



CNC KESİM MAKİNESİ ANA HAREKET SİSTEMİNİN SARSMA KUVVETLERİNİN AZALTILMASI VE BAĞLANTI ÇUBUĞUNUN YAPISAL ANALİZİ

Gürcan ATAKÖK^{1*}, Sezgin BALCI²

¹ Marmara Üniversitesi, Teknoloji Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü, İstanbul, Türkiye

² Marmara Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü, Makine Mühendisliği Ana Bilim Dalı, İstanbul, Türkiye

Anahtar Kelimeler

*CNC Kesim Makinesi,
Krank-Biyel,
Kütle Dengeleme,
Sarsma Kuvvetleri,
Yapısal Analiz.*

Öz

Krank-biyel mekanizmalarının avantajlarından faydalanılarak tasarlanan kesici sistemler ve diğer hareket sistemleri geniş bir yelpazede kullanım alanı bulmaktadır. Çok katlı serilen tekstil ürünlerini kesmek üzere tasarlanan CNC kesim makinesinin kesim performansının istenen seviyeye gelmesi için hızın artırılması gereklidir. Ancak hızın artması dönen mekanizmalarda dinamik dengeleme problemlerini de beraberinde getirir. Bu çalışmada 6000 d/dk. hızlarda kesim yapabilecek bir mekanizma CAD programında tasarlanıp modellenmiş; sarsma kuvvetlerinin azaltılmasına yönelik dengeleme çalışması da analiz programında test edilmiştir. Dengeleme ağırlığının, kritik rulmanlardaki sarsma kuvvetlerini düşürdüğü sonucu elde edilmiştir.

REDUCTION OF SHAKING FORCES OF CNC CUTTING MACHINE MAIN MOTION SYSTEM AND STRUCTURAL ANALYSIS OF CONNECTING ROD

Keywords

*CNC Cutting Machine,
Crank-Connecting Rod,
Mass Balancing,
Shaking Forces,
Structural Analysis.*

Abstract

Cutter systems and other motion systems designed by taking advantage of the crank-connecting rod mechanisms find a wide range of uses. In order to increase the cutting performance of the CNC cutting machine, which is designed to cut multi-ply textile products, it is necessary to increase the speed. However, the increase in speed brings along dynamic balancing problems in rotating mechanisms. In this study, a mechanism that can cut at speeds of 6000 rpm was designed and modeled in CAD program, balancing work for reducing shaking forces was made and analyzed in engineering simulation program. The results show that the balancing weight reduces the shaking forces in critical bearings.

Alıntı / Cite

Atakök, G., Balci, S., (2023). CNC Kesim Makinesi Ana Hareket Sisteminin Sarsma Kuvvetlerinin Azaltılması ve Bağlantı Çubuğunun Yapısal Analizi, Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi, 11(4), 1580-1593.

Yazar Kimliği / Author ID (ORCID Number)

G. Atakök / 0000-0002-5275-2429
S. Balci / 0000-0002-7864-8005

Makale Süreci / Article Process

Başvuru Tarihi / Submission Date	16.08.2021
Revizyon Tarihi / Revision Date	11.09.2023
Kabul Tarihi / Accepted Date	07.12.2023
Yayın Tarihi / Published Date	30.12.2023

* İlgili yazar / Corresponding author: gatakok@marmara.edu.tr, +90-216-777 38 90

REDUCTION OF SHAKING FORCES OF CNC CUTTING MACHINE MAIN MOTION SYSTEM AND STRUCTURAL ANALYSIS OF CONNECTING ROD

Gurcan ATAKOK^{1†}, Sezgin BALCI²

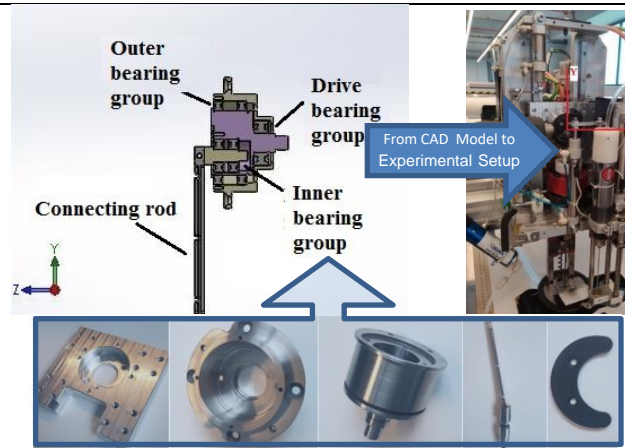
¹Marmara University, Faculty of Technology, Department of Mechanical Engineering, Istanbul, Türkiye

²Marmara University, Institute of Pure and Applied Sciences, Program of Mechanical Engineering, Istanbul, Türkiye

Highlights

- Engineering studies on the development of machines in the field of textile and apparel increase the quality in the ready-made clothing sector
- Dynamic balancing of a cutting mechanism that can operate at a maximum speed of 6000 rpm has been investigated by using a counterweight.
- The use of counterweight partially provides dynamic balancing and reduces the shaking forces

Graphical Abstract



Şekil 1. Deney düzeneği ile kesici mekanizma ve krank hareket grubunun CAD modeli (CAD model of the cutter mechanism and crank movement group with experimental setup)

Purpose and Scope

The performance of the crank-connecting rod mechanism, which is applied in cutting machines of textile materials and preferred due to its good performance, has been associated with the appropriate selection of parameters. In order to see how the connecting rod length, crank length, crank angular velocity, inertia values of the parts affect the system kinetics, methods based on the average of the kinetic parameters are also used. The main purpose of this study is to increase the blade speed and reduce negative vibrations, which are among the factors that increase the cutting quality of the computer aided cutter. In this study, kinematic equations have been created for the movement of the crank connecting rod mechanism used for cutting systems due to its practical advantages.

Design/methodology/approach

The cutting mechanism in the CNC fabric cutter is a mechanism based on the slider-crank system. The cutting mechanism is located in the section called the cutting head. All shapes are automatically cut thanks to the movement of the cutting head in the x-y axis and the 360° rotation capability of the blade.

Findings

In this study, it has been investigated that dynamic balancing of a cutting mechanism that can operate at a maximum speed of 6000 rpm, by using a counterweight. Thus, it is aimed to reduce the shaking forces and to reduce the vibration effects in the outer crank group. Dynamic analyzes were performed with the Ansys/Rigid Dynamics module. The dynamic properties of the counterweight were determined by examining the vibration effects of the different weight values analyzed. The result of the study shows that the use of counterweight partially provides dynamic balancing and reduces the shaking forces.

Originality

Balancing mass optimization done in this way saves time, design flexibility, materials and test times compared to traditional calculation methods. The main motion system of the cutter was redesigned for use in the field, the reaction forces of the critical region were analyzed and balancing work was carried out to reduce vibration.

[†] Corresponding author: gatakok@marmara.edu.tr, +90-216-777 38 90

1. Giriş (Introduction)

Dönme hareketinin lineer harekete ya da lineer hareketin dönme hareketine dönüşümünü sağlayan, en temel sistemlerden olan krank-biyel ya da kaydırıcı-krank mekanizmalarına dayanan makineler hala araştırmacıların çalıştığı karmaşık konular arasındadır (Dang, 2021). Krank-biyel mekanizmalarında dengelenmemiş kuvvet ve momentler, sarsma kuvvetleri olarak bilinmektedir ve sarsma kuvvetleri, makinelerin çalışması sırasında titreşime sebep olmaktadır (Groza, 2016). Oluşan olumsuz titreşimleri yok etmek için çeşitli dengeleme yöntemleri sunulmuştur. Ayrıca kaydırıcı-krank ve buna benzer mekanizmaların yapısal analizlerinde sonlu elemanlar yöntemi Ansys® yazılımı ile uygulanmaktadır. Solidworks® gibi diğer yazılım firmalarının CAD ve analiz paketleri de literatürdeki çalışmalarda kullanılmaktadır (Halicioğlu vd, 2016; Iancu, 2018; Nedelcu vd, 2019).

Birçok kullanım alanı bulunan kaydırıcı-krank sisteminin çok amaçlı ve eşzamanlı mühendisliğe dayalı tasarım optimizasyonu modeli geliştirilmiştir. Model, kinematik ve dinamik denklemler, geometrik ifadeler, üretim ve montaj edilebilirlik kriterleri, yapısal tasarım ve yorulma dayanımı gibi etkenleri barındırmaktadır. Geliştirilen modelin doğruluğu sonlu elemanlar yöntemi ile denetlenmiştir. H. M. Dang ve arkadaşları, model üzerinden meyve ve sebze yıkayıcı bir makinenin hareket sağlayan bölümünün tasarımını yapmıştır. Mekanizma kütlelerinde %3, gerekli güçte %24, dinamik tepkide %25'e varan azalma sağlanmıştır. Modelin tüm makineler için kullanılabileceği belirtilmiştir (Dang, 2021). Yay sistemi kullanılarak dengeleme yapılan başka bir çalışmada da krank-biyel sistemi için dönme (krank) ve ileri-geri (piston) olmak üzere iki hareket tanımlanmıştır. Krank hareketinden kaynaklı dinamik kuvvet karşı ağırlık eklenerek, kaydırıcıdan kaynaklı dinamik kuvvet ise iki yönlü çalışacak şekilde tasarlanmış bir yay ile dengelenmiştir. Kinematik denklemler elde edilip piston için atalet kuvveti hesaplanmıştır. Optimum yay özelliklerini belirlemek için atalet kuvveti, piston yer değişimiyle ilişkili olarak tanımlanmıştır. Piston eksenine paralel yöndeki sarsma kuvvet ve momentlerinde sırasıyla %88 ve %78 azalma olduğu görülmüştür (Groza, 2016).

Genelde düzlemsel krank-biyel mekanizmaları için sarsma kuvvet ve momentlerinin dinamik olarak dengelenmesini sağlayacak bir optimizasyon yönteminin sunulduğu görülmektedir. Bu çalışmalardan birinde mekanizmadaki parçaların atalet etkilerinden oluşan sarsma kuvvetlerinin azaltılması için genetik algoritma kullanılmış, atalet özellikleri eşdeğer nokta-kütle sistemi ile ifade edilmiştir. Geliştirilen optimizasyon tekniğinde tasarım değişkenleri olarak da nokta-kütle parametreleri kullanılmıştır ve mekanizma parçalarının kütle dağılımları optimize edilmiştir. Optimizasyonun formüle edilmesi sırasında yerçekimi gibi dış kuvvetler ihmal edilmiş ve bağlantılar rijit gövde olarak kabul edilmiştir. Elde edilen sonuçlara göre sarsma kuvvetlerinde %46, sarsma momentinde %99 azalma sağlanmıştır (Chaudhary, 2014). Yeni bir metodolojide de düzlemsel krank-biyel mekanizmalarının dinamik olarak dengelenmesi için sarsma kuvvetlerini belirlemede kullanılan sistematik formülasyon elde edilmiştir. Formülasyon, dinamik performansın iyileştirilmesi için kütle dağılımı optimizasyonu sağlamaktadır. Sunulan yöntem, diferansiyel kinematiği ve mekanizma statikini çözmek için Grafik Teorisi, Vida Teorisi ve Kirchhoff yasalarının bir uyarlamasına dayanmaktadır. Yöntemde öncelikle her bağlantının atalet kuvvetleri belirlenir. Ardından sarsma kuvvetlerini çözmek için uygun miktarda optimizasyon değişkeni kullanılır ve bir amaç fonksiyonu oluşturulur. Sarsma kuvvetlerinin hesaplanmasında Matlab kullanılmıştır. Sarsma kuvvetlerinin azaldığı grafiklerle gösterilmiş ve diğer metotlarla kıyaslandığında avantajlı olduğu belirtilmiştir (Frantz vd. 2018). Sadece bir kaydırıcı-krank sistemi ile ileri-geri çalışan makinenin titreşimini azaltmak için birincil ve ikincil atalet kuvvetlerinin dengelendiği, titreşim azaltıcı mekanizmanın tasarlandığı çalışmalarda da dönme ve ileri-geri hareketten oluşan atalet kuvvetleri analitik olarak hesaplanmıştır. Hesaplamalara dayanarak titreşim azaltıcı mekanizma için deney düzeneği oluşturulmuş ve etkinliğin doğrulanması için deneyler gerçekleştirilmiştir. Dikey yönlü ivmenin frekans tepki grafiği ile dengelenmiş ve dengelenmemiş sistem durumları karşılaştırılmış, dengelenmiş sistemin titreşimlerinin azaldığı görülmüştür (Okabe vd, 2011). Kaydırıcı-krank mekanizmasının yay ile dengelenmesini sağlayan farklı bir çalışmada da önerilen yöntem ile mekanizmaya karşı kütle koymadan dengele sağlanması amaçlanmıştır. Kütle eklenmesinin ilave güç gerektirdiği, parçaların yorulmasına sebep olduğu ve ekstra strese maruz kaldığı belirtilmiştir. Yay kuvvetleri ve mekanizma hareketlerini tanımlayan denklemlerden oluşan matematiksel model sunulmuştur. Yapılan tasarım ve sonrasında yapılan simülasyonda sarsma kuvvetlerinin, yaysız duruma kıyasla, azaldığı belirtilmiştir (Groza vd, 2015).

Kesme makinelerinde uygulanan ve iyi performans vermesi dolayısıyla tercih edilen krank-biyel mekanizmasının performansı, parametrelerin uygun şekilde seçimi ile ilişkilendirilmiştir. Biyel uzunluğu, krank uzunluğu, krank açısı, parçaların eylemsizlik değerleri sistem kinematiğini üzerinde nasıl etki bıraktığını görebilmek için kinematik parametrelerin ortalamasına dayanan yöntemler de kullanılmıştır. İleri-geri hareket eden bölümün kütlelerinin ataletinin, bağlantı noktalarındaki tepki kuvvetlerine etki ettiği belirtilmiştir. Belirli bir krank uzunluğuna sahip bir kaydırıcı-krank sisteminde, biyel uzunluğunun belirli bir aralığa kadar artırılması, ortalama iç torkta ve mafsallarda ortaya çıkan reaksiyonların ortalamasında bir azalmaya yol açtığı vurgulanmıştır (Pishvaye vd, 2019). Yük ağırlığı ile birlikte kesme kuvvetleri ve ivmenin etkisiyle oluşacak kuvvetlerin de analizlere dahil edilmesi gerekmektedir (Gülaçtı vd, 2019).

İçten yanmalı bir motorun krank mekanizmasının kuvvet dengelenmesi için yapılan deneysel çalışmada ise farklı bir yöntem geliştirilmiştir. Krank milinin düzensiz dönüşünü dengelemek için genelde volan kullanılır ancak bu

yöntemde volan yerine geçebilecek pnömatik yay mekanizması önerilmiştir. Kranka sıkıca bağlanan pnömatik yaylı kam, şekli dolayısıyla dönme açısına bağlı olarak krankta potansiyel torku belirlemektedir. Tamamen teorik bir çalışma olan dengeleme yönteminin, motor volanının ağırlığını önemli ölçüde azaltacak olan tek silindirik iki zamanlı bir motorda kullanılabileceği belirtilmiştir (Zotov vd,2020). Ortamlar için darbe enerjisi artıktıkça maksimum kuvvet de artış göstermektedir (Esendemir vd, 2019)

2. Sistem Özellikleri ve Kinematik Analiz (System Properties and Kinematic Analysis)

2.1. Sistem Özellikleri (System Properties)

Konfeksiyon sektörünün temel iş akış aşamalarından olan kesim işlemleri, otomasyon teknolojilerinin gelişmesiyle CNC kesim makineleri tarafından yapılmaktadır (Çetin, 2011). Tekstil ürünlerinin kesilmesinde birçok farklı yöntem kullanılsa da çok katlı malzemelerin kesiminde genellikle bıçak ile kesme, hız ve kalite açısından ön plana çıkmaktadır (Vilumsone-Nemes, 2018). Kaydırıcı-krank sistemleri kesim makinelerinde oldukça tercih edilen bir sistemdir (Pishvaye Naeeni, 2015; Yang vd. 2015). CNC kumaş kesicide de kesim mekanizması, kaydırıcı-krank sistemine dayanan bir mekanizmadır.



Şekil 1. CNC kumaş kesim makinesi (CNC fabric cutting machine) (Serkon, 2023)

Kesim mekanizması, kesim kafası olarak adlandırılan bölümde yer almaktadır. Kesim kafasının x-y eksenindeki hareketi, bıçağın 360° dönme kabiliyeti sayesinde tüm şekillerin otomatik kesilmesi sağlanmaktadır.

2.2 Ana Hareket Sistemi (Main Motion System)

2.2.1 Kinematik (Kinematics)

Kesicide kullanılan mekanizma şekil 2'deki gibidir. Krank dönme açısı, biyel açısı, dönme yarıçapı, açısal hız, biyel uzunluğu, krank dönme merkezi ile kaydırıcı arası mesafe, krank ağırlık merkezi, biyel ağırlık merkezi sırasıyla α , β , r , ω , l , y , S_1 , S_2 olarak ifade edilmiştir. Sistemin dengelenmesi için kullanılan karşı ağırlık kütlesi A' noktasına ve dönme merkezinden r' (mm) kadar mesafeye konulmuştur.

Mekanizma kinematığında vektörel ve skaler ifadeler aşağıdaki gibidir;

$$\vec{OA} + \vec{AB} = \vec{OB} \quad (1)$$

$$r \cdot \cos \alpha + l \cdot \cos \beta = y \quad (2)$$

$$r \cdot \sin \alpha - l \cdot \sin \beta = 0 \quad (3)$$

Denklem (2) ve (3) kullanılarak istenilen krank dönme açısı ya da biyel açısı değerleri için bıçak konumu belirlenebilir. Bıçak konumu, krank dönme açısı cinsinden yazılacak olursa,

$$\beta = \sin^{-1} \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \alpha \right) \quad (4)$$

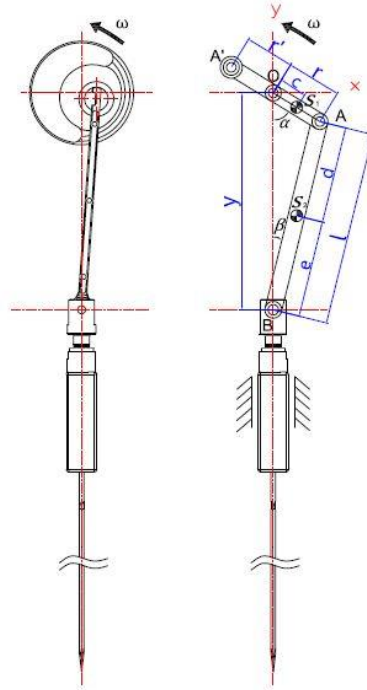
$$r \cdot \cos \alpha + l \cdot \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{r}{l} \cdot \sin \alpha \right) \right) = y(\alpha) \quad (5)$$

$$r \cdot \cos \alpha + l \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{r}{l} \right)^2} \cdot (\sin \alpha)^2 = y(\alpha) \quad (6)$$

Denklemleri elde edilir. İleri-geri harekete katılan kütle için ivme ifadesinin (a) basitleştirilmiş harmonik formülü (Yang vd, 2009);

$$a = r \cdot \omega^2 \cdot \cos \alpha + r \cdot \omega^2 \cdot \frac{r}{l} \cdot \cos 2\alpha \quad (7)$$

Olarak belirtilmektedir.

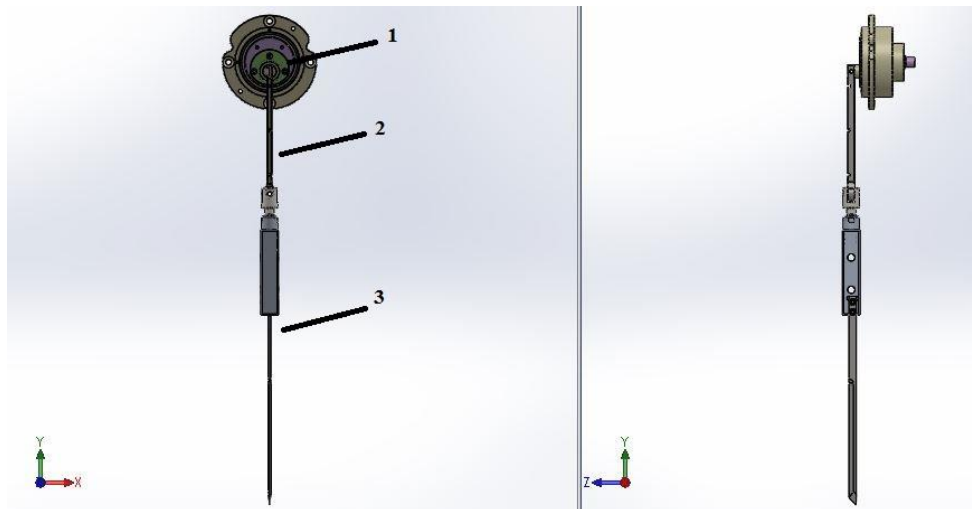


Şekil 2. CNC Kesicinin hareket mekanizması (Movement mechanism of CNC Cutter)

2.2.2 Çalışma Parametreleri ve Hareket Uzuvları (Operating Parameters and Motion Parts)

Elektrik tahrikli salınlı bıçaklarla kesimde, malzemenin yapısına göre 5 mm ile 25 mm arasında bıçak stroğu uygulanmaktadır (Vilumsone-Nemes, 2018). Bu çalışma için strok değeri 20 mm seçilmiştir. Bu mekanizmanın tasarımında bıçak boyunun uzun olmasının getireceği dezavantajları giderebilmek adına yüksek katlı malzemelerin kesilebilmesi için gereken mesafe, biyel kolunun uzatılması ile kazanılmıştır. Biyel uzunluğu 132,5 mm olacak şekilde tasarlanmıştır. Krankın sürekli çalışmasında dönme hızı, n , 6000 d/dk, bu hıza denk gelen açısal hızı, ω , 628,3 rad/sn olmaktadır.

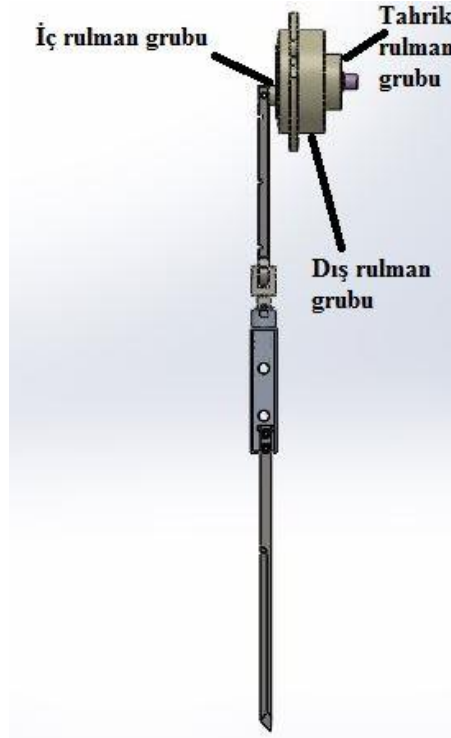
Kesici mekanizmanın SolidWorks CAD programında modellenmiş geometrisi Şekil 3'te gösterilmiştir. Krank (1), biyel (2), kaydırıcı ve bıçak (3) kesici sistemi oluşturmaktadır.



Şekil 3. Kesici mekanizma SolidWorks CAD modeli (Cutter mechanism SolidWorks CAD model)

Kesici mekanizmanın krank hareket grubuna göre tahrik rulman grubundaki rulmanlar dönme hareketini sağlayan motora bağlanan mili desteklemektedir (Şekil 4). İç rulman grubu, biyel kolun bağlantı pimini

desteklemektedir. Dış rulman grubu ise krank hareket grubunda tüm dönen parçaları desteklemektedir ve dinamik dengeleme bu rulman grubunu etkilemektedir.



Şekil 4. Kesici mekanizma rulman grupları (Cutter mechanism bearing groups)

3. Sonuç (Conclusion)

3.1. Sarsma Kuvvetleri Analizi ve Ana Hareket Sisteminin Dengelenmesi (Shaking Force Analysis and Balancing the Main Motion System)

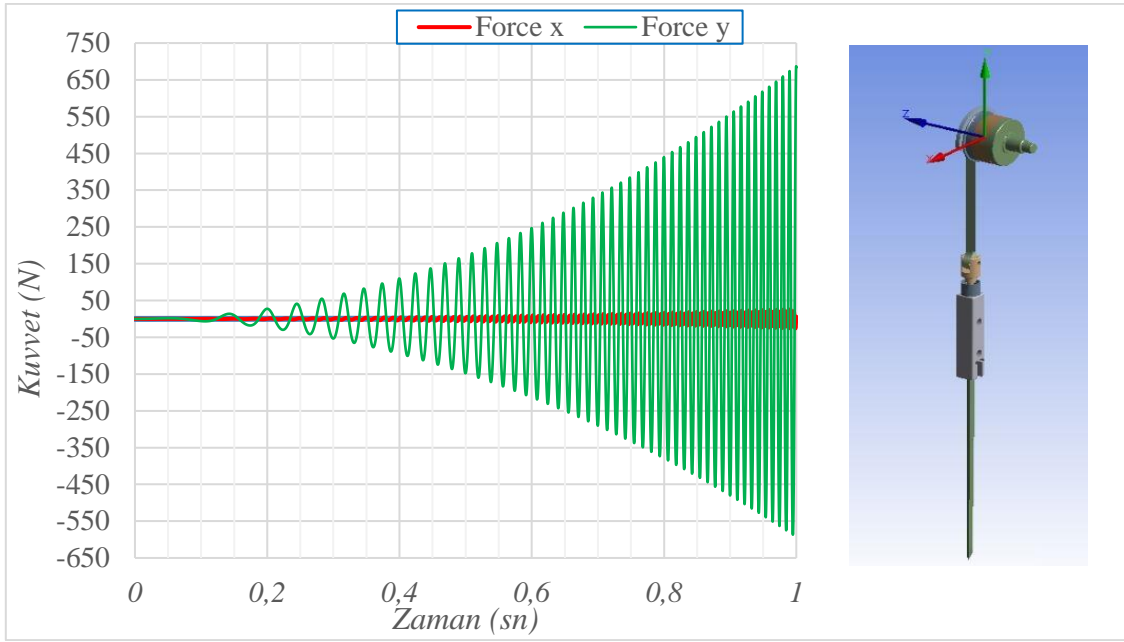
Biyel kol kütlesi hesaplanırken kaydırıcı bağlantılarındaki rulmanların kütleleri, biyel kola ilave edilmektedir. Krankın kütlesi hesaplanırken biyel kol bağlantı pimi kütlesi, iç rulman grubu kütlesi kranka ilave edilmektedir. Biyel kütlesi, m_b , biyel ile krank bağlantı noktasının biyel ağırlık merkezine mesafesi, d , biyel ile kaydırıcı bağlantı noktasının biyel ağırlık merkezine olan mesafesi, e , krank kütlesi, m_c , krank ağırlık merkezinin dönme eksenine olan mesafesi, c , ileri-geri hareket eden öğelerin toplam kütlesi, m_k olarak Tablo 1'de belirtilmiştir.

Tablo 1. Elde edilen değerler (Obtained values)

m_b (g)	24,84
d (mm)	73,44
e (mm)	59,06
m_c (g)	453,63
c (mm)	1,71
m_k (g)	143,97

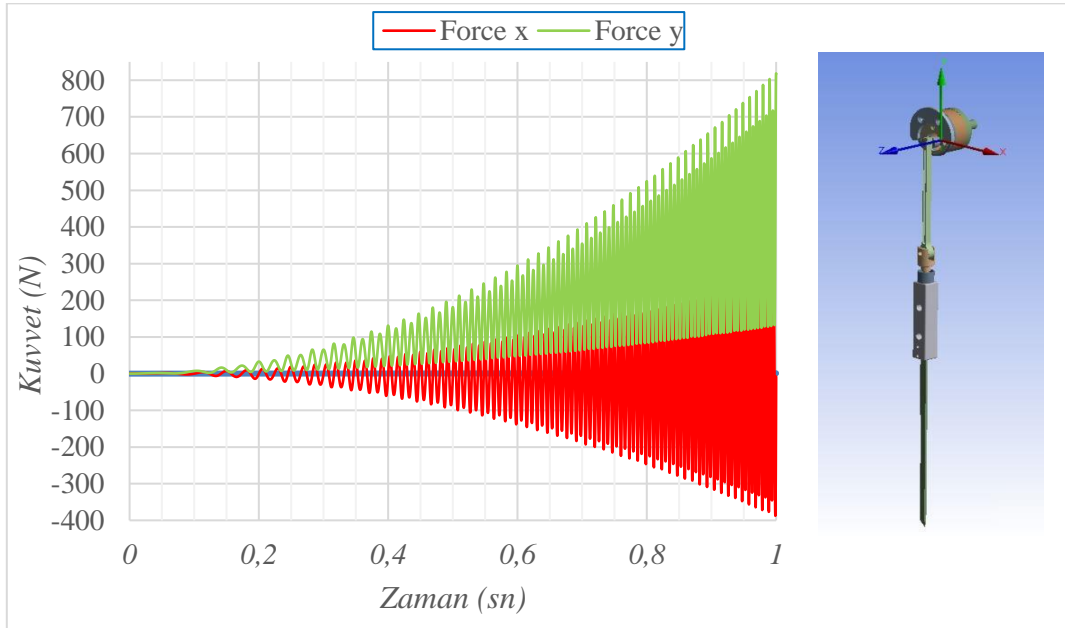
Kesici mekanizmada kritik rulmanlar için Ansys analiz programı ile sarsma kuvvetleri analizleri gerçekleştirilmiştir. Analiz, gerçek çalışma şartlarına uygunluğu açısından, mekanizmanın 1 saniye içerisinde 0'dan maksimum çalışma hızı olan 6000 d/dk hızına ulaşacak şekilde gerçekleştirilmiştir. Tasarımın dengelenmemiş durumunda elde edilen sonuçlar şekil 5 ve 6 da gösterilmiştir.

Dış rulman grubunda, dengeleme ağırlığı olmadan, x ve y eksenlerinde meydana gelen sarsma kuvvetleri dikkate alındığında Y eksenindeki maksimum sarsma kuvvetleri 695N ve -590N arasındadır (Şekil 5). X eksenindeki maksimum kuvvetlerin ise 26N ve -26N aralığında dalgalandığı görülmektedir. Mekanizmadaki dinamik dengesizlikten kaynaklanan sarsma kuvveti y ekseninde, x eksenine göre daha fazla gerçekleşmiştir. Bu durumdan, mevcut tasarımdaki hareketli kısımların kütle merkezinin y eksenine üzerinde gezdiği anlaşılmaktadır.



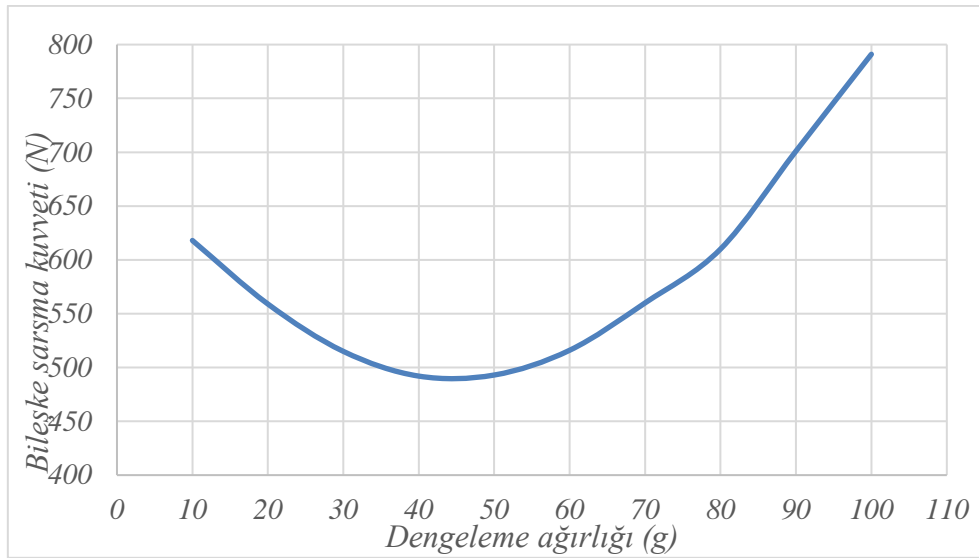
Şekil 5. Dış rulman grubu sarsma kuvvetleri-dengelenmemiş sistem (External bearing group shaking forces - unbalanced system)

Biyel kolun kranka bağlandığı iç rulman grubunda, dengeleme ağırlığı olmadan, x ve y eksenlerinde meydana gelen sarsma kuvvetleri Şekil 6'da gösterilmektedir. Y ekseninde 820N ile 130N aralığında gerçekleşen sarsma kuvvetleri, x ekseninde 290N ile -390N aralığında gerçekleşmiştir. Kuvvetlerin negatif ve pozitif değerleri, referans alınan koordinat sistemine göre kuvvet yönlerini ifade etmektedir. Z ekseninde meydana gelen kuvvetler, çok küçük ve titreşim üzerindeki etkisi de az olduğundan, ihmal edilmiştir.



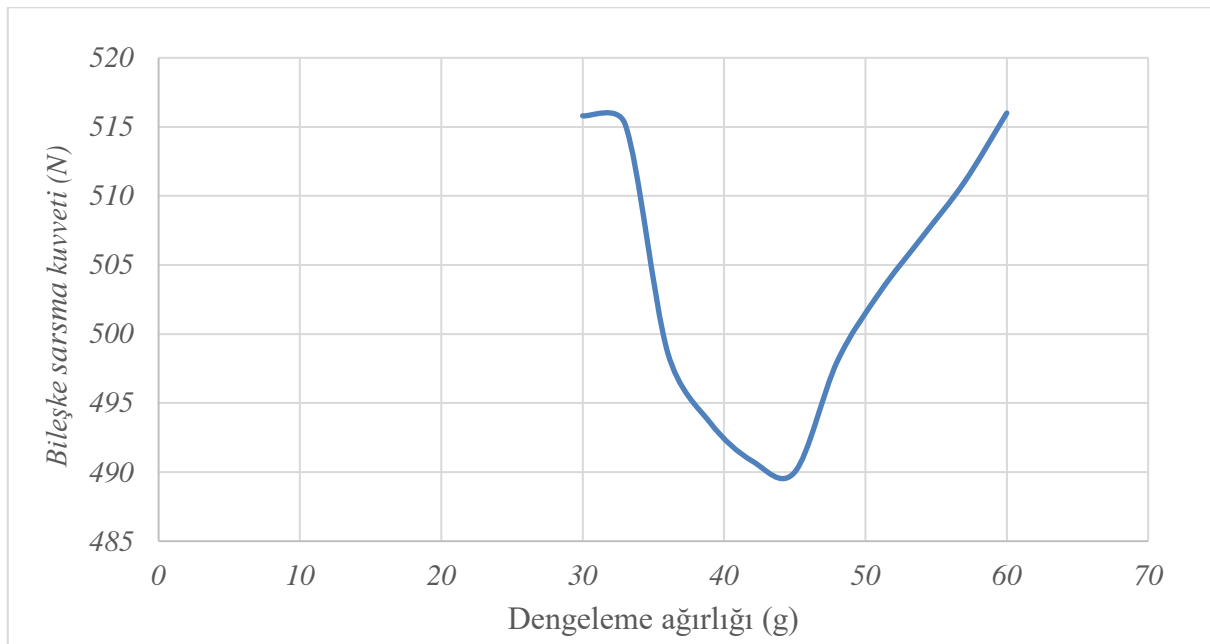
Şekil 6. İç rulman grubu sarsma kuvvetleri-dengelenmemiş sistem (Inner bearing group shaking forces - unbalanced system)

Dinamik dengeleme yapılırken, krank hareket grubunun en dışında bulunan dış rulman grubundaki sarsma kuvvetlerinin değişimi dikkate alınmış ve buradaki kuvvetlerin azaltılması amaçlanmıştır. Analizin hızlı ve anlaşılır olması amacıyla, karşı ağırlık için 10 g ile 100 g aralığında 10 farklı değer için dengeleme analizi gerçekleştirilmiş ve dış rulman grubundaki bileşke sarsma kuvvetinin değişimi incelenmiştir. Bileşke sarsma kuvvetinin düşük olduğu aralık 30 g ile 60 g olarak bulunmuştur (Şekil 7). Bu aralık için dengeleme ağırlığı, önceki analize göre daha küçük değerlerde artırılarak yeni bir analiz gerçekleştirilmiştir.



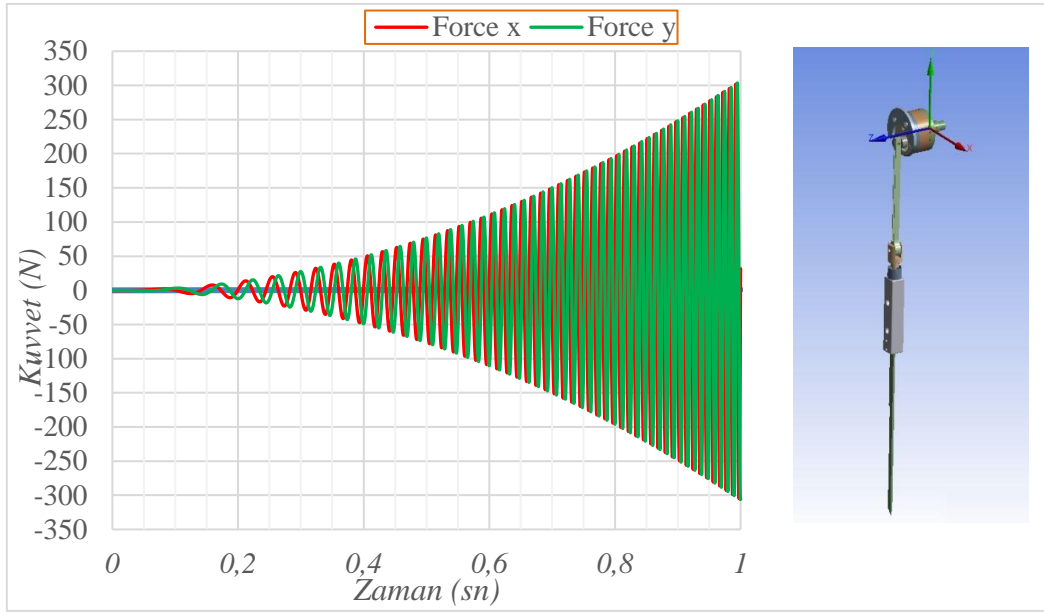
Şekil 7. Dış rulman grubunun değişen dengeleme ağırlıklarına göre bileşke sarsma kuvveti (Resultant shaking force according to changing balancing weights of the outer bearing group)

Dengeleme ağırlığı optimum değerine yaklaştıkça bileşke sarsma kuvveti 515N'den 490N'a kadar düşmektedir (Şekil 8). Dinamik dengelemenin sağlandığı dengeleme ağırlığı 42 g'a denk gelmektedir. $r' = 12,7mm$ olacak şekilde dengeleme ağırlığı konumlandırılmıştır ve mekanizma için optimum denge konumu olmaktadır. Kesici mekanizmanın dengelenmesinin ardından yapılan dinamik analizlerle elde edilen grafikler şekil 9, 10 ve 11'de gösterilmiştir.



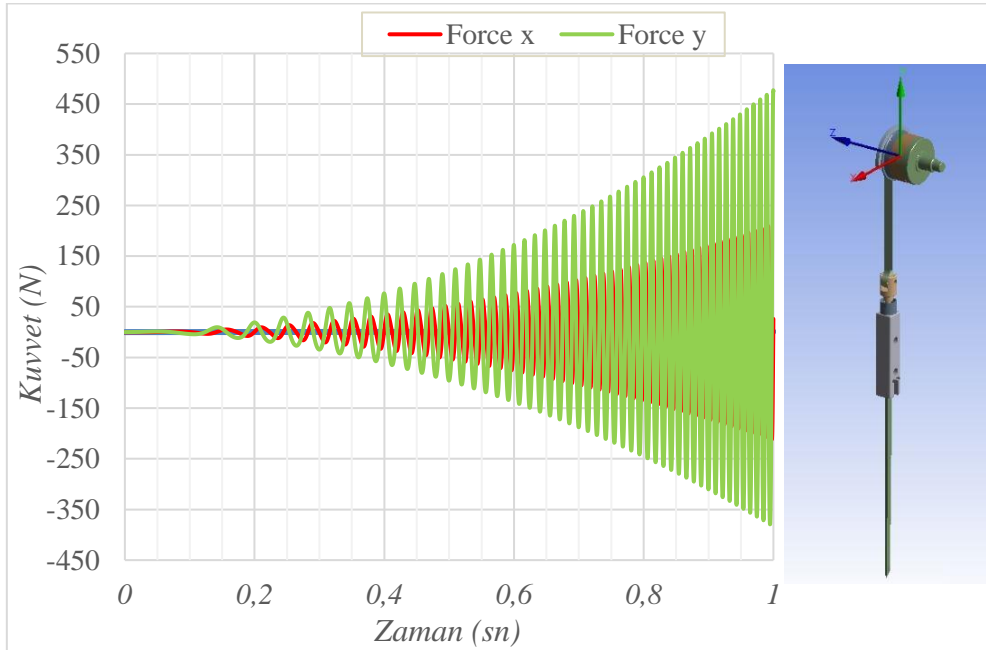
Şekil 8. Dış rulman grubunun küçültülerek değişen dengeleme ağırlıklarına göre bileşke sarsma kuvveti (Resultant shaking force according to balancing weights changing by reducing the size of the outer bearing group)

Tahrik rulman grubunda meydana gelen tepki kuvvetleri detaylı incelendiğinde motor bağlantısının yapıldığı bölümde eksantriklik olmadığından +300N ve -300N arasında dalgalanma olmaktadır (Şekil 9). Dolayısıyla mekanizmadaki dengesizlikten minimum seviyede etkilenmektedir.



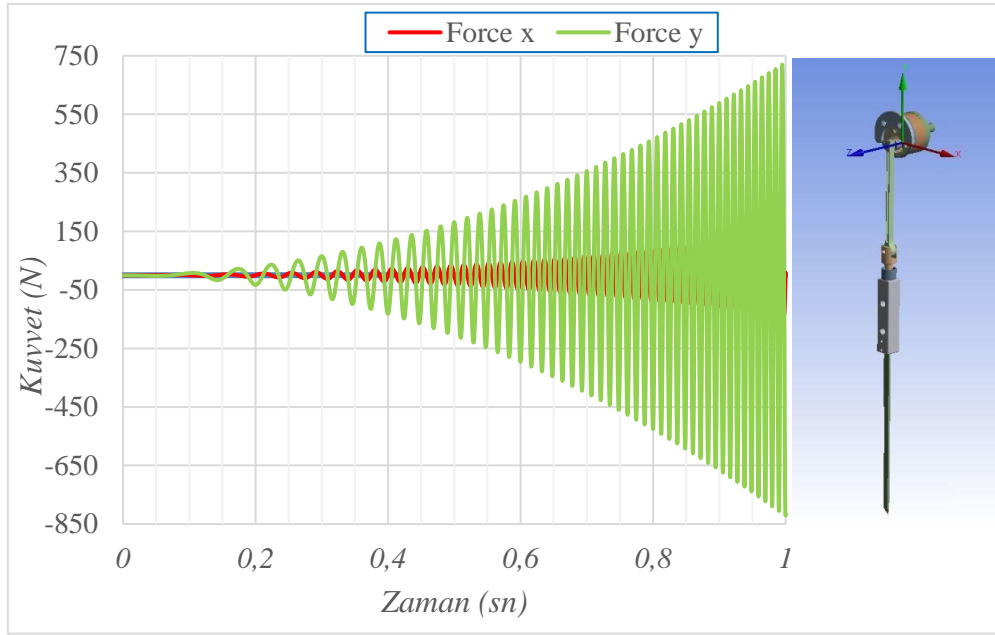
Şekil 9. Tahrik rulman grubu sarsma kuvvetleri-dengelenmiş sistem (Drive bearing group shaking forces-balanced system)

Dengelenmiş mekanizmanın dış rulman grubu sarsma kuvvetleri Şekil 10'da ifade edilmiştir. Y ekseninde 480N ile -380N aralığında dalgalanmaktadır. Şekil 5'teki dengelenmemiş sarsma kuvvetleri ile karşılaştırıldığında (695N ve -590N) hem kuvvetleri hem de dalgalanma aralığı, dengeleme ağırlığı ile azalmaktadır. X eksenine sarsma kuvveti 210N ile -210N aralığındadır. Şekil 5'teki dengelenmemiş duruma göre ise (26N ve -26N) artış olmuştur. Bunun nedeninin, dengeleme ağırlığının eklenmesiyle mekanizmanın kütle merkezinin değişerek y eksenindeki azalan sarsma kuvvetinin x eksenine dağılımı olduğu düşünülmektedir.



Şekil 10. Dış rulman grubu sarsma kuvvetleri-dengelenmiş sistem (External bearing group shaking forces-balanced system)

Şekil 11'deki grafikte görülen, dengelenmiş mekanizma iç rulman sarsma kuvvetleridir ve y ekseninde 720N ile -820N aralığında, x ekseninde 130N ile -130N aralığındadır. Şekil 6'daki grafikte karşılaştırıldığında y eksenindeki dalgalanma aralığının arttığı, x ekseninde ise hem aralığın hem de kuvvetlerin azaldığı görülmüştür.



Şekil 11. İç rulman grubu sarsma kuvvetleri-dengelenmiş sistem (Internal bearing group shaking forces-balanced system)

3.2. Biyel Kol için Yapısal Analiz (Structural Analysis of Connecting Rod)

Kesme mekanizmasının önemli parçasından biri olan biyel kol hem dönme hareketine hem ileri-geri harekete katılmaktadır. Dolayısıyla bu parçanın tasarımı ve üzerindeki gerilmeler, sistemin uzun ömürlü olması için kritiktir.

Tablo 2. DIN 40CrMnNiMo8-6-4 için mekanik özellikler (Mechanical properties for DIN 40CrMnNiMo8-6-4)

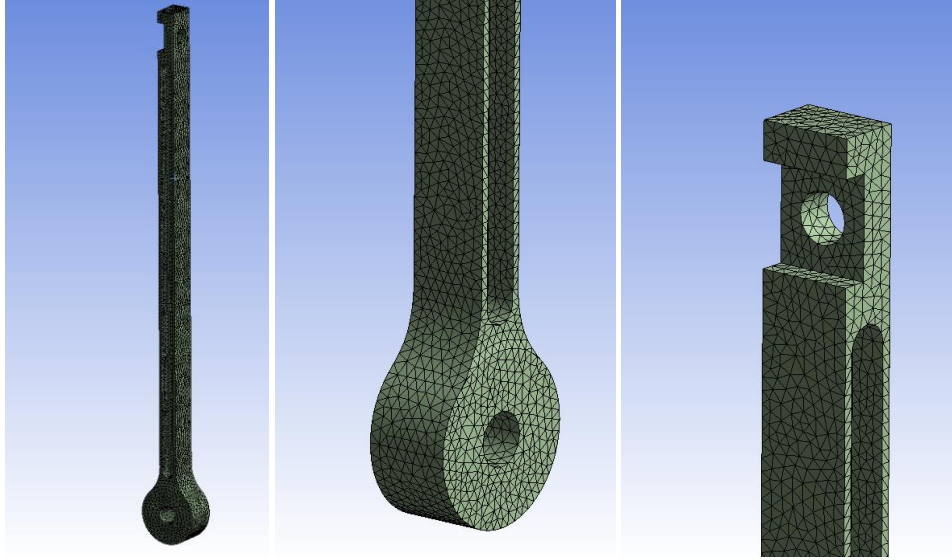
Akma Mukavemeti (Mpa)	980
Gerilme Mulavemeti (Mpa)	1100
Yoğunluk (g/cm^3)	7,8
Elastisite Modülü (kN/mm^2)	205

Biyel kolun SolidWorks 3D CAD modeli Şekil 12'de gösterilmiştir. Malzeme olarak işlenebilirliği, homojen yapısı ve tüm kesit boyunca aynı sertlik özelliklerine sahip olabilmesi dolayısıyla DIN 40CrMnNiMo8-6-4 takım çeliği kullanılmıştır.



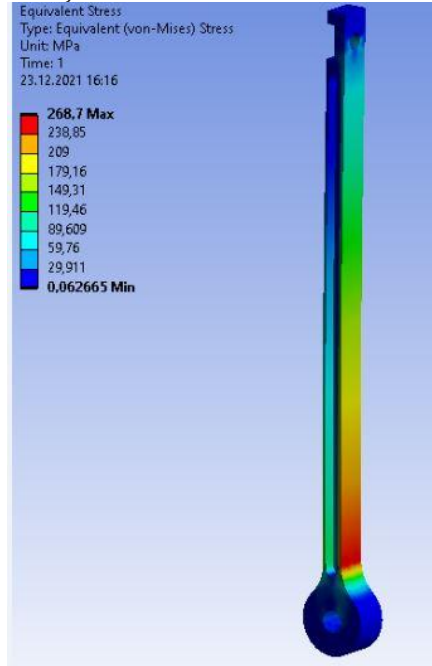
Şekil 12. Biyel kol SolidWorks CAD modeli (Connecting rod SolidWorks CAD model)

Şekil 13, analize hazırlanan model ve mesh yapısını göstermektedir. Analiz kolaylığı açısından model üzerinde bazı sadeleştirmeler yapılmış, delik ve pah gibi unsurlar giderilerek mesh ağ yapısı oluşturulmuş ardından analiz gerçekleştirilmiştir.



Şekil 13. Biyel kol mesh yapısı (Connecting rod mesh structure)

Ansys programındaki mesh kontrol metotlarından skewness metoduna göre average değeri 0.5 in altında olduğundan mesh kalitesi yeterli bulunmuştur.

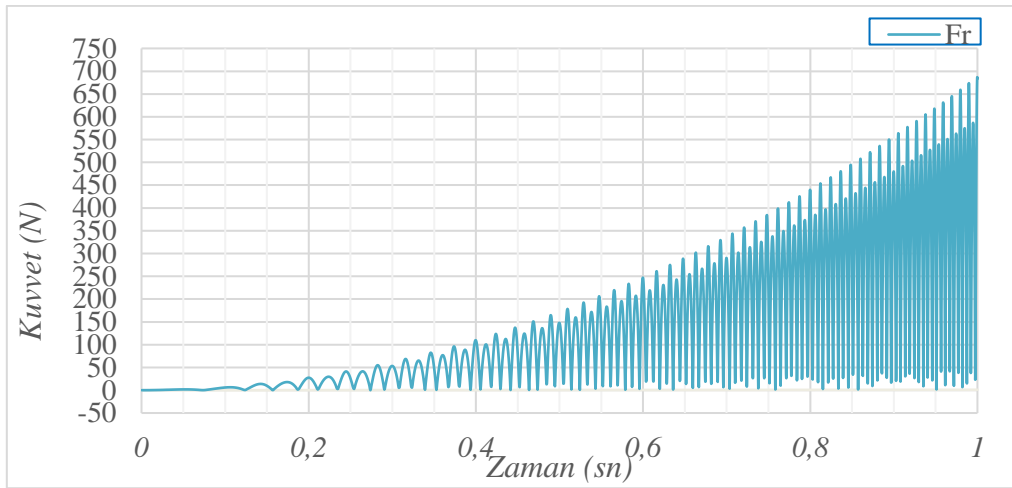


Şekil 14. Biyel kol eşdeğer gerilmeler (Connecting rod equivalent stresses)

Analiz sonucuna göre max. eşdeğer gerilme 268,7 Mpa olarak görülmüştür (Şekil 14). Bu değer, malzemenin mekanik özellikleri ile karşılaştırıldığında (Tablo 2), akma değerinin altındadır. Dolayısıyla tasarım olarak uygunluğu doğrulanmıştır.

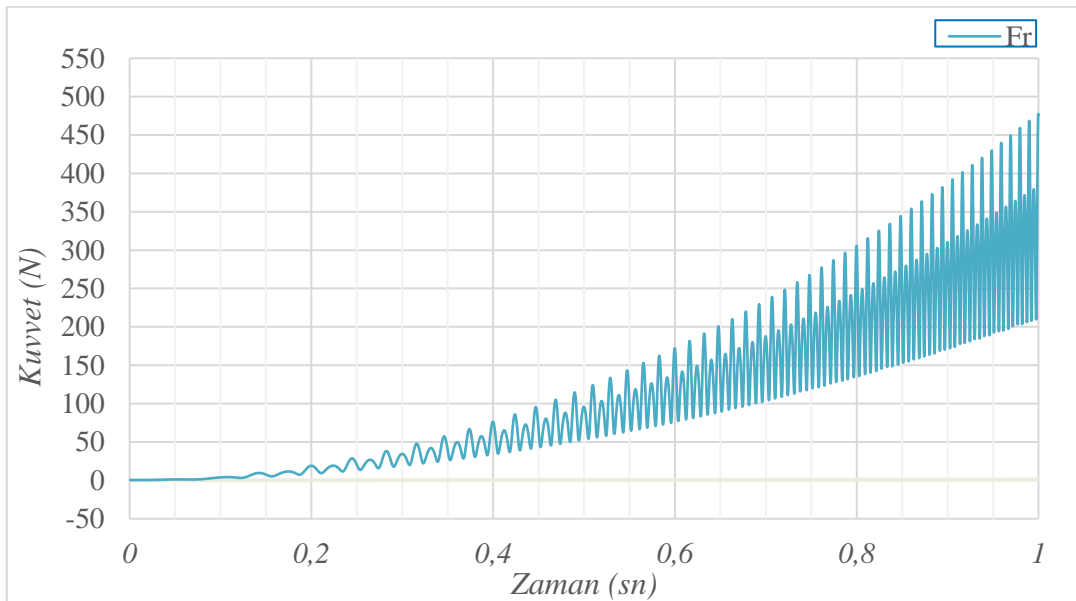
3.3. Titreşimlerin Azaltılması (Reducing Vibrations)

CNC kesicinin ana hareket sisteminin 6000 d/dk hızında çalışması sırasındaki titreşimin azaltılması için dinamik dengeleme ve optimizasyonu çalışmasında Ansys programı kullanılmıştır. Kesici mekanizmasının bilgisayar ortamında yapılan dinamik analizleriyle kritik bölgedeki rulmanlarda oluşan sarsma kuvvetleri analiz edilmiştir. Dengelenmemiş mekanizmanın dış rulman grubundaki radyal kuvvet (F_r) grafiğidir ve max. 700 N seviyesinde gerçekleşip ve 0 ile 700 N aralığında değişmektedir (Şekil 15).



Şekil 15. Dış rulman grubu bileşke sarsma kuvveti grafiği-dengelenmemiş sistem (Resultant shaking force graph of outer bearing group - unbalanced system)

Dinamik dengesi sağlanmış mekanizmanın dış rulman grubu radyal kuvvet de Şekil 16'da elde edilmiştir. Radyal kuvvet, dengelemenin ardından max. 480 N düzeyine kadar gerilemiş ve 210 N ile 480 N aralığında değişkenlik göstermiştir.



Şekil 16. Dış rulman grubu bileşke sarsma kuvveti grafiği-dengelenmiş sistem (Outer bearing group resultant shaking force chart - balanced system)

Bu iki grafik karşılaştırıldığında dengelemeden sonra dış rulman grubu max. bileşke sarsma kuvvetinde %31,4 ve dalgalanma aralığında %38,5 düşüş gerçekleşmiştir. Krank mekanizmalarının tam olarak dengelenemediği, kısmen bir dinamik dengenin sağlanabildiği görülmüştür ve bu beklenen bir sonuçtur (Zotov vd, 2020; Li vd, 2019). Dönen kütlelerin dengelenmesinde karşı ağırlık kullanılmaktadır (Groza, 2006; Pishvaye, 2009; Li, 2009). Karşı kütlelerin ağırlığı ve konumlandığı mesafe, krank-biyel bağlantı noktasına indirgenen toplam dönen kütleyle dinamik olarak eşit olduğunda dengeleme sağlanmaktadır (Uicker vd, 2017). Dolayısıyla bulgular, literatürdeki çalışmalarla örtüşmektedir.

Bununla birlikte mekanizma tasarımında rulmanların seçimi kritik öneme sahiptir. Rulman seçiminde aksel ve radyal yükler dikkate alınmaktadır (Kaçal vd, 2003). Analiz sonucu elde edilen F_r değeri, tasarımda doğru, uzun ömürlü ve çalışma süresinin daha doğru hesaplanabildiği bir rulman seçimine imkan sağlamaktadır.

3.4. Deneysel Kurulum (Experimental Setup)

Dengeli kesim mekanizması CNC Kesici ile uyumlu olacak şekilde tasarlanmış olup, montajı yapılan kesim mekanizmasının ana parçaları aşağıdaki gibidir. Şekil 17'de sırasıyla kesici mekanizma kızıağı, krank dış yatağı ve krank mili, biyel kolu tertibatı ve balans ağırlığı.



Şekil 17. Kesici mekanizma parçaları (Cutter mechanism parts)

Titreşim ölçer, kesici mekanizmanın dönen kısmının en dıştaki yatağı olan krank dış yatağına, ölçüm X eksenini yönünde alınacak şekilde takılmıştır. Mekanizmanın X-Y eksenleri Şekil 18'de gösterilmiştir.

Kesici mekanizmanın tasarımından sonra kinematiği, sarsma kuvvetleri, dengeleme ve doğal frekans analizleri yapılmıştır. Daha sonra deney düzeneği kurularak titreşim ölçümü yapılmıştır. Bulgular, dengeli ve dengesiz durumlar açısından analiz edilmiştir. Elde edilen sonuçlar, mekanizmanın dengelenmesinin titreşimin azaltılmasında belirleyici olduğunu göstermiştir. Deneysel çalışmada elde edilen titreşim verileri maksimum değerler dikkate alınarak değerlendirilmiştir.



Şekil 18. Deneysel kurulum ve titreşim ölçümü (Experimental setup and vibration measurement)

4. Değerlendirme ve Öneriler (Evaluation and Suggestions)

Bu çalışmada, maksimum 6000 rpm hızda çalışabilen bir kesme mekanizmasının karşı ağırlık kullanılarak dinamik olarak dengelenmesi incelenmiştir. Böylece dış rulman grubundaki sarsma kuvvetlerinin azaltılması ve titreşim etkilerinin azaltılması hedeflenmiştir. Ansys/Rigit Dynamics modülü ile dinamik analizler yapılmıştır. Karşı ağırlığın dinamik özellikleri, analiz edilen farklı ağırlık değerlerinin titreşim etkileri incelenerek belirlenmiştir. Çalışmanın sonucu, karşı ağırlık kullanımının kısmen dinamik dengeleme sağladığını ve sarsma kuvvetlerini azalttığını göstermektedir. Bulgular literatürdeki çalışmalarla paralellik göstermektedir.

Bu şekilde yapılan dengeleme kütle optimizasyonu, geleneksel hesaplama yöntemlerine kıyasla zamandan, tasarım esnekliğinden, malzemelerden ve test sürelerinden tasarruf sağlamaktadır. İleride yapılacak çalışmalarda bu tasarım ve analizlerin bilgisayarda denenmesi, mekanizmanın üretilmesi ve sahada ölçümlerin alınması ile ürünün ticarileşmesine fayda sağlayacak bir sonuç elde edilecektir.

Analizler kinematik, sarsma kuvvetleri ve dengeleme optimizasyonu sırasına göre yapılmıştır. Kesici bıçağın konum, hız ve ivme değerleri kinematik analiz ile elde edilmiştir. Bıçak konumu, krank yarıçapının iki katı olacak şekilde gerçekleştirilmiş ve 20 mm'lik bir strok elde edilmiştir. Maksimum hız 6,5 m/s, maksimum ivme 4500 m/s² olmuştur.

Krank grubu için sallama kuvvetleri analizi yapılmıştır. Dinamik dengeyi sağlayan en uygun karşı ağırlığın 42 g ve dönme merkezine olan mesafesinin 12,7 mm olacağı sonucuna varılmıştır. Daha sonra karşı ağırlıklı ve karşı ağırlıksız analizler yapılmış ve sarsma kuvvetleri incelenmiştir. Dış yatak grubu için elde edilen radyal kuvvetler, dengeleme etkisi ile %31,4 oranında azalmıştır.

Mekanizmanın modal analizi yapılarak, doğal frekansın gerçekleştirilebileceği dönme döngüleri incelenir. Analiz açısından ilk 6 modun incelenmesi yeterli olur. Böylece mekanizma çalışması sırasında hangi devirlerde doğal frekans ile çakışabileceği görülür.

Deney düzeneği ve titreşim ölçümü iki durum için karşılaştırılmıştır: Dengesiz (karşı ağırlıksız) ve Dengeli (karşı ağırlıklı). Ölçüm sonuçlarını karşılaştırmak için 5000 rpm hızda çalışarak inceleme yapılmıştır. Ölçüm cihazının özelliklerinden dolayı genel makine titreşiminin 'mm/s' cinsinden ölçülmesini sağlamıştır. Ölçüm sonunda balanssız durumda 71 mm/sn olarak elde edilen titreşim değeri dengeli durumda 30 mm/sn olarak bulunmuştur. Bu nedenle dinamik balanslama sonucunda makine titreşimi %57,7 oranında azalmıştır.

Teşekkür (Acknowledgement)

Bu çalışmanın yapılması sırasındaki desteğinden dolayı Serkon Makina Sanayi ve Ticaret Anonim Şirketi'ne teşekkür ederiz.

Çıkar Çatışması (Conflict of Interest)

Yazarlar tarafından herhangi bir çıkar çatışması beyan edilmemiştir. No conflict of interest was declared by the authors.

Kaynaklar (References)

- Chaudhary K. and Chaudhary, H. (2014) Optimum Balancing of Slider-crank Mechanism Using Equipomental System of Point-masses, in *2nd International Conference on Innovations in Automation and Mechatronics Engineering*, vol. 14, pp. 35– 42, doi: 10.1016/j.protcy.2014.08.006.
- Çetin, M. S. (2011). Bilgisayar destekli bıçaklı bir kesici sistemin çalışma prensibinin analizi, Dokuz Eylül Üniversitesi, İzmir, Türkiye.
- Dang H. M. et al. (2021), Development of a Generalized Mathematical Model for Slider-Crank Mechanism Based on Multiobjective Concurrent Engineering with Application, *Arabian Journal for Science and Engineering*, vol. 46, no. 8, pp. 8037–8053, doi: 10.1007/s13369-021-05627-2.
- Esendemir, Ü. & Karaca, H. (2019). DÜŞÜK HIZLI DARBE YÜKÜNE MARUZ KOMPOZİT PLAKALARA ASİDİK ORTAMIN ETKİSİ, *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi*, 7 (1), 26-33 . DOI: 10.21923/jesd.402295
- Frantz, J. C. Mejia Rincon, L. Simas, H. and Martins, D. (2018) A new methodology for the balancing of mechanisms using the Davies method, in *Mechanisms and Machine Science*, Oct. vol. 54, pp. 203–212, doi: 10.1007/978-3-319-67567-1_19.
- Groza, D. (2016), Balancing of a Slider-Crank Mechanism by Using a Counter Mass and a Progressive Spring with Two Rates, *Applied Mechanics and Materials*, vol. 823, pp. 37–42, doi: 10.4028/www.scientific.net/amm.823.37.
- Groza, D. and Antonya, C. (2015) Dynamically Spring Balanced Slider-Crank Mechanism for Reciprocating Machines, *International Journal of Mechanical Engineering*, vol. 2, no. 6, pp. 22–26, doi: 10.14445/23488360/ijme-v2i6p109.
- Gülaçtı, S. & Durak, E. (2019). Beş Eksenli Köprü Tipi CNC Mermer İşleme Makinesi Tasarımı ve İmalatı, *Mühendislik Bilimleri ve Tasarım Dergisi*, 7 (2), 282-293 . DOI: 10.21923/jesd.458118
- Halicioğlu, R. Dulger, L. C. and Bozdana, A. T. (2016) Structural design and analysis of a servo crank press, *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 19, no. 4, pp. 2060–2072, doi: 10.1016/j.jestch.2016.08.008.
- Iancu, C. (2018) About Animation in Motion Studies in Solidworks, *Fiabilitate Durabilitate*, vol. 1, no. 21, pp. 228–231.
- Kaçal, A. Işık, A. and Erginli, M. (2003) Bilgisayar destekli rulman seçimi, *Dumlupınar Üniversitesi Fen Bilimleri Dergisi*, no. 4, pp. 239–254.
- Li, X. Chen, H. Ye, Z. Guo, H. and Zou, T. (2019). Dynamic balance optimization of the cutting head for flexible materials based on solidworks, *UPB Scientific Bulletin, Series D: Mechanical Engineering*, vol. 81, no. 3, pp. 3–14.
- Nedelcu, D. Gillich, G.-R. Biro, I. Korka, Z.-I. and Gerocs, A. (2019) The study of the punching cards mechanism with SolidWorks Motion, *Analele Universitatii Eftimie Murgu*, vol. 26, no. 1, pp. 181–190.
- Okabe, T. Hamahata, T. Iwabata, T. and Kajiyama, N. (2011) Vibration Reduction for Reciprocating Machine with Single-Slider-Crank Mechanism, in *The Proceedings of Conference of Kyushu Branch*, pp. 99–100.
- Pishvaye Naeeni, I. Keshavarzi, A. and Fattahi, I. (2019) Parametric Study on the Geometric and Kinetic Aspects of the Slider-Crank Mechanism, *Iranian Journal of Science and Technology - Transactions of Mechanical Engineering*, vol. 43, no. 3, pp. 405–417, doi: 10.1007/s40997-018-0214-5.
- Serkon, 2023. Serkon Makina Ürün Broşürleri, www.serkonmakina.com (accessed Oct. 07, 2023).
- Uicker, J. J. Pennock, G. R. and Shigley, J. E. (2017). *Theory of Machines and Mechanisms*, 5th ed. Oxford University Press.
- Vilumsone-Nemes, I. (2018) Automated cutting of textile materials, in *Industrial Cutting of Textile Materials*, 2nd ed., Elsevier Science, pp. 115–150.
- Vilumsone-Nemes, I. (2018) Automation in spreading and cutting, in *Automation in Garment Manufacturing*, Elsevier Ltd, pp. 139–164.
- Yang, C. Hao, Z. and Zheng, G. (2009). Balance Mechanism Design of Single Cylinder Engine Based on Continuous Mass Distribution of Connecting Rod, *Transactions of Tianjin University*, vol. 15, no. 4, pp. 255–259, doi: 10.1007/s12209-009-0045-y.
- Yang, Z. Pan, X. Wang, Y. and Tang, W. (2018) Kinematics and dynamics analysis of the main motion system of reciprocating machine tools, *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, vol. 394, no. 3, doi: 10.1088/1757-899X/394/3/032067.
- Zotov, A. Sviridov, A. and Valeev, A. (2020). Stabilization of the Torque on the Shaft of a Statically Balanced Crank Mechanism, doi: 10.1109/DVM49764.2020.9243882.