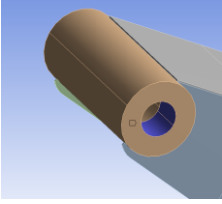
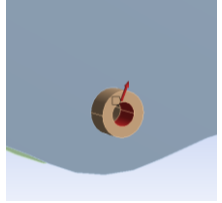
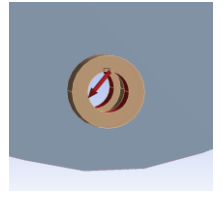
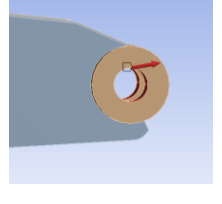

Yapılan revizyonlar sonucu her iki pistonunda hesaplanan pistonların kaldırabileceği maksimum değerden daha az bir yüke maruz kalmış olur. Pistonların mesnet noktalarının son hali ikinci revizyon sonucu belirlenmiş hale gelmiştir.

Yapılmış olan kinematik analiz sonucunda malzeme elleçleme makinesinin kapasitesi olan 14 metre açıklıkta 3,5 tonluk kuvveti kaldırabilecek duruma gelmiştir. Bu durumda bomlar üzerine etkiyen kuvvetlere göre Şekil 6'daki akış şeması ışığında bomların mukavemet analizi yapılmıştır. Her iki bomunda sonlu elemanlar yöntemiyle yapılmış olan analizlerinde üretim

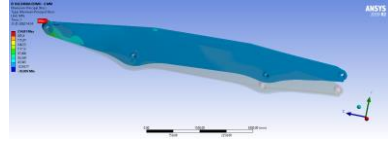
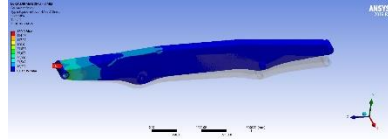
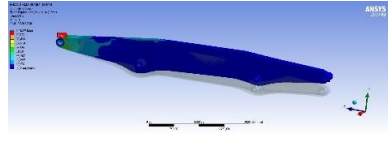
sırasında kolay bulunabilecek sacların artırımı olarak kullanılması sonucu elde edilen gerilme değerlerine bağlı olarak analizler tekrarlanmıştır. Analizlerde Tablo 7’de verilmiş olan sınır koşulları kullanılmıştır. Kaldırma

bomu için elde edilen değerler Tablo 8’de verilmiştir. Kırma ve kaldırma bomu için yapılan tüm analizler ANSYS Workbench 2019 R3 programıyla gerçekleştirilmiştir [8].

Tablo 7. Kaldırma bomu sonlu elemanlar analiz sınır koşulları

Sınır Koşulu Numarası	Sınır Koşulu Açıklaması	Sınır Koşulu Bölgesi Görseli
1	<p>Sabitlenme Bölgesi:</p> <p>Kaldırma bomunun tüm deplasmanları kapatılmıştır. Sadece sabitlenen silindirik bölgeden dönüşü analiz koşullarında serbest bırakılmıştır. (Şekil 7’de belirtilmiş olan A mesneti)</p>	
2	<p>Kaldırma Bomu Kuvveti:</p> <p>Şekil 7’de verilmiş olan eksen takımına göre indirgenerek kuvvetler uygulanmıştır. (B Mesneti)</p> <p>$F_x = 37600 \text{ N}$; $F_y = 89416 \text{ N}$</p>	
3	<p>Kırma Bomu Kuvveti:</p> <p>Şekil 7’de verilmiş olan eksen takımına göre indirgenerek kuvvetler uygulanmıştır. (C mesneti)</p> <p>$F_x = 32173 \text{ N}$; $F_y = 39328 \text{ N}$</p>	
4	<p>Kinematik Analiz Sonucu Elde edilen Tepki Kuvveti:</p> <p>Kinematik analiz sonucu hesaplanan D mesnetine gelen tepki kuvvetleri uygulanmıştır.</p> <p>$F_x = 80853 \text{ N}$; $F_y = 14193 \text{ N}$</p>	
5	<p>Bom Ağırlığı:</p> <p>$G_{\text{kaldırma}} = 22867,11 \text{ N}$</p>	

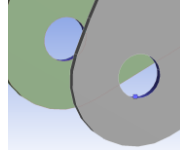
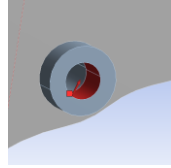
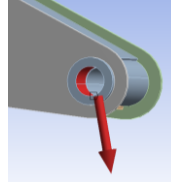

Tablo 8. Kaldırma bomu sonlu elemanlar analiz sonuçları

Sac Kalınlığı	Maksimum Gerilmenin Oluştığı Hesaplama Yöntemi	Maksimum Gerilme Değeri	Emniyet Katsayısı	Maksimum Gerilmenin Oluştığı Analiz Görseli
6 mm	Maksimum Temel Gerilme	284,83 MPa	s=1,15	
8 mm	Von Mises	150,9 MPa	s=1,79	
10 mm	Von Mises	116,27 MPa	s=2,32	

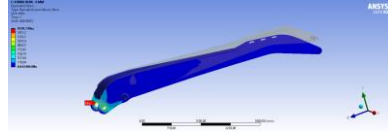
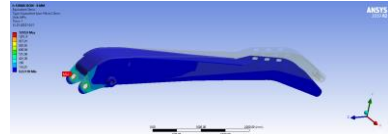
St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Kaynak yapılan malzemenin de mukavemet değeri yaklaşık St-52 malzemeye benzerdir ancak kaynak sırasında oluşan iç yapıdaki bozulmalar ve oluşan artık gerilmelerden dolayı akma mukavemet değeri 2/3'ü değer olan 270 MPa gerilmeye göre emniyet katsayısı hesaplanmıştır. Sacları 10 mm

kalınlığındaki kaldırma bomu tasarımı mukavemet açısından emniyetlidir. Kaldırma bomuna benzer şekilde kırma bomunda da Şekil 6'da verilmiş olan akış şemasına bağlı olarak optimizasyon işlemi gerçekleştirilmiştir. Analizlerde Tablo 9'da verilmiş olan sınır koşulları kullanılmıştır. Kırma bomuna ait analiz sonuçları Tablo 10'da verilmiştir.

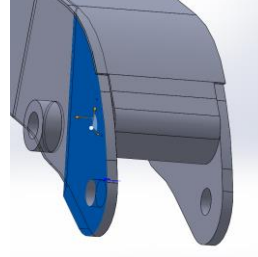
Tablo 9. Kıрма bomu sonlu elemanlar analiz sınır koşulları

Sınır Koşulu Numarası	Sınır Koşulu Açıklaması	Sınır Koşulu Bölgesi Görseli
1	<p>Sabitlenme Bölgesi:</p> <p>Kaldırma bomunun tüm deplasmanları kapatılmıştır. Sadece sabitlenen silindirik bölgeden dönüşü analiz koşullarında serbest bırakılmıştır. (Şekil 7’de belirtilmiş olan D mesneti)</p>	
2	<p>Kırma Bomu Kuvveti:</p> <p>Şekil 7’de verilmiş olan eksen takımına göre indirgenerek kuvvetler uygulanmıştır. (C mesneti)</p> <p>$F_x = 32173 \text{ N}$; $F_y = 39328 \text{ N}$</p>	
3	<p>Maksimum Taşıyabileceği Ağırlık:</p> <p>Şekil 7’de verilmiş olan eksen takımına göre indirgenerek kuvvetler uygulanmıştır. (C mesneti)</p> <p>$F_y = 39328 \text{ N}$</p>	
4	<p>Bom Ağırlığı:</p> <p>$G_{\text{kaldırma}} = 10428,03 \text{ N}$</p>	

Tablo 10. Kıрма bomu sonlu elemanlar analiz sonuçları

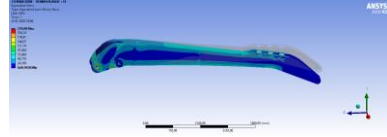
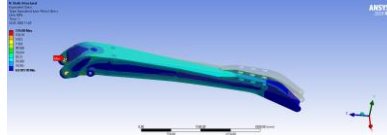
Sac Kalınlığı	Maksimum Gerilmenin Oluştugu Hesaplama Yöntemi	Maksimum Gerilme Değeri	Emniyet Katsayısı	Maksimum Gerilmenin Oluştugu Analiz Görseli
6 mm	Von Mises	1610,1 MPa	s=0,22	
8 mm	6 mm kalınlığındaki sac kullanıldığında oluşan gerilme çok yüksek değerde olduğu için kullanılan sac kalınlığı 6 mm’den 8 mm’ye atlanmıştır.			
10 mm	Von Mises	1205,9 MPa	s=0,29	

Oluşan gerilmelerin çok yüksek değerlerde olduğu Tablo 10'da görülmektedir. Gerilmelerin çok yüksek olduğu bölgeler bölgesel olarak kalınlaştırılarak gerilme değerlerini optimize etme yöntemi tercih edilmiştir. Kalınlaştırma yapılan bölge Şekil 10'da verilmiştir. Kalınlaştırmalar sonucunda geri kalan bölgenin sac kalınlığı 10 mm olarak kullanılmıştır. Yapılan analizlerin sonucu Tablo 11'de verilmiştir.



Şekil 10. Kırma bomundaki kalınlaştırmanın yapıldığı bölge

Tablo 11. Kırma bomu sonlu elemanlar analiz sonuçları

Bölgedeki Toplam Sac Kalınlığı	Maksimum Gerilmenin Oluştugu Hesaplama Yöntemi	Maksimum Gerilme Değeri	Emniyet Katsayısı	Maksimum Gerilmenin Oluştugu Analiz Görseli
45 mm	Von Mises	219,08 MPa	s=1,62	
55 mm	Von Mises	179,1 MPa	s=1,98	

St-52 malzeme için akma gerilme değeri 355 MPa'dır. Oluşan maksimum gerilmeler kaldırma bomunda olduğu gibi kaynaklı bölgeler olmadığı için St-52 için akma mukavemeti değeri kullanılmıştır. Bölgesel olarak 55 mm kalınlığındaki kırma bomu tasarımı mukavemet açısından emniyetlidir.

4. Tartışma ve Sonuç

Bu çalışmada 14 metre kol açıklı 3,5 ton kaldırma kapasiteli (kaldırma aracı polip dahil) elleçleme vincinin statik mukavemet değerleri incelenmiştir.

Gerilme değerleri üç farklı teoriye göre (Von Mises, Maksimum Temel Gerilme, Maksimum Kesme Gerilmesi) hesaplanarak sistemde oluşabilecek maksimum gerilmeler saptanarak optimizasyonlar bu yönde yapılmıştır.

Kaynak yapılan bölgelerde malzemelerin akma mukavemetlerinin 2/3 oranında saptanmıştır.

Bu durumun analiz sonuçlarında değerlendirerek hesaplanan emniyet katsayılarının bölgesel olarak değerlendirmesi gerekliliği saptanmıştır. Hesaplanan emniyet katsayıları bu şekilde hesaplanıp optimizasyonlar bu yönde yapılmıştır.

Bu çalışmada, yapılmış olan analizler bomlara indirgenmiş kuvvetlerle gerçekleştirilmiştir. Tüm sistemin aynı anda incelenmesi için analiz modeli hurda elleçleme makinesini için oluşturulup analizlerin yinelenerek doğruluğunun saptanması gerekmektedir.

Teşekkür

Yüksek lisans tez çalışmalarım ilerlemesinde elinden gelen tüm katkıyı sunan AYMAS Makina Genel Müdürü Sayın Aytekin YELEKÇİOĞLU'na sonsuz teşekkür ederim. Bu çalışma Ramazan ŞAN'ın yüksek lisans tezinden hazırlanmıştır.

Kaynakça

- [1] <https://www.mhi.org/> (Erişim Tarihi: 13.10.2020).
- [2] <https://www.sennebogen.com/en/products/material-handler> (Erişim Tarihi: 13.10.2020).
- [3] Cibicik, A., & Egeland, O. 2019. Dynamic Modelling and Force Analysis of a Knuckle Boom Crane Using Screw Theory, Mechanism and Machine Theory, s. 179-194.
- [4] Azeloğlu, C. O., Özen, S., Edinçliler, A., & Kenan, H. 2017. Natural Frequency Analysis of Lattice Boom Crane Theoretically and Experimentally, International Journal of Steel Structures, s. 757-762.
- [5] Mijailovic, R., & Kastratovic, G. 2009. Cross-section optimization of tower crane lattice boom, Meccanica, s. 599-611.
- [6] Roozbahani, H., Pandolfo, V., Mäkinen, S., & Handroos, H. 2016. Novel Intelligent Control Method for Improving the Fatigue Life of Crane Boom, IEEE 13th International Conference on Networking, Sensing, and Control, Mexico City, Mexico.
- [7] Qin, J., Shao, T., Chen, H., Wan, J., Li, Z., & Jiang, M. 2017. Stress Analysis of Boom of Special Mobile Crane for Plain, ICSMME 2017, Seoul, South Korea: IOP Publishing.
- [8] <https://www.ansys.com/>