T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

8 İNÇ CNC TORNA TAKIM TEZGAHI DÖKÜM GÖVDE GEOMETRİSİ OPTİMİZASYONU

Hazırlayan
Ramazan KARAOĞLAN

Danışman
Doç.Dr. Recep EKİCİ

Yüksek Lisans Tezi

Haziran 2021
KAYSERİ

T.C.
ERCİYES ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ
MAKİNE MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI

8 İNÇ CNC TORNA TAKIM TEZGAHI DÖKÜM GÖVDE GEOMETRİSİ OPTİMİZASYONU

(Yüksek Lisans Tezi)

Hazırlayan
Ramazan KARAOĞLAN

Danışman
Doç.Dr. Recep EKİCİ

Haziran 2021
KAYSERİ

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK

Bu çalışmadaki tüm bilgilerin, akademik ve etik kurallara uygun bir şekilde elde edildiğini beyan ederim. Aynı zamanda bu kural ve davranışların gerektirdiği gibi, bu çalışmanın özünde olmayan tüm materyal ve sonuçları tam olarak aktardığımı ve referans gösterdiğimi belirtirim.

Adı-Soyadı : Ramazan KARAOĞLAN

İmza :

YÖNERGEYE UYGUNLUK

8 inç cnc torna takım tezgahı döküm gövde geometrisi optimizasyonu adlı Yüksek Lisans Erciyes Üniversitesi Lisansüstü Tez Önerisi ve Tez Yazma Yönergesi'ne uygun olarak hazırlanmıştır.

Tezi Hazırlayan	Danışman
Ramazan KARAOĞLAN	Doç. Dr Recep EKİCİ

Makine Mühendisliği Anabilim Dalı Başkanı

Prof. Dr. Veysel ÖZCEYHAN

ÖNSÖZ / TEŞEKKÜR

Çalışmalarım boyunca farklı bakış açıları ve bilimsel katkılarıyla beni aydınlatan, yakın ilgi ve yardımlarını esirgemeyen sayın hocam Doç. Dr Recep EKİCİ'ye, bu tez konusunu çalışmama vesile olan TAKSAN MAKİNA SANAYİ VE TİCARET A.Ş. Dener şirketler grubuna, tecrübe ve bilgilerini her zaman paylaşan Ar Ge direktörü Dr. Kamber SEDEF bey' e teşekkürü bir borç bilirim.

Ayrıca; çalışmalarım süresince sabır göstererek beni daima destekleyen eşime teşekkürlerimi sunarım.

Ramazan KARAOĞLAN

Kayseri, Haziran 2021

8 İNÇ CNC TORNA TAKIM TEZGÂHI DÖKÜM GÖVDE GEOMETRİSİ OPTİMİZASYONU

Ramazan KARAOĞLAN

Erciyes Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü
Yüksek Lisans Tezi, Haziran 2020
Danışman: Doç.Dr Recep EKİCİ

ÖZET

CNC Torna tezgâhları metal işlemede kullanılan en önemli teknolojilerden birisidir. Bu tip hassas işleme tezgâhlarının temel montaj yapısı döküm gövdelerden oluşmaktadır. En büyük ve en önemli gövdesi ise ana gövdedir. CNC torna tezgahı ana gövde üzerine monte edilen iş kafası, çapraz kızak (Taret hareket blokları) ve punta kızağı döküm gövdelerinin birleşiminden oluşmaktadır.

Torna ana gövdesi tezgah gövde bileşenlerinin en ağırı ve en karmaşık yapıda olanıdır. Gövde döküm malzemesinde genel olarak GG30, GG25 gibi dökme demirler kullanılmaktadır. Ana gövde geometrisinin karmaşık yapısı ve büyüklüğü döküm kalıbını doğrudan etkilemektedir. Ana gövdenin dökümü için büyük ve çok maçalı döküm kalıbı oluşturulmaktadır. Bu ve benzeri yapılarım döküm maliyeti oldukça yüksek olup, döküm hata oranları yüksektir.

Yapılan tez çalışmasında mevcut torna ana gövde tasarımı katı modelleme programı ile oluşturuldu ve sonlu elemanlar yöntemi ile analizi gerçekleştirildi. Ortaya çıkan analiz sonuçları optimizasyon çalışmalarının analizi için referans değer olarak alındı. Ana gövdenin geometrisinin optimize hali döküm kriterleri, döküm maliyeti, ana gövde üzerine düşecek talaş ve soğutma sıvılarının tahliyesi gibi konular göz önünde bulundurularak tasarlandı. Tasarlanan yeni gövdenin analizi mevcut tasarım analizi değerleri bire bir alınarak çözüldü. Elde edilen sonuç ile mevcut analiz sonuncu karşılaştırılarak tasarım doğrulandı. Optimize gövdenin analiz sonucunu daha da iyileştirmek için son tasarım küçük bir ayrıntı ile revize edildi. Torna ana gövde geometrisinin sadeleşmesi ile döküm kolaylığı kazandırılmış, döküm hatası aza indirilmiş ve döküm maliyeti düşürülmüştür. Bu çalışma gövde ağırlığını da düşüreceği için lojistik maliyetlerini de olumlu yönde etkileyecektir.

Anahtar Kelimeler: CNC torna ana gövde; sonlu elemanlar; optimizasyon.

8 INCH CNC LATHE TOOL MACHINE CAST BODY GEOMETRY OPTIMIZATION

Ramazan KARAOĞLAN

Erciyes University, Graduate School of Natural and Applied Sciences
M.Sc. Thesis, June 2021
Supervisor: Assoc. Prof. Recep EKİCİ

ABSTRACT

CNC turning machines are the one of the most significant technologies in metalworking. The fundamental assembling structure of these type of machines consist of cast bodies that include the main body as the biggest and the most important part. The CNC lathe is a combination of cross slide (Turret movement blocks), tailstock cast bodies and the work head where located on the main body.

The main body of the lathe is the heaviest and the most complex part of the machine body components. Cast irons such as GG30, GG25 are generally used in body casting material. The complex structure and size of the main body geometry directly affects the casting mold. A large and multi-core casting mold is formed and shaped for the main body casting. The casting cost of this and similar structures is quite high, and the casting error rates are high.

In the thesis study, the existing lathe main body design was created with the solid modeling program and analyzed with the finite element method. The resulting analysis results were taken as the reference point for the analysis of optimization studies. The optimization of the geometry of the main body has been designed by considering casting criteria, casting cost, chips that fall on the main body and the evacuation of the cooling fluids. The analysis of the new designed body was solved by taking the existing design analysis values as a reference. The new design was verified by comparing the obtained result with the previous analysis. The final design has been revised with little detail to further improve the analysis result of the optimized body. The simplification of the lathe main body provides an ease in casting, a decrease in casting errors and a reduction in casting costs. This study will also reduce the logistics costs due to minimizing the body weight.

Keywords: CNC lathe main body, finite element modelling, optimization

İÇİNDEKİLER

8 İNÇ CNC TORNA TAKIM TEZGÂHI DÖKÜM GÖVDE GEOMETRİSİ OPTİMİZASYONU

BİLİMSEL ETİĞE UYGUNLUK ii
YÖNERGEYE UYGUNLUK iii
ONAY iv
ÖNSÖZ / TEŞEKKÜR v
ÖZET vi
ABSTRACT vii
İÇİNDEKİLER viii
TABLOLAR LİSTESİ x
ŞEKİLLER LİSTESİ xi
GİRİŞ 1

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Temel Kavramlar 2
1.1.1. Gri Dökme Demir Ve Mekanik Özellikleri 2
1.1.2. Döküm Tekniği 3
1.1.3. Döküm Ve Kalıplama Yöntemleri 4
1.1.4. Kalıplama Yöntemleri 5
1.1.4.1. Kum kalıba döküm 5
1.1.4.2. Kum Dökümde Kalıplama Yöntemleri 6
1.1.5. Döküm Hataları 8
1.1.6. CNC Torna Tezgahı ve Kısımları 9
1.1.6.1. Ana Gövde 11
1.1.7. Torna Gövdesine Etkiyen Yükler 11
1.2. Literatür Araştırması 14

2. BÖLÜM
YÖNTEM VE MATERYALLER

2.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi 18
2.2. Optimizasyon 21
2.2.1. Yapısal Optimizasyon 21
2.2.3. Şekil optimizasyonu 23
2.2.4. Topoloji Optimizasyonu 24
2.3. Model 1: Torna Ana Gövdesi Tasarımı 24
2.4. Torna Ana Gövdesi Statik Analizi Sınır Şartları ve Yükleme Koşulları 26

3.BÖLÜM
BULGULAR

3.1. Model 1 Ana Gövde Tasarımı Statik Analizi 29
3.2. Model 2: Model 1 Tasarımının Optimizasyonu 33
3.3. Model 2 Optimize Ana Gövde Tasarımı Statik Analizi 34
3.4. Model 3 Optimize Ana Gövde Tasarımının İyileştirmesi 37
3.5. Model 3 Tasarımının Statik Analizi 37
3.6. Model 1, Model 2 ve Model 3 için Modal Analiz 40
3.7. Analiz sonuçaları karşılaştırması 42

4. BÖLÜM
SONUÇLAR VE ÖNERİLER

4.1. Sonuçlar 40
4.2. Öneriler 41
KAYNAKÇA 42
ÖZGEÇMİŞ 45

TABLOLAR LİSTESİ

Tablo 1.1. Döküm parçalarında dış hataların gruplandırılması 9
Tablo 1.2. Döküm parçalarında iç hataları gruplandırılması 9
Tablo 3.1. Model 1 E total gerilim E11 E22 E33 32
Tablo 3.2. Model 3 total gerilim E11 E22 E33 36
Tablo 3.3. Model 3 total gerilim E11 E22 E33 39
Tablo 3.4. Model 1 doğal frekansı 40
Tablo 3.5. Model 2 doğal frekansı 41
Tablo 3.6. Tasarım sonucu karşılaşırma 42

ŞEKİLLER LİSTESİ

Şekil 1.1. Yaş kum kalıba döküm yöntemi 6
Şekil 1.2. Torna ana gövdesi kalıp maçaları 7
Şekil 1.3. CNC torna kısımları 10
Şekil 1.4. Eğik ve paralel banko CNC ana gövde 11
Şekil 1.5. Torna kesme kuvvetleri 12
Şekil 1.6. Çapraz kızak tepki kuvvetlerinin gösterimi 13
Şekil 1.7. Headstock (İş kafası) ve tailstock (Punta grubu) kuvvet ve moment reaksiyonları belirlemek için bir diyagram. 13
Şekil 1.8. Ana gövde de hareket eden toplam kuvvetler 14
Şekil 2.1. (a) Alan değişkeninin Φ(x, y) genel iki boyutlu bir alanı. (b) Etki alanında tanımlanan üç düğümlü sonlu eleman. (c) Alanın kısmi sonlu elemanlar ağını gösteren ek elemanlar. 19
Şekil 2.2. Optimizasyon teknikleri arasındaki farklar (a) tasarım (b) şekil (c) topoloji 22
Şekil 2.3. Boyutlandırma optimizasyonu 23
Şekil 2.4. Şekil optimizasyonu 24
Şekil 2.5. Topoloji optimizasyonu 24
Şekil 2.6. Ana gövde yapısı 25
Şekil 2.7. Ana gövde feder yapısı 25
Şekil 2.8. Ana gövde kesiti 26
Şekil 2.9. Torna ana gövdesi ve bileşenleri 27
Şekil 2.10. Sabit gövdelerin referans noktaları 28
Şekil 3.1. Model 1 ana gövde ve montaj bileşenleri ilişkisi 29
Şekil 3.2. Model 1 ana gövde von mises gerilmesi 30
Şekil 3.3. Model 1 ana gövde ayak bağlama bölgesi 30
Şekil 3.4. Model 1 ana gövde maksimum deformasyon 31
Şekil 3.5. Optimize edilmiş tasarım Model 2 33
Şekil 3.6. Model 1 ve Model 2 kıyaslaması 33
Şekil 3.7. Model 2 Opimizasyonunda konveyör detayı 34
Şekil 3.8. Model 2: Optimize ana gövde von mises gerilmesi 34
Şekil 3.9. Model 2 Maksimum von mises gerilmesi bölgesi 35
Şekil 3.10. Model 2 Optimize tasarım maksimum deformasyon 35

Şekil 3.11. Model 3 optimize tasarım iyileştirmesi 37
Şekil 3.12. Model 3 tasarımı von mises gerilmesi 38
Şekil 3.13. Model 3 tasarımı maksimum deformasyon 38

GİRİŞ

Makine tasarım ve imalat endüstrisinde, diğer tüm makine ve araçların parçalarının yapılmasında takım tezgahları kullanılmaktadır. Takım tezgahlarının mekanik ve tüm sistem yapıları, diğer bir çok makineye kıyasla daha karmaşıktır. Takım tezgahları, makine endüstrisinden başka, taş mermer ya da ağaç-mobilya endüstri sahasındaki ağır çalışma ortamlarında kullanılmaktadır. Takım tezgâhlarının tasarım ve imalatını doğrudan ve dolaylı olarak etkileyen birçok faktörün bulunduğu bilinmektedir.

Takım tezgâhlarının en kritik bileşeni ana gövdeleridir. Ana gövde sistem bileşenlerinin tamamını üzerinde taşıdığı için oldukça rijit ve titreşim sönümlemeye uygun şekilde tasarlanmalıdır. Bu yüzden genel olarak takım tezgâhlarının ana gövdeleri büyük ve karmaşık iç kaburgalara sahiptir. Takım tezgahlarında ana gövde ve üst bileşenlerinin istenilen mekanik özelliklere sahip olabilmesi için gövdeler döküm yöntemi ile elde edilir. Genellikle döküm malzemesi olarak GG30 ve GG25 dökme demirler tercih edilir ve kum kalıp ile imalatı yapılır.

Yapılan çalışmada 8 inç CNC torna tezgahı ana gövdesi ele alınmıştır. Ana gövdenin kaburgalı yapısının fazla olması, döküm kalıbının çok maçalı olmasını gerektirmektedir. Böyle bir yapı hem döküm maliyetini hem de döküm hatalarını artırmaktadır. Maliyet, üretim zorluğu, ağırlık gibi mühendislik problemlerinin çözümü, tasarımı optimize etmekten geçer. Optimizasyon ile ilgili literatür tarandığında tasarımların sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak yapısal,şekil veya topoloji optimizasyonu yapıldığı görülmektedir.

Bu çalışmada ana gövde tasarımında sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak ana gövde geometrisi optimize edilmektedir. Bu tasarım değişikliği döküm kalıbının yapısını ve maliyetini doğrudan etkileyecektir. Ana gövde ağırlığı tasarım optimizasyonu ile biraz daha hafifleyecek ve totaldeki imalat ve lojistik maliyetlerini olumlu yönde değiştirecektir.

1. BÖLÜM

GENEL BİLGİLER ve LİTERATÜR ÇALIŞMASI

1.1. Temel Kavramlar

1.1.1. Gri Dökme Demir Ve Mekanik Özellikleri

Katılaştıktan sonra bileşimindeki karbonun büyük bir kısmı serbest grafit yaprakları (lamel-pul) hâlinde bulunan bir dökme demir çeşididir. Kırıldığı zaman yüzeyi isli gri görünüşlüdür. Grafitten dolayı rengi esmer olan bu dökme demire lamel grafitli dökme demir veya gri dökme demir denir.

Gri dökme demirin bileşiminde karbon, silisyum, manganez, fosfor ve kükürt bulunduğu belirtilmiştir. Gri dökme demirin bileşiminde bulunan bu elementler, dökme demir çeşitlerinin hemen tamamında bulunur. Bu elementler gri dökme demirin yapısına da çok etki eder. Gri dökme demirin kullanılma sahası, dökümü yapılan diğer metal ve alaşımlardan daha geniştir. İnce şekillerdeki parçaların dökümlerine elverişlidir. Mekanik dayanımı iyi olan gri dökme demirin dökülerek şekillendirilmesi de ucuzdur. İşlenmesi kolaydır. Bu nedenle otomotiv sanayinde, fırın ve ocak parçalarında, radyatörlerde ve makine gövdelerinde ve pek çok sanayi kolunda rahatlıkla kullanılır.

Sertlik, gri dökme demirin kimyasal bileşimine bağlıdır. Soğumanın hızlı olduğu zamanlarda gri dökme demirin sertliği artar. Soğumanın hızlı veya yavaş olması döküm parçasının kesit kalınlıklarına bağlıdır. Kesit kalınlıkların incelenmesine göre gri dökme demirin sertliğini pratik olarak kontrol etmek kolaydır. Normal gri dökme demirin sertliği 120—200 Brinell, alaşımlı gri dökme demirin sertliği ise 600 Brinell kadar olur.

Makine parçalarının özel gri dökme demir parçaların çekme dayanımları 18—24 kg/mm2 dir. Normal gri dökme demirin çekme dayanımı ise 20—24 kg/mm2 dir. Gri dökme demir yoğunluğu 7.1 gr/cm^3 dür.

Sertliğin ve aşınmaya dayanımın fazla olması istenen birçok yerde beyaz dökme demir, gri dökme demire tercih edilir. Gri dökme demirin kullanıldığı yerler ise basıncı yüksek ve aşınmanın fazla olmadığı yerlerdir.

1.1.2. Döküm Tekniği

İlk metal dökümler bakır dökümü için taş ve metal kalıplarda M.Ö.4000-3000 yılları arasında yapıldı. Zaman içinde, her biri kendine özgü özelliklere ve uygulamalara sahip çeşitli döküm işlemleri geliştirilmiştir. Ayrıca Motor blokları, krank milleri, otomotiv bileşenleri ve aktarma organları, tarım ve demiryolu ekipmanı, borular ve sıhhi tesisat parçaları, elektrikli alet muhafazaları, silah namluları, kızartma tavaları, mücevherler, ortopedik implantlar ve hidrolik türbinler gibi özel tasarım gereksinimlerini karşılamak için döküm proseslerideGeliştirilmiştir.

Döküm endüstrisi üzerinde iki trendin büyük etkisi olmuştur. İlki önemli hale getiren döküm sürecinin mekanizasyonu ve otomasyonu ekipman ve işçilik kullanımındaki değişiklikler. Gelişmiş makineler ve otomatik proses kontrol sistemleri, geleneksel döküm yöntemlerinin yerini almıştır. İkincisi boyutsal toleranslara ve yüksek kaliteli dökümlere olan talebin artması olmuştur [1].

Döküm imalat yönteminin diğer yöntemlerden üstünlükleri şu şekilde sıralayabiliriz;

- Küçük parçalardan tonajlı büyük parçalara kadar hemen hemen tüm parçaların döküm teknikleri bulunmaktadır,
- Karmaşık yapılı parçaların ve içi boş parçaların üretimi mümkündür,
- Dökme demir gibi bazı malzemeler sadece döküm yöntemiyle imal edilir,
- Seri üretime uygun ekonomik bir yöntemdir,

Döküm yönteminin zor kısımlarıda şu şekildedir;

- Çok ince kesitler dökümde dolmayabilir,
- Az sayıdaki üretimler için ekonomik değildir,
- Plastik şekil vermeye göre mukavemeti düşüktür.

1.1.3. Döküm Ve Kalıplama Yöntemleri

Döküm uygulamalarının ana sınıflandırmaları, kalıp malzemeleri, kalıp üretimi, kalıplama işlemleri ve kalıbı besleme yöntemleri ile ilgilidir. Ana kategoriler aşağıdaki gibidir:

1. **Harcanabilir kalıplar**, Tipik olarak kum, alçı, seramik ve benzer malzemeler ile özelleklerini iyileşrmek için genellikle çeşitli bağlayıcılar (bağlayıcı maddeler) ile karıştırılırak yapılırlar. Tipik bir kum kalıbı% 90 kum,% 7 kil, ve% 3 sudan oluşur.

   Kalıp bir modelden üretilir; kum gibi bazı kalıplamalarda, kalıp harcanabilir, ancak desen birkaç tane daha üretmek için yeniden kullanılır. Harcanabilir kalıp yönteminde döküm katılaştıktan sonra, dökümü çıkarmak için kalıp kırılır. Bu tür süreçlerde, sarf edilebilir kalıp, kalıcı kalıp olarak adlandırılır.

2. **Kalıcı kalıplar**, mukavemetini yüksek sıcaklıklarda koruyan metallerden yapılır. Adından da anlaşılacağı gibi, defalarca kullanılırlar ve dökümün kolayca çıkarılabileceği ve kalıbın kullanılabileceği şekilde tasarlanmıştır. Metal kalıplar, harcanabilir kalıplardan daha iyi ısı ilettikleri için, döküm parçaları soğukluk oranı daha yüksektir.

3. **Kompozit Kalıplar**, iki veya daha fazla farklı malzemeden (örneğin kum, grafit ve metal) her malzemenin avantajlarını birleştirir Bunlar kalıpların kalıcı ve harcanabilir bir kısmı vardır. Bu döküm işlemleri kalıp mukavemetini iyileştirmek, soğutma oranlarını kontrol etmek ve döküm işleminin genel ekonomisini optimize etmek için tercih edilir [1].

Kalıp Modeli; Kalıplama sırasında dökülecek sıvı metalin doldurulacağı alanı korumak için kullanılırlar. Modeller; Ahşap, polyester, çelik, alüminyum veya seramikten üretilebilir. Üretilecek parçaların birebir aynısı olan modellerin şekil ve ebatları belirlenirken, katılaşma sonrası parçanın çekmesi, işleme payları, imalatı kolaylaştıran eğimler ve maça yuvaları, kalıptan modelin sıyrılma oranı gibi faktörler dikkate alınmalıdır.

Modeller genelde iki veya daha fazla parçadan yapılırlar. Dökülecek metalin çekme payı göz önünde bulundurularak model dökülecek parçadan daha büyük yapılır.

1.1.4. Kalıplama Yöntemleri

Kullanılacak kalıplama işleminin seçimi, üretilecek parça sayısını, hedeflenen üretim hızını, boyut doğruluğunu, yüzey kalitesini özellikleri dikkate alınır. Kalıplama ve döküm işlemleri aşağıdaki şekilde sınıflandırılır.

a) Kum kalıba döküm

b) Kokil kalıba döküm

c) Basınçlı döküm

d) Hassas (Investment) döküm

e) Savurma (Santrifüj) döküm

f) Alçı kalıba döküm

g) Seramik kalıplara döküm

h) Dolu kalıplara döküm [2].

1.1.4.1. Kum kalıba döküm

Geleneksel metal döküm yöntemi kum kalıplarındandır ve binlerce yıldır kullanılmaktadır. Kum döküm hala en yaygın döküm şeklidir; Birleşik Devletlerde tek başına, bu yöntemle her yıl yaklaşık 15 milyon ton metal dökülür. Tipik kum döküm uygulamaları arasında makine tabanları, büyük türbin pervaneleri, pervaneler, sıhhi tesisat armatürleri ve çok çeşitli diğer ürünler ve bileşenler. Temel olarak, kum dökümü (a) bir model yerleştirmek ve kum kalıbı sertleştirmek, (b) bir yolluk sistemi içeren, (c) kalıbın çıkarılması ve kalıp boşluğunun erimiş metal ile doldurulması, (d) metalin katılaşana kadar soğuması, (e) kum kalıbının kırılması ve (f) çıkarılması şeklinde işlem sıralaması yapılır.

Kum: Çoğu kum döküm işleminde kalıp malzemesi olarak silis kumu kullanır. Kum ucuzdur ve yüksek sıcaklık özellikleri ve yüksek erime noktası nedeniyle kalıp malzemesi olarak uygundur.

Doğal olarak bağlı banka kumu ve sentetik göl kumu. Sentetik kum çoğu dökümhane tarafından döküm kalitesi ve hassasiyeti yönünden tercih edilmektedir. Dökümün düzgün ve temiz çıkması için düzgün işlenmiş kum veya temiz kum kullanılır.

İnce, yuvarlak taneli kum seçiminde, kum sıkıştırmasında kum taneleri daha sıkı olur ve böylece pürüzsüz bir kalıp yüzeyi oluşturur. İnce taneli kum küf mukavemetini artırsa da ince taneler kalıp geçirgenliğini de düşürür. İyi kalıp geçirgenliği gazların ve buharın ortaya çıkmasına izin verir [1].

1.1.4.2. Kum Dökümde Kalıplama Yöntemleri

a) Yaş kum kalıplama

b) Kuru kum kalıplama

d) Çukur kalıplama

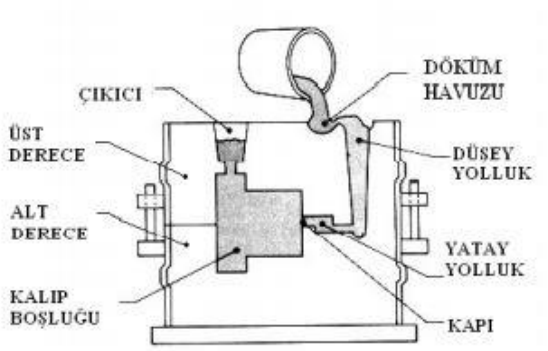
e) CO2 yöntemiyle kalıplama

f) Kabuk kalıplama

g) Çimentolu kalıplama [2].

a) Yaş kum kalıplama yöntemi:

Yaş kum dökümü, dökümhanelerde en yaygın kullanılan döküm yöntemidir. Bu işlemde erimiş metal tekrar kullanılabilir, sıkıştırılmış kum kalıba dökülür ve katılaşana kadar kalıpta tutulur. Sertleştikten sonra kalıp ufalanır ve parça çıkarılır.



Şekil 1.1. Yaş kum kalıba döküm yöntemi

Yaş kum döküm sürecinde kalıplama malzemesi; Kum taneleri, kil, su ve diğer katkı maddelerinin bir karışımıdır. Kum taneleri, kili suyla birleştirerek kumu bir arada tutan bağlayıcı görevi görür. Küçük parçalar için tezgah üzerinde, büyük parçalar için zeminde kum havuzlarında şekillendirme yapılır. Elde edilen parçanın kalitesi, bir dereceye kadar, kalıp yapımcısının becerileriyle belirlenir. Saatte 60'tan fazla kalıp

yapılması gerekiyorsa makine kalıplama kullanılır ve bu durumda süreçler mekanik olarak yürütüldüğünden kalıpçıların tecrübeli olmasına gerek kalmaz. Günümüzde kalıplama çoğunlukla makine ile ve seri olarak yapılmaktadır.

Yaş kum kalıba döküm yönteminin avantaj ve dezavantajları:

- Ekonomik ve yeniden kullanılabilir,
- Uygulama tekniği kolaydır ve otomasyona uygundur,
- Bu yöntem farklı metallerin dökülmesi için uygundur,
- İnce, uzun karmaşık biçimli ve iri parçaların dökümünde kalıp malzemesinin dayanımı yetersiz kalır,
- Kalıp uygulama sırasında bozulabilir,
- Nemli kalıp döküm yüzey hatalarına yol açabilir,
- Geometrik toleranslar çok iyi değildir,
- Dökümde iyi mukavemet sağlaması için kalıp nem oranı kontrol edilmelidir [2].

Resim 1.1'de torna tezgahı ana gövdesinin iç yapılarının kalıp maçaları gösterilmiştir. Yaş kum kalıplama yöntemi ile üretilmiştir. Ana gövde kalıbı içerisinde maça görevi yapacaktır. Döküm gerçekleştikten sonra maçalar bozularak döküm parçası çıkarılacaktır.



Şekil 1.2. Torna ana gövdesi kalıp maçaları

b) Kuru kum kalıplama:

Kuru kum kalıplar da yaş kum kalıplara benzer şekilde hazırlanır ve 150-350 °C arasındaki sıcaklıklarda kurutulur. Bağlayıcı görevi yapan kilin tüm suyunu kaybetmemesi için kurutma işleminde 400 °C sıcaklığın üzerine çıkılmamalıdır. Bu yöntemin avantaj ve dezavantajları aşağıdaki gibi sıralanabilir.

- Yaş kumlara kıyasla dayanıklılık ve korozyona yönünden daha iyidir,
- Yer değiştirme sırasında kırılma riski yaş kum kalıplarına göre daha azdır
- Nem miktarının kontrolü kritik değildir,
- Dökümde daha az buhar çıkacağı için döküm yüzey kaliteleri daha iyidir,
- Gaz geçirgenliği daha iyidir.
- Kurutma süreci olduğu için kalıp hazırlama süresi yaş kum kalıba göre daha uzun ve maliyetlidir [2].

1.1.5. Döküm Hataları

Genel olarak hatalar dökümde kullanılan malzeme ve ekipmanın yanlış seçiminden, imalat sırasında sıcaklık, kalıp kumu bileşenleri ve nem gibi fiziksel kontrollerin yeterli veya hiç yapılmamış olmasından kaynaklanır.

Döküm hataları bir çok faktörden kaynaklı olabilir. Bu kapsamda:

- Döküm malzemesi,
- Kalıp ve maça özellikleri ve malzemesi,
- Yolluklar ve parça çıkma tasarımları,
- Döküm yöntemi,

Gibi faktörler önem arz etmektedir.

Döküm parçalarındaki hataları dış ve iç hatalar olarak iki ana gruba ayırmak mümkündür [2].

Tablo 1.1. Döküm parçalarında dış hataların gruplandırılması

Hata niteliği	**Hata karakteristikleri**
Oksitli yüzeyler	Parça üzerine yapışmış metal oksitleri veya cüruf tabakası
Yüzeye yapışmış yabancı maddeler	Kalıp malzemesinden, metal-kalıp malzemesi karışımından oluşan yüzey kabukları
Parça yüzeyinde her çeşit istenmeyen pürüz, çıkıntı, çukur, derin çizgi, pullaşma vb.	Döküm malzemesinden ve yabancı maddelerden yüzeyde oluşmuş çıkıntı, çukur vb.
Şekil bozuklukları	Parçanın tümü veya bir kısmındaki şekil ve boyut hataları

Tablo 1.2. Döküm parçalarında iç hataları gruplandırılması

Hata niteliği	**Hata karakteristikleri**
Gaz kabarcıkları ve gözenek	Yuvarlağa yakın köşeleri kırılmış pürüzsüz yüzeyli çeşitli büyüklük ve dağılımda boşluklar
Boşluklar	Pürüzlü ve debritik şekilli çeşitli büyüklük ve dağılımda boşluklar
Karışımlar (Yabancı madde)	Döküm metalinden, yabancı metal veya metal olmayan parçaya yapışmamış, kaynamamış heterojenlikler
Parçada süreksizlikler (kırılma, çatlama vb.)	Döküm parçasında görülen kısmi veya tam süreksizlikler.
Malzeme hataları	Döküm parçasında standart veya anlaşmalara uymayan malzeme hataları

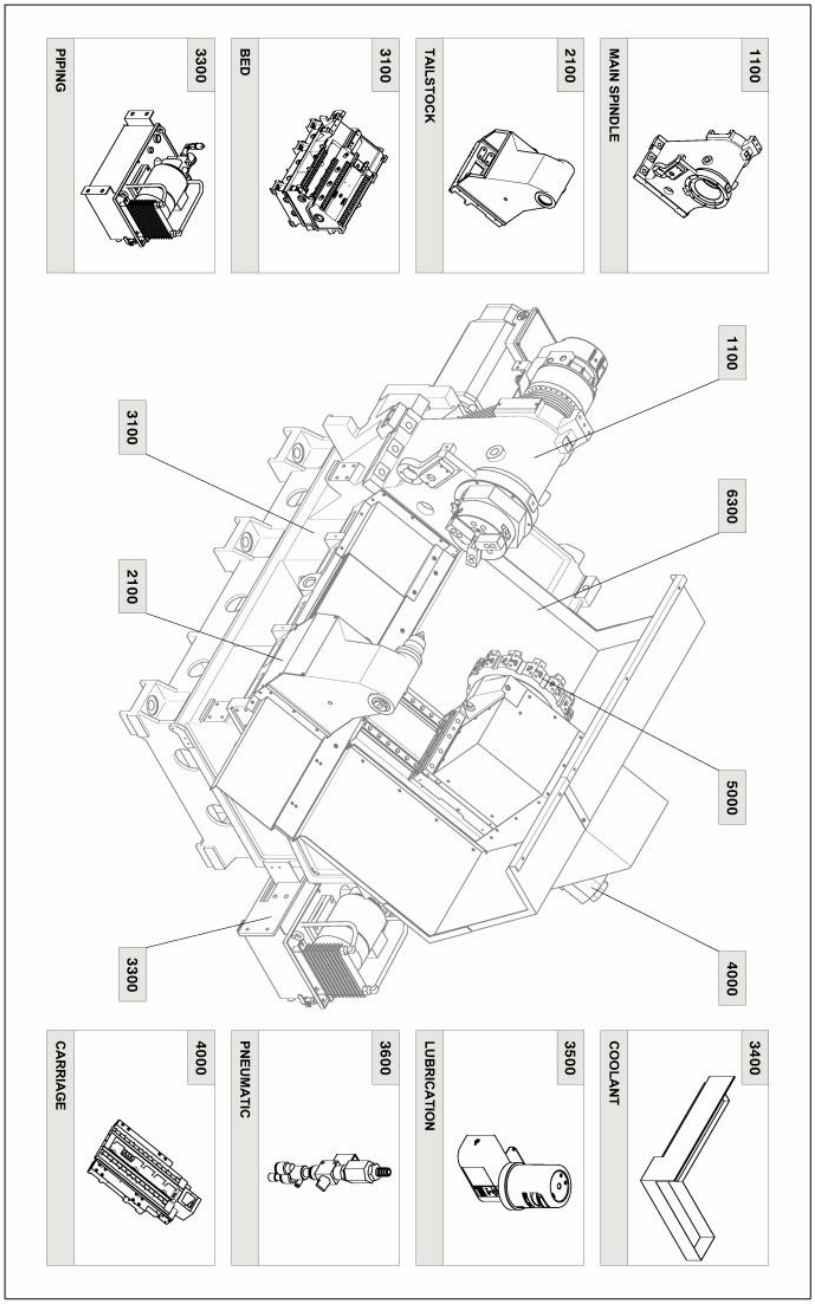
1.1.6. CNC Torna Tezgahı ve Kısımları

CNC torna tezgahları, genel olarak silindirik parçaların işlenmesinde kullanılır. Bunun dışında iki buçuk eksen üzeri CNC torna tezgahlarında farklı düzlemlerde talaş kaldırma işlemini mümkün kılmıştır. CNC Torna tezgahına bağlanan iş parçasına talaş kaldırma işlemleri tek bağlama ile yapılabilmektedir. CNC Tornaların üniversal tornalardan ayıran özellikleri iki eksenden fazla haraket kabiliyeti ve canlı takım çalıştırabilmeleridir. Bu tezgahlar iş parçasını hem döndererek hem de sabit tutarak talaş

kaldırabilmektedir. Tahrikli kesiciler kesme kuvvetini tarette bulunan motordan alırlar. Böylece kesici takım istenilen yön ve devirlerde döndürülür.

CNC torna tezgahı döküm kısımları;

- Ana gövde (3100)
- İş Kafası (Headstock) (1100)
- Yatay eksen (4000)
- Punta grubu (2100)



Şekil 1.3. CNC torna kısımları [3].

1.1.6.1. Ana Gövde

Torna tezgahlarının ana gövdeleri (yatakları) dökme demir malzemeden tek parça olarak dökülürler. Gövdelerin üst yüzeyleri yere paralel veya 45 derece açılı olmak üzere iki farklı modelde imal edilebilir. Eğitim amaçlı küçük torna tezgahları ve ayna çapı büyük ağır iş parçalarını işleyecek torna tezgahları yatay banko olarak imal edilir. Tezgah ana gövdelerinin açılı olanlarının birinci amacı rijit bir gövde elde edebilmek, eksen haraketlerinin pozisyonlanmasında daha hassas bir sonuç alabilmektir. İkinci amacı ise işlenecek parçayı aynaya daha kolay bağlayabilmek ve talaş kaldırma sonucu açığa çıkan talaşları kolay tahliye edebilmektir.

Tezgah ana gövdelerinde kullanılan dökme demirin talaş kaldırmaya elverişli olması tezgah gövde imalatı için avantajdır. Bir başka avantajı ise dökme demirin serbest grafitleri nedeniyle kendi kendini yağlama özelliği ve vibrasyonu yutma özelliğine sahip olmasıdır. Çelik konstrüksiyon dökme demirden daha hafif ve daha dayanıklı olmasına rağmen kaynak vb. birleştirme sorunları nedeniyle gövde imalatında fazla tercih edilmemektedir. İş parçasında yüksek hassasiyet elde edebilmek için tezgahı oluşturan ana gövde ve üst montaj bileşenlerinin bağlantı yüzeyleri raspalanarak olması gereken hassasiyete çekilir . Düşük sürtünme sağlamak için yüzeyler PTFE ile kaplanır [4].

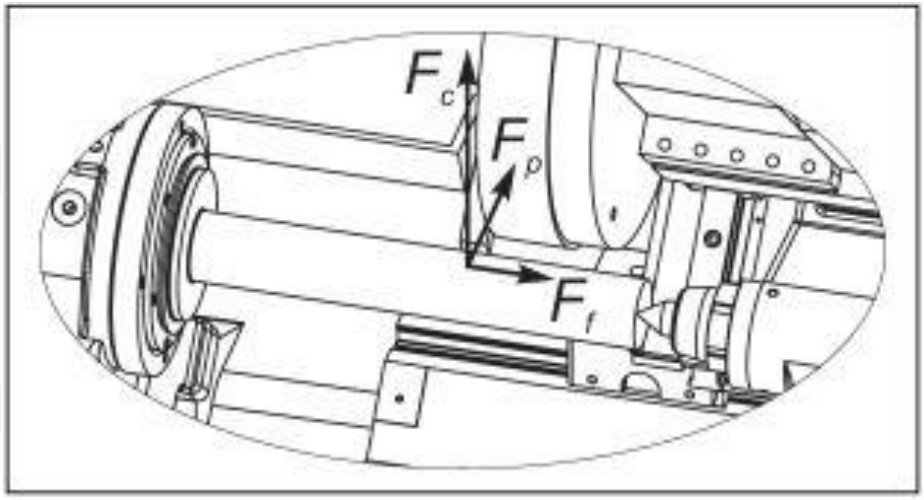


Şekil 1.4. Eğik ve paralel banko CNC ana gövde [4].

1.1.7. Torna Gövdesine Etkiyen Yükler

Torna gövdesi üzerinde hareket eden dış yükler, stres durumu analizinde ve düşünülen takım tezgahı setinin güç değerlendirmesinde ihtiyaç duyulan temel kuvvetlerdir. Parça

işlemede oluşan kuvvetlerin etki bölgeleri iş kafası, çapraz kızak ve punta arasındadır. Çapraz kızak haraketi sırasında geliştirilen atalet kuvvetlerinden kaynaklanan dinamik kuvvetler de ana gövde de lineer kızak yollarına paralel olarak ve hareketin durduğu yöne doğru oluşur. Çapraz kızak kesme kuvvetleri ve atalet kuvvetleri iş kafası (headstock), çapraz kızaklar ve punta gövdesi tarafından doğrudan yatağa iletildiğinden, makine alt setlerini oldukça yüksek rijitliğe sahip federli yapılar ile tasarlanır. Torna alt kümeleri üzerinde hareket eden tepki kuvvetleri, şekil 1.4'de olduğu gibi belirtilmiştir [5].



Şekil 1.5. Torna kesme kuvvetleri [5].

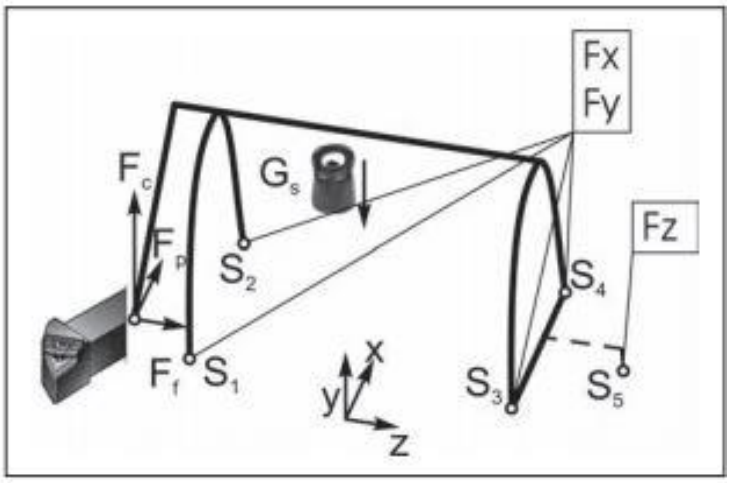
Şekil 1.4'de üç kesme kuvveti gösterilmiştir;

Kesme kuvveti F_c

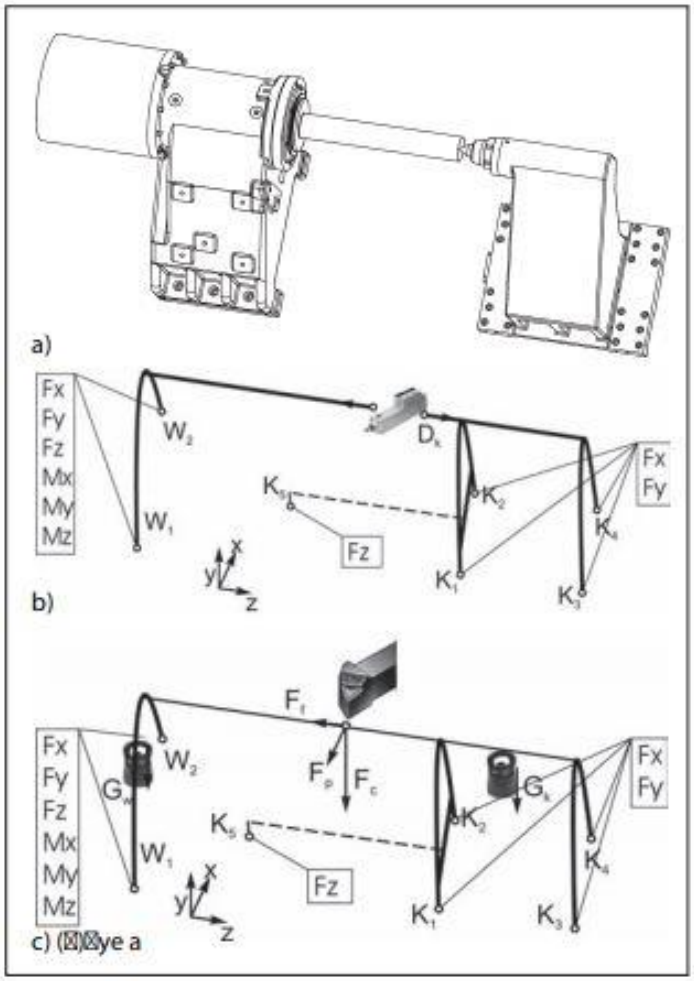
Pasif (reaksiyon) kuvveti F_p

Besleme kuvveti F_f dir.

Şekil 1.5. ve Şekil 1.6.'da gösterilen diyagramlara göre torna gövdesine etki eden kuvvetler belirtilmiştir. Çapraz kızak içerisindeki reaksiyonları belirlemede lineer kızaklar üzerindeki arabalar ile modellenmiştir. Çapraz kızaklarda dört adet araba bulunmaktadır. Torna tezgahına etki eden araba reaksiyonları, çapraz kızak bölgesinde dört noktadan yataklandığı varsayılmıştır. Vidalı mil ekseninde ve çaprazında etki kuvvetleri oluşmaktadır. Çapraz etki kuvvetleri X ve Y eksenlerinde olup, vidalı mile paralel oluşan etki kuvveti ise Z eksenindedir [5].



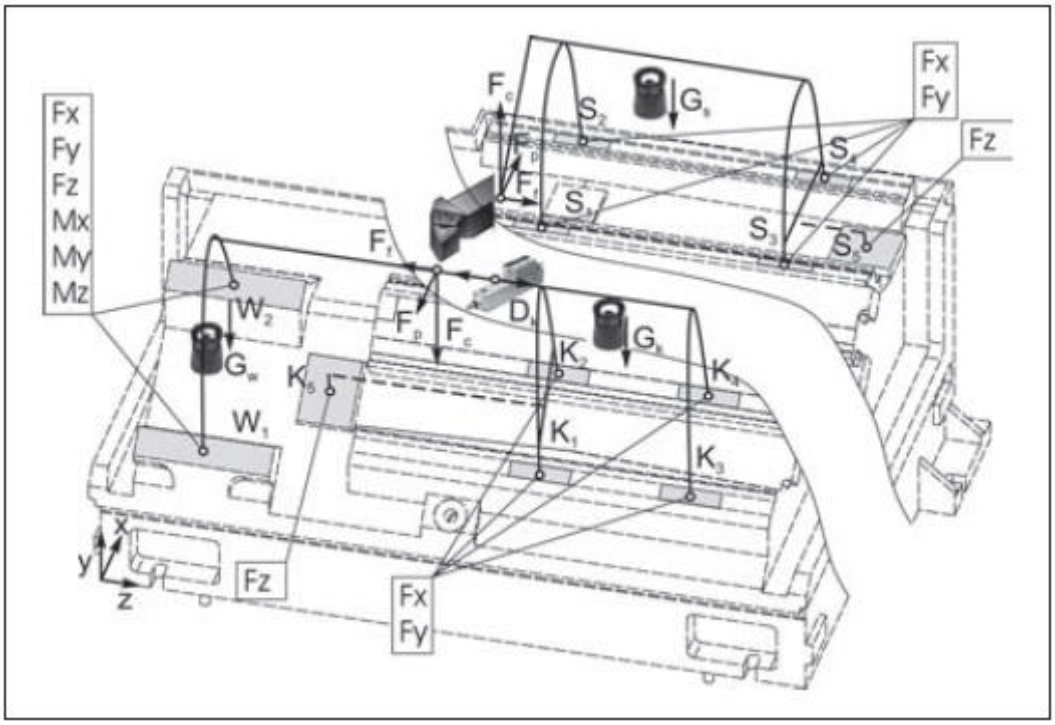
Şekil 1.6. Çapraz kızak tepki kuvvetlerinin gösterimi



Şekil 1.7. Headstock (İş kafası) ve tailstock (Punta grubu) kuvvet ve moment reaksiyonları belirlemek için bir diyagram.

Punta ve iş kafasına gelen yükleri belirlemek için benzer bir yaklaşım uygulandı. Bunun için iki çubuk sistemi modellenmiştir. İlk model, kesme kuvveti ve belirli elemanların kütleleri ile Şekil 1.5. deki gibi yükleme yapılmıştır.

Punta ve işlenen eleman arasındaki destek kuvvetleri Şekil 1.5. de gösterilmektedir. İş kafası ve punta gövdeleri arasında gerçekleşen reaksiyon kuvvetleri ve kesme kuvvetlerinin modellenmesi Şekil 1.6. da gibi gösterilmiştir.Torna gövdesine etki eden yük, belirlenen reaksiyonların toplamıdır. Torna yatağı için yük şeması aşağıdaki gibi Şekil 1.7.'de sunulmuştur. Sunulan şemalara dayanarak, reaktif kuvvetler ve momentler hesaplandı ve daha fazla analiz için kullanıldı [5].



Şekil 1.8. Ana gövde de hareket eden toplam kuvvetler

1.2. Literatür Araştırması

Yapılan literatür araştırmasında torna tezgahı ana gövdeleri için bir çok topoloji ve yapısal optimizasyon çalışmalarının yapıldığı görülmüştür. Bu çalışmalarda ana gövdeler üzerine statik ve titreşim analizleri yapılmıştır. Statik analizlere dayalı mevcut ana gövdeler optimize edilmiş gövdenin maksimum von mises gerilmeleri ve maksimum deformasyonları kıyaslanmıştır. Titreşim analizlerinde ise mevcut ana

gövdenin ve optimize edilmiş gövdenin doğal frekansları karşılaştırılmıştır. Aşağıda takım tezgahları üzerine yapılan çalışmalar genel olarak verilmiştir.

Li ve arkadaşları [16], CNC torna yatağında topoloji optimizasyonu gerçekleştirmiştir. Bu çalışmada, sonlu elemanlar analiz programı ile torna yatağı için topoloji çalışması yapılmıştır. Ortaya çıkan model titreşim analizi ile doğrulanarak %50 malzeme tasarrufu sağlanmıştır.

Stanıek ve arkadaşları [5], Modern tasarım torna gövdesinin sonlu eleman yöntemi (FEM) ile gerilim ve deplasman analizi çalışması yapılmıştır. Farkı malzemeler ile 16 ve 18 mm duvar kalınlığındaki tasarımlar analiz edilmiş maksimum deplasman 0,046mm olarak hesaplanmıştır.

Weiwei ve Jiali [17], CNC torna tezgahı yatağının sonlu elemanlar analizini yaptığı çalışmalarında, katı modelleri solidWorks programında oluşturmuş ve analizleri ise Ansys programı ile gerçekleştirmiştir. Çalışmada, altı mod ile doğal frekans hesaplaması yapılmış ve torna yatağının rezonansa girmediği belirtilmiştir.

Modhavadiya ve arkadaşları [18], ağır hizmet CNC torna tezgahı MGX200 için yatağın ağırlık optimizasyonu çalışmasını FEM kullanarak Inventer ve Ansys programları ile yapmıştır. Çalışma sonucunda torna yatağının ağırlığı 1149 kg'dan 1115 kg'a düşürülmüştür.

Patel ve arkadaşları [19], Bilgisayar destekli mühendislik araçlarını kullanarak torna yatağının sonlu elemanlar yöntemi ile optimizasyonunu yapmışlardır. Mevcut torna yatağına statik ve modal analizler yapılmış ve mevcut tasarım optimize edilmiştir. Yapılan çalışmanın sonucunda %10 malzeme tasarrufu sağlanmıştır. Malzeme olarak Al-Cu alaşımı kullanılırsa %63 tasarruf sağlanabileceği belirtilmiştir.

Yang ve diğerleri [20], CK61125 CNC torna yatağı için FEM tabanlı statik ve dinamik özelliklerin modellemesini yapmışlar ve çalışmada yapılan analiz sonucu modelde maksimum von mises gerilmesi 100 MPa ve maksimum deformasyonu 0,1455mm olarak bulmuşlardır. Modal analiz sonucunda da birinci, ikinci ve üçüncü dereceden rezonans frekansı sırasıyla 271,63 Hz, 290,41Hz ve 305,88 Hz olarak bulunmuştur.

Wang [21], dik işlem CNC tezhahının dinamik karakteristliklerini sonlu elemanlar yöntemi ile incelemişlerdir. Sonlu elemanlar yöntemi ANSYS programı ile uygulanmıştır. Bu programla tezgahın dinamik karakteristiğini bulmak için doğal frekans analizleri gerçekleştirilmiştir. Çalışmada ilk tasarımın analiz sonuçları referans alınarak kolon sayısı ikiye çıkartılarak tasarım iyileştirilmiştir.

Rusu [22], ultra büyük AC servo robotun rezonans önlenmesi üzerine çalışma yapmıştır. Hem makinenin çalışması sırasında rezonansı önlemek hem de depremler sırasında yapısal güvenliği sağlamak için bir servo robot kolunun dinamik özellikleri araştırılmıştır. Tekrarlayan yük altında 15 Hz'de meydana gelen rezonanstan kaçınmak için rezonans önleme tasarımının gerekliliği doğrulamıştır. Tepki spektrum analizi ile sismik yük altında gerilmeleri eşit olarak hesaplamışlardır.

Ertürk ve diğerleri [23], bir işleme Merkezinin Dinamik Analizini ve Süreçte Kararlılığını yeni bir analitik model ile incelemişlerdir. İş mili, taıkım tutucu, takım sisteminin dinamik modellemesi ve takım ucu frekans tepki fonksiyonunun (FTF) bulunabilmesi için analitik model geliştirilmiştir.

Kehl ve arkadaşları [24], takım tezgahı mekanik tasarım mühendislerinin sık sorulan sorularına yanıt olarak gerçekleştirdikleri sonlu eleman analizi çalışmasında, tasarım mühendislerinin çalışmalarında en kritik başlıklar olan maliyet tasarrufu, imalatın iyileştirilmesi ve işlenmiş iş parçasının yüksek yüksek hassasiyeti konularına sonlu elemanlar yönteminin çözüm sunduğu gösterilmiştir.

KOURA ve diğerleri [25], uç frezeleme işlemi sırasında bir freze makinesinin yapısının davranışını incelemek için simülasyon çalışması yapılmıştır. Freze tezgahlarının statik ve dinamik performansını prototiplemeye gerek duymadan tasarım aşamasında değerlendirebilen sanal bir değerlendirme sistemi oluşturmak için entegre bir modelleme ve tasarım yaklaşımı geliştirilmiştir. Takım tezgahı mekanik yapılarının ve diğer alt sistemlerin modellenmesi, kesme işleminin modellenmesiyle birlikte, tüm takım tezgahının statik ve dinamik performansının kapsamlı bir değerlendirmesini sağlamak için birlikte entegre edilmiştir. Sistem daha sonra bir vaka çalışmasına uygulandı ve sonuçlar ayrıntılı olarak verilmiştir.

Sathiyan ve Chandran [26], polimer kompozit torna yatağında sonlu elemanlar yöntemi ile yapısal analiz çalışması yapmışlardır. Torna yatağı epoksi granit olacak şekilde tasarlanmıştır. Epoksi granit çelik ile güçlendirilerek statik davranışı iyileştirilmiştir. Sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak tasarımda birden çok konfigürasyonlar yapılmıştır. Son tasarım hem yapısal hem de termal olarak en optimum seviyeye getirilmiştir.

Soğancı [27], bir ticari araç gövdesinin yapısal optimizasyon yoluyla tasarımı ve geliştirilmesi çalışmasında tasarım optimize edilmiş ve %30 malzeme tasarrufu sağlanmıştır.

Enginar 28], ağır taşıt jantının topoloji optimizasyonu yardımıyla optimum tasarımı çalışmasında mevcut tasarımın optimize edilmesi ile gerilme yığılma değerini düşürmüştür. Optimize tasarım ile %2,7 malzeme tasarrufu sağlamıştır.

Weck ve Kim [29], dik işlem tezgahının sonlu elemanlar analizi gerçekleştirmişlerdir. Çalışmasında dik işlem tezgahının büyük parçalıarının sonlu elemanlar yöntemi ile topoloji optimizasyonunu yapmıştır. Maksimum mukavemet ile daha düşük ağırlıkta tezgah parçalarının tasarımı üzerinde durmuştur.

Patwari ve diğerleri [30], dik işlem merkez bileşenlerinin dinamik modal analizini gerçekletirmişlerdir. Çalışmada, Catia programı ile şaft, takım tutucu gibi parçaları tasarlamış ve dik işlem tezgahları için kritik olan bu parçaları Abaqus programı yardımı ile modal analizlerini yaparak dogal frenkans ve titreşimlerini incelemişlerdir.

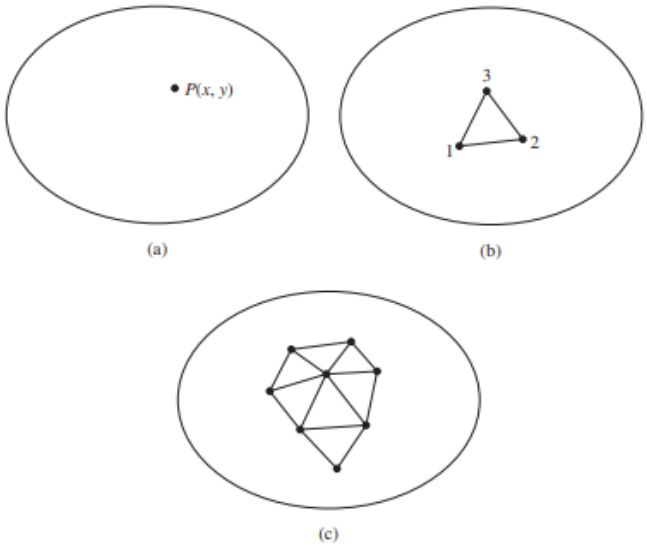
2. BÖLÜM

YÖNTEM VE MATERYALLER

2.1. Sonlu Elemanlar Yöntemi

Sonlu elemanlar yöntemi (FEM), mühendislikte sınır değer problemlerinin yaklaşık çözümlerini elde etmek için kullanılan bir hesaplama tekniğidir. Basitçe ifade edersek, bir sınır değeri problemi, bir veya daha fazla bağımlı değişkenin, bağımsız değişkenlerin bilinen bir alanı içinde her yerde bir diferansiyel denklemi karşılaması ve alanın sınırındaki belirli koşulları karşılaması gereken matematiksel bir problemdir. Sınır değer problemlerine bazen alan problemleri de denir. Alan değişkenleri, diferansiyel denklem tarafından yönetilen ilgili bağımlı değişkenlerdir. Sınır koşulları, alanın belirtilen değerleridir. Analiz edilen fiziksel problemin türüne bağlı olarak, alan değişkenleri fiziksel yer değiştirme, sıcaklık, ısı akışı ve sıvı hızını içerebilir [6].

Sonlu eleman analizinin genel teknikleri ve terminolojisi, Şekil 2.1. referans alınarak tanıtılacaktır. Şekil 2.1. bilinen fiziksel özelliklere sahip bazı malzeme veya malzemelerin bir hacmini tasvir etmektedir . Hacim, çözülecek bir sınır değer probleminin alanını temsil eder. Basitleştirmek için, bu noktada, bilinen bir yönetim denklemi (veya denklemler) tam olarak karşılanacak şekilde her P (x, y) noktasında belirlenecek tek bir alan değişkenine sahip iki boyutlu bir durum varsayılır. Bununla kesin bir matematiksel çözümün elde edildiğini unutmamak gerekir; yani çözüm, bağımsız değişkenlerin kapalı form cebirsel ifadesidir. Pratik problemlerde, alan geometrik olarak karmaşık olabilir, çünkü çoğu zaman yönetim denklemi ve tam bir kapalı form çözümü elde etme olasılığı çok düşüktür. Bu nedenle, sayısal tekniklere ve sayısal hesaplamaya dayalı yaklaşık çözümler, genellikle karmaşık problemlerin mühendislik analizlerinde elde edilir. Sonlu eleman analizi, bu tür yaklaşık çözümleri iyi bir doğrulukla elde etmek için güçlü bir tekniktir [6].



Şekil 2.1. (a) Alan değişkeninin Φ(x, y) genel iki boyutlu bir alanı. (b) Etki alanında tanımlanan üç düğümlü sonlu eleman. (c) Alanın kısmi sonlu elemanlar ağını gösteren ek elemanlar.

İlgili alanının sonlu bir alt alanını çevreleyen küçük bir üçgen eleman Şekil 2.1. (b)'de gösterilmektedir. Bu elemanın dx × dy boyutunda diferansiyel bir eleman olmaması , bunu sonlu bir eleman yapar. Bu örneği iki boyutlu bir problem olarak ele aldığımızda, z yönündeki kalınlığın sabit olduğu ve diferansiyel denklemde z bağımlılığının gösterilmediği varsayılır. Üçgen öğenin köşeleri, bu noktaların düğümler olduğunu belirtmek için numaralandırılmıştır. Bir düğüm, alan değişkeninin değerinin açıkça hesaplanacağı sonlu elemandaki belirli bir noktadır. Dış düğümler ,sonlu elemanın sınırlarında bulunur ve bir elemanı bitişik sonluya bağlamak için kullanılabilir. Eleman sınırları üzerinde bulunmayan düğümler, iç düğümlerdir ve başka herhangi bir öğeye bağlanamazlar. Şekil 2.1. (b)'deki üçgen eleman sadece dış düğümlere sahiptir.

Alan değişkeninin değerleri yalnızca düğümlerde hesaplanırsa, sonlu bir eleman içindeki diğer noktalarda değerler sonlu elemanlar yönteminin özünü içerir: Düğümlerde hesaplanan alan değişkeninin değerleri, düğüm değerlerinin enterpolasyonu ile düğümsel olmayan noktalardaki (yani eleman iç kısmındaki) değerlere yaklaşmak için kullanılır . Üç düğümlü üçgen örneği için, düğümlerin tümü dışarıdadır ve eleman içindeki herhangi bir noktada, alan değişkeni yaklaşık ilişki ile tanımlanır [6].

$$\Phi(x, y) = N_1(x, y)\,\Phi_1 + N_2(x, y)\,\Phi_2 + N_3(x, y)\,\Phi_3 \quad (2.1)$$

Burada Φ_1, Φ_2 ve Φ_3, düğümlerdeki alan değişkeninin değerleridir. N_1, N_2 ve N_3 ise şekil fonksiyonları veya karıştırma fonksiyonları olarak da bilinen enterpolasyon fonksiyonlarıdır. Sonlu eleman yaklaşımında, alan değişkeninin düğüm değerleri belirlenecek bilinmeyen sabitler olarak kabul edilir. Enterpolasyon fonksiyonları, düğümlerde belirli gerekli koşulları sağlamak için türetilen çoğunlukla bağımsız değişkenlerin polinom formlarıdır. Bu koşullar, sonraki bölümlerde ayrıntılı olarak tartışılmaktadır. Burada belirtilmesi gereken en önemli nokta, enterpolasyon fonksiyonlarının önceden belirlenmiş, bağımsız değişkenlerin bilinen fonksiyonları olmasıdır; ve bu fonksiyonlar, sonlu eleman içindeki alan değişkeninin değişimini tanımlar.

Alan değişkeninin üç düğüm değerinin, öğenin her yerinde alan değişkenini açıklamak için gerekli olması nedeniyle, Denklem (2.1) tarafından açıklanan üçgen öğenin 3 serbestlik derecesine sahip olduğu söylenir. Şekil 2.1.'in alanı düzlem gerilimine maruz kalan ince, katı bir gövdeyi temsil ediyorsa, alan değişkeni yer değiştirme vektörü haline gelir ve her düğümde iki bileşenin değerleri hesaplanmalıdır. İkinci durumda, üç düğümlü üçgen eleman 6 serbestlik derecesine sahiptir. Genel olarak, sonlu bir elemanla ilişkili serbestlik derecesi sayısı, her düğümde hesaplanması gereken düğüm sayısı ve alan değişkeninin (ve muhtemelen türevlerinin) değerlerinin sayısına eşittir.

Şekil 2.1. (c)'de gösterildiği gibi, her eleman kendi dış düğümlerinden diğer elemanlara bağlanır . Sonlu eleman denklemleri, düğüm bağlantılarında herhangi bir bağlantıdaki alan değişkeninin değeri düğüme bağlı her eleman için aynı olacak şekilde formüle edilir. Böylelikle, alan değişkeninin düğümlerdeki sürekliliği sağlanır. Aslında, sonlu eleman formülasyonlarında alan değişkeninin elemanlar arası sınırlar boyunca sürekliliği de sağlanır. Bu özellik, alanda fiziksel olarak kabul edilemez boşluklar veya boşlukların meydana gelme olasılığını ortadan kaldırır. Yapısal problemlerde, bu tür boşluklar malzemenin fiziksel olarak ayrılmasını temsil eder. Isı transferinde, bir "boşluk" aynı fiziksel noktada farklı sıcaklıklar şeklinde kendini gösterecektir.

Alan değişkeninin elemandan elemana sürekliliği, sonlu eleman formülasyonunun doğasında bulunmasına rağmen, alan değişkeninin gradyanlarının (yani türevlerinin) elemanlar arası sürekliliği genellikle mevcut değildir. Bu kritik bir gözlemdir. Çoğu

durumda, bu tür türevler alan değişkeni değerlerinden daha ilgi çekicidir. Örneğin, yapısal problemlerde, alan değişkeni yer değiştirmedir, ancak asıl ilgi daha çok gerilme ve gerinimlerdir. Gerinim, yer değiştirme bileşenlerinin ilk türevleri olarak tanımlandığından, gerinim eleman sınırları boyunca sürekli değildir. Bununla birlikte, türevlerin süreksizliklerinin büyüklükleri, eleman sayısı olarak çözüm doğruluğunu ve yakınsamayı değerlendirmek için kullanılabilir [6].

2.2. Optimizasyon

Optimizasyon yöntemlerinin varlığı, Newton, Cauchy ve Lagrange gibi önde gelen bilim adamlarının optimizasyon alanıyla ilgili önemli çalışmaların geliştirilmesinde önemli bir rol oynadığı 1700'lü yıllara kadar izlenebilir [9]. Bu teorik katkılara rağmen ,endüstride kullanılmak üzere pratik optimizasyon yöntemlerinin geliştirilmesi 1900'lerin başlarına kadar başlamadı. 1904'te Michell [10], farklı gerilme kısıtlamaları ve tasarım alanları verilen minimum ağırlık yapıları için formüller türetmiştir. Michell yapıları, bilindiği üzere, yapısal optimizasyon yöntemlerinin gelişiminin başlangıcını işaret ediyordu . Daha sonra, 1960 yılında, Schmit [11] , yapısal optimizasyona yeni bir yaklaşım getirmiştir. Bu yaklaşım günümüzde kullanılan birçok başarılı optimizasyon yöntemindendir. Sonlu elemanlar yapısal analizinin ve doğrusal olmayan matematiksel programlamanın optimal tasarımlar oluşturmak için birleştirilebileceğin önerir. Fikir, o dönemde tasarım yöntemleriyle ilgili olarak birçok kişi için devrim niteliğinde olarak kabul edildi , bu nedenle sonraki on yıllar boyunca yoğun bir şekilde takip edildi. Bu gelişmeler, yüksek hızlı bilgisayarların hızlı büyümesi ve sonlu eleman analizinin bilgisayar destekli tasarıma dahil edilmesiyle paralel olarak takip edildi .

2.2.1. Yapısal Optimizasyon

Yapısal optimizasyon, optimizasyonun bir uygulamasıdır. Burada amaç, bir yapının belirli taleplerine göre en uygun malzeme dağılımını bulmaktır. En aza indirecek bazı ortak işlevler kütle, yer değiştirme veya uyumdur (şekil değiştirme enerjisi). Bu problem çoğu zaman bazı kısıtlamalara tabidir, örneğin parçanın kütlesi veya boyutu üzerindeki kısıtlamalar. Bu optimizasyon, geleneksel olarak, kabaca aşağıdaki adımlardan [12] oluşan yinelemeli-sezgisel bir süreç kullanılarak manuel olarak yapılır :

1. Bir tasarım önerilir

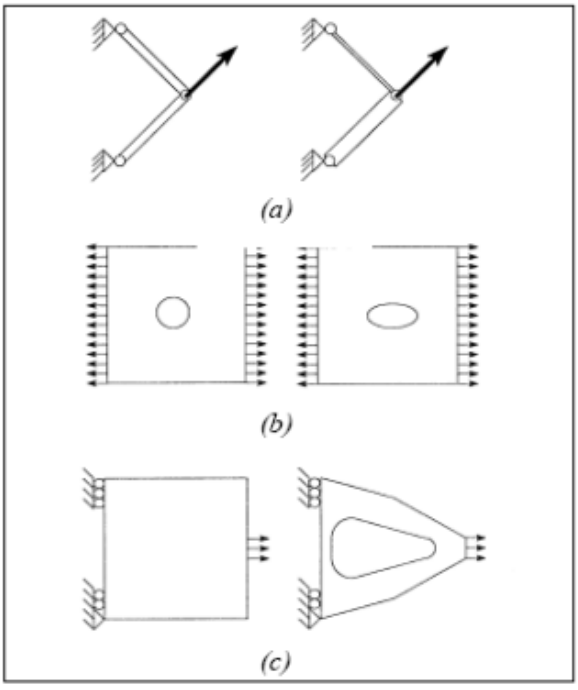
2. Tasarımın gereksinimleri, örneğin bir sonlu eleman analizi (FEA) ile değerlendirilir.

3. Gereksinimler yerine getirilirse, optimizasyon süreci tamamlanır. Aksi takdirde, değişiklikler yapılır, yeni bir geliştirilmiş tasarım önerilir ve adım 2–3 tekrarlanır

Sonuç, büyük ölçüde tasarımcının problemin bilgisine, deneyimine ve sezgisel anlayışına bağlıdır. Tasarımdaki değişiklikler, genellikle deneme yanılma kullanılarak sezgisel bir şekilde yapılır . Bu süreç çok zaman alabilir ve yetersiz bir tasarıma neden olabilir .

Christensen ve Klarbring'e [12] göre yapısal optimizasyon problemi üç farklı alana ayrılabilir: boyutlandırma optimizasyonu, şekil optimizasyonu ve topoloji optimizasyonu (Şekil 2.2).

Yapısal optimizasyon ilişkili değişkenlerin doğası gereği genel olarak üç aile şeklinde sınıflandırılmaktadır.



Şekil 2.2. Optimizasyon teknikleri arasındaki farklar (a) tasarım (b) şekil (c) topoloji [8]

- Tasarım ya da hacim optimizasyonu , değişkenler sadece bölümler arası boyutları ya da çapraz kalınlığı göstermektedir (geometri ve topoloji sabit kalır) ;

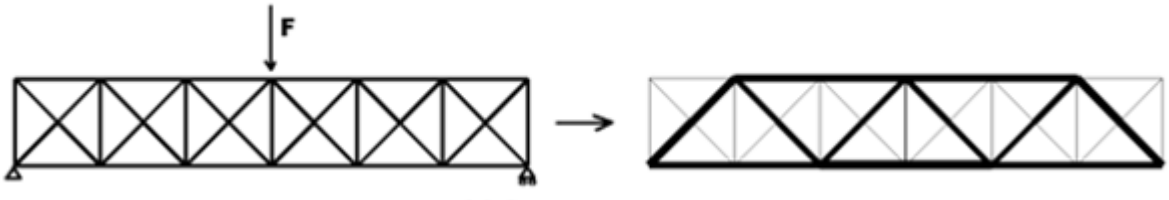
- Şekil optimizasyonu, değişkenler yapının geometrisi üzerinde doğrudan hareket eden değişkenlerdir. (ancak sabit topolojiyle);

- Son olarak , topolojik optimizasyon değişkenlerin yapının topolojisini ve şeklini değiştirebilir olarak ele almaktadır.

Bu kategoriler yukarıda Şekil 9'da kısaca resmedilmiştir [7].

2.2.2. Boyutlandırma optimizasyonu

Boyutlandırma optimizasyonu, yapısal optimizasyonun en basit şeklidir. Yapının şekli bilinmektedir ve amaç, bileşenlerin boyutlarını ayarlayarak yapıyı optimize etmektir . Burada tasarım değişkenleri, yapısal elemanların [12] boyutlarıdır, örneğin bir çubuğun çapı veya bir kirişin veya bir sac levhanın kalınlığı. Çubukların çapının tasarım değişkenleri olduğu boyut optimizasyonu örneği Şekil 2.3'de verilmiştir.



Şekil 2.3.Boyutlandırma optimizasyonu [13].

2.2.3. Şekil optimizasyonu

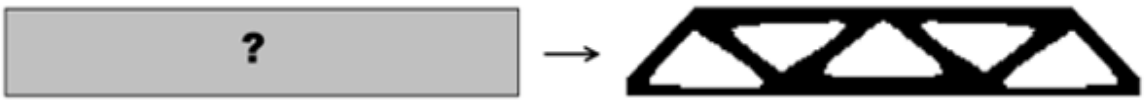
Boyutlandırma optimizasyonunda olduğu gibi, şekil optimizasyonu kullanılırken yapının topolojisi (delik sayısı, kiriş sayısı, vb.) zaten bilinmektedir, şekil optimizasyonu yeni delikler veya bölünmüş gövdelerle sonuçlanmayacaktır . Şekil optimizasyonunda tasarım değişkenleri, örneğin yapısal elemanlar boyunca kalınlık dağılımı, deliklerin çapı, radyus yarıçapları veya herhangi bir başka ölçü olabilir. Şekil optimizasyonunun bir örneği Şekil 2.4.'de verilmiştir. Şekle karşı topoloji ve boyut optimizasyonu arasındaki temel fark, her öğe için bir veya daha fazla tasarım değişkenine sahip olmak yerine, şekil optimizasyonundaki tasarım değişkenlerinin her birinin birçok öğeyi etkilemesidir [13].



Şekil 2.4. Şekil optimizasyonu [13].

2.2.4. Topoloji Optimizasyonu

Yapısal optimizasyonun en genel şekli topoloji optimizasyonudur. Şekil ve boyut optimizasyonunda olduğu gibi amaç, malzemenin optimum dağılımını bulmaktır. Topoloji optimizasyonu ile ortaya çıkan şekil veya topoloji bilinmez, deliklerin, gövdelerin vb. sayısına karar verilmez. Topoloji optimizasyonunun örneği Şekil 2.5.' de verilmiştir.



Şekil 2.5. Topoloji optimizasyonu [13].

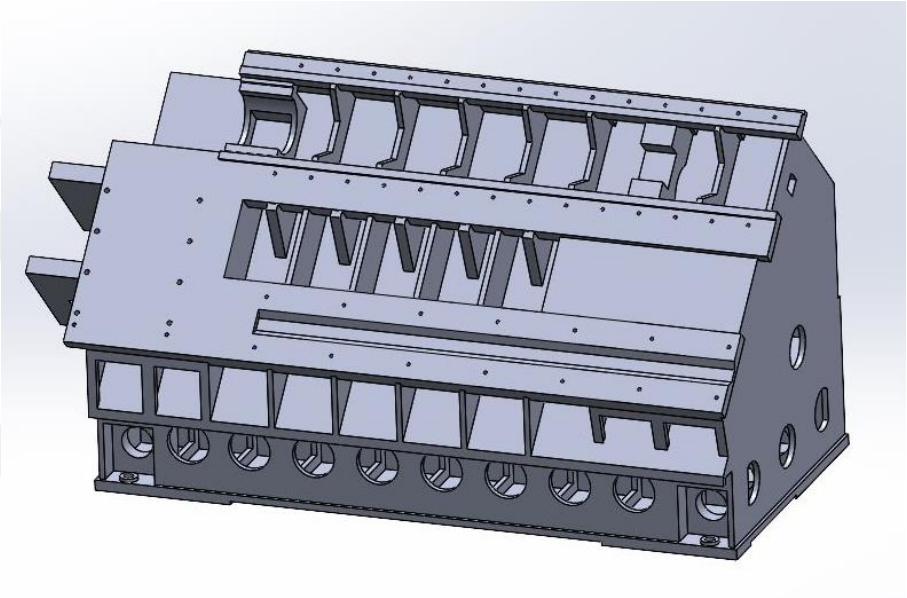
Belirli bir tasarım alanında amaç, malzeme ve boşlukların optimum dağılımını bulmaktır. Bu problemi çözmek için sonlu elemanlar yöntemi kullanılarak ve tasarım alanını ayrık elemanlara (ağ) bölerek ayrıştırılır. Ortaya çıkan problem daha sonra hangi öğelerin önemli hangilerinin olmadığını bulmak için optimizasyon yöntemleri kullanılarak çözülür. Bu, 0-1 problemi olarak adlandırılan bir problemle sonuçlanır, elemanlar var olsun ya da olmasın, bu her eleman için iki farklı durumu olan bir tamsayı problemidir [14].

Topoloji optimizasyonu mühendislerin çözüm alanını genişletmek ve yük taşıyan yapıları tasarlarken ve boyutlandırırken yaratıcılığı artırmak için güçlü bir optimizasyon tekniği aracıdır [15].

2.3. Model 1: Torna Ana Gövdesi Tasarımı

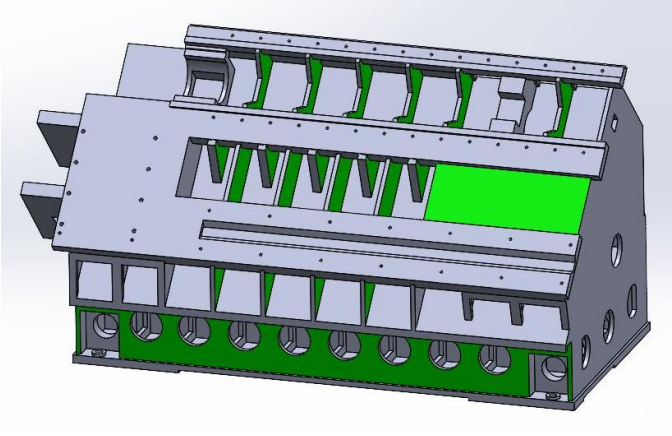
Tasarımlarda SolidWork programı kullanıldı. Ana gövde yaklaşık 16mm kalınlığında feder ve cidar kalınlıklarından oluşturuldu. Ağırlık azaltma prensibine dayalı, ana gövde içerisinde odacıklı yapılarla tasarlanmıştır. Ana montaj bileşenlerinin monte edildiği

düzlem zemine 45 derecelik açı ile durmaktadır. Bunun ana nedenlerinden bir kaçı; gövdeye etkiyecek titreşimin zemine doğru iletilmesi ve talaş kaldırma sırasında orta çıkacak talaşın ve soğutma sıvısının konveyöre aktarılmasıdır. Ana gövde üzerinde çapraz kızak grubu, iş kafası grubu, punta grubu, kaporta vs. gibi diğer bileşenlerin montaj detaylarına sahiptir fakat yapacağımız analizler için gereksiz bir çok detay pasife çekilmiştir. Şekil 2.6.'da ana gövdenin genel yapısı gösterilmiştir. Yaklaşık olarak 1mx2mx1m ölçülerine sahip olup 1950kg ağırlığındadır.

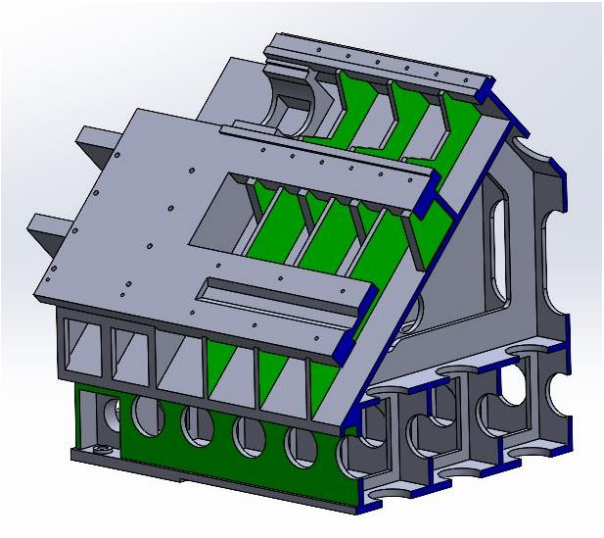


Şekil 2.6. Ana gövde yapısı

Ana gövde tasarımı anlatımında feder olarak tabir edilen kısımlar yeşil alanlar ile Şekil 2.7.'de, iç yapıda odacık olarak tarif edilen kısım ise Şekil 2.8.'de gösterilmiştir.



Şekil 2.7. Ana gövde feder yapısı



Şekil 2.8. Ana gövde kesiti

Ana gövde üzerinde 45 derece açı ile bulunan federler gövdeyi daha güçlü hale getirmek için ilk tasarımda (Model 1) kullanılmıştır fakat bu federler tezgahın çalışması sırasında talaşların konveyöre akmasını engellemesi gibi dezavantaja sahiptirler.

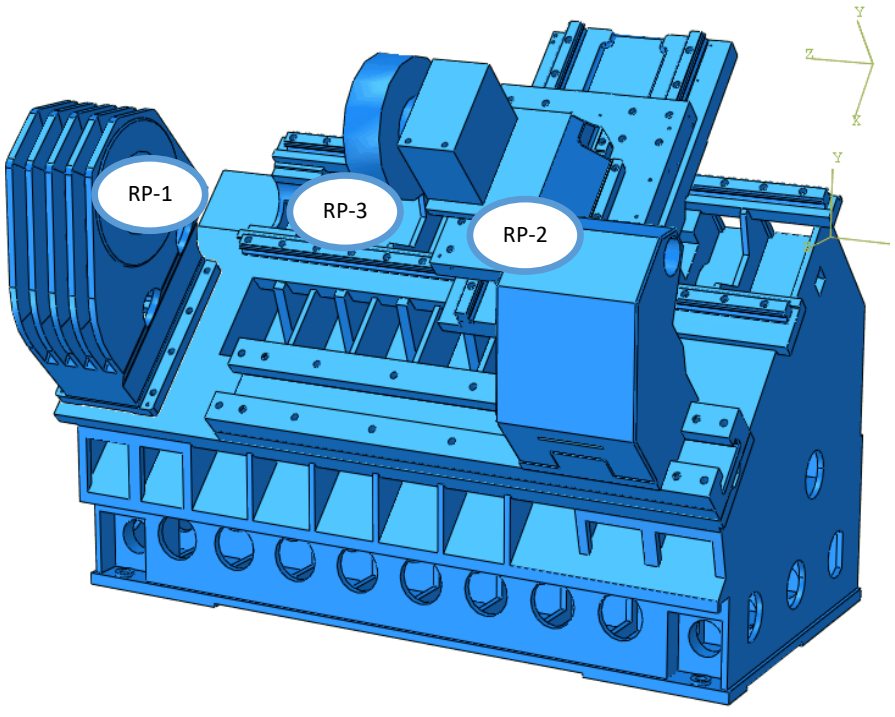
2.4. Torna Ana Gövdesi Statik Analizi Sınır Şartları ve Yükleme Koşulları

Torna tezgahı ana gövde, iş kafası, çapraz kızak grubu ve punta grubu gibi temel bileşenlerden oluşmaktadır. Gruplarında kendi içerisinde bir çok bileşenleri vardır. Bu bileşenlerin her birinin birbirine temas şekilleri ve sürtünmeleri farklılık göstermektedir. Her bir alt bileşeni analizde tanımlamak analiz hesaplamalarını zorlaştıracağı için ana gövde harici diğer bileşenler sabit gövde olarak tanımlanarak hesaplamalara kısmi dahil edilmiştir. Böylece, analizin çözüm denklemi sadeleşerek hesaplamalardaki hata oranı minimize edilmiştir.

Ana gövde ve üst montaj bileşenleri SolidWorks programı ile tasarlanıp montaj dosyası oluşturulmuştur. Abaqus analiz programına uygun dosya yapısına çevrilerek Abaqus programında çalıştırılmıştır. Programda analiz için sırası ile malzeme, montaj, mesh, bağlantı ve referans tanımlamaları yapılmıştır. Bu çalışmada Model 1, Model 2 ve Model 3 olmak üzere üç farklı tasarım analiz edlecektir. Model 1 mevcut tasarım olup Model 2 ve Model 3 optimize esilmiş tasarımlardır. Üç model içinde aynı malzeme değerleri, sınır şartları ve yükleme koşulları tanımlanmıştır.

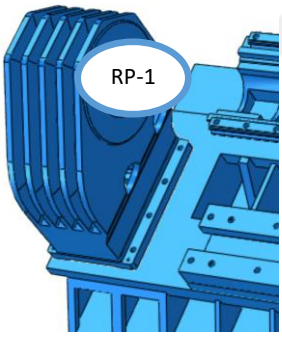
Malzeme olarak GG30 (ISO 1961 Gr.30) seçilerek, yoğunluk ρ: 7.8 g/cm^3, elastiklik modulü E=130 GPa ve poisson oranı v=0.28 olarak girilmiştir. Ana gövde ve iş kafası bloğu harici tüm bileşenler çapraz kızak ve punta grubu altında yekpare olarak gösterilmiştir. Ana gövdeye iş kafası bloğu, çapraz kızak ve punta grubu üç parça olacak şekilde civata bağlantı deliklerinden sabitlenmiştir. Birleşme yüzeyleri arasındaki sürtünmeler göz ardı edilmiştir. C3D10 tipinde 330494 eleman 602864 node ile mesh atılmıştır.

Ana gövde dışındaki bileşenlerin birbiri ile etkileşimi referans noktaları üzerinden tanımlamıştır. Daha öncede söylendiği gibi ana gövde üzerine üç yekpare bileşen bağlanmıştır. Yüklemeler bu bileşenlerin üzerinden ana gövdeye dağılacağı için yekpare bileşenler rijit gövde olarak tanımlanmış ve yük dağılım bölgelerine Şekil 2.9.'de gösterildiği gibi referans noktalar atanmıştır. RP-1, RP-2, RP-3 ve RP-4 noktası ile toplamda dört adet referans noktası oluşturulmuştur. RP-3 ve RP-4 noktaları aynı yerde oldukları için şekillerde RP-3 noktası ile gösterilmiştir. Aynı noktada iki farklı referans noktası (RP-3, RP-4) tanımlanmasının sebebi iş kafası ve punta grubuna etki olarak oluşacak kuvveti çapraz kızak grubunda tepki kuvveti olarak tanımlamaktır. Böylece çok bileşenli bir problem analiz programında daha çözülebilir hal almıştır.

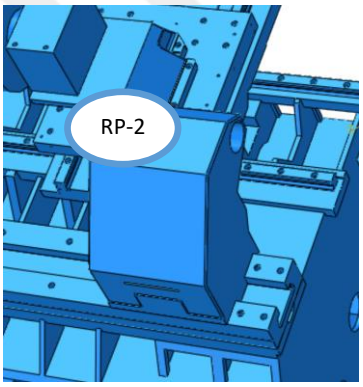


Şekil 2.9. Torna ana gövdesi ve bileşenleri

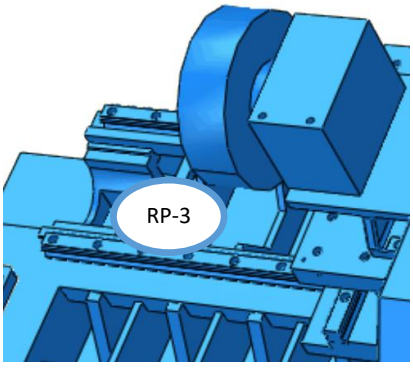
İş kafası gövdesinin referans noktası Şekil 2.10.-a'da olduğu gibi iş kafası (spindle) merkezi olacak şekilde RF-1 olarak , karşılığı punta gurubunda aynı merkezinde Şekil 2.10-b'de olduğu gibi RF-2 olarak tanımlanmıştır. Çapraz kızakğın referans noktası RF-4'tür. Şekil 2.10-c'de RF-3 ile aynı konumdadır. RF-3 ve RF-4 noktalarına iş parçasında talaş kaldırma durumunda ki kesme kuvvetleri tanımlanacaktır. Torna tezgahlarında ki kesme kuvvetleri 1.1.6 Torna gövdesine etkiyen kuvvetler başlığı altında Şekil 1.4'de ve Şekil 1.6'da detaylı bir şekilde gösterilmiştir. İş parçası işlenirken çapraz kızak hareketiyle F_x ve F_z kuvvetleri iş kafasının dönmesiyle de F_y kuvveti hesap edilecektir. Katerin uç noktasından F_x, F_y ve F_z kuvvetleri RF-4 noktasından etkiyecektir. Buna tepki olarak da RF-3 noktasında $-F_x$, $-F_y$ ve $-F_z$ kuvvetleri oluşacaktır. RF-3 noktası RF-1 ve RF-2 noktalarının orta noktasıdır. RF-3 de oluşan kuvvetler RF-1 ve RF-2 referans noktalarına aktarılacak şekilde analiz kurgulanmıştır. Referans noktalarında oluşan bu kuvvetler iş kafası, çapraz kızak ve punta sabit gövdeleri ile torna ana gövdesine taşınacaktır.



a) RF-1 İş kafası referans noktası



b) RF-2 Punta grubu referans noktası



c) RF-3 RF-4 Çaprak kızak referans noktası

Şekil 2.10. Sabit gövdelerin referans noktaları

Kesme kuvvetinin tanımlanması RF-3 ve RF-4 noktaları üzerinden yapılmıştır. Etki eden kuvvetlerin hesabındaki varsayım şu şekildedir;

65mm çapında iş parçasının işleneceği ön görülerek hesaplama yapılmıştır. Kesme kuvveti $F_{y,}$ Pasif (reaksiyon) kuvveti F_x , Besleme kuvveti F_z olarak tanımlanarak aşağıdaki kuvvet analizi hesaplanmıştır :

i. Spindel tahrik mekanizması 15kW gücünde seçilip - kesme gücü ile sonuçlanan verimlilik oranı 0,8 olarak atanmıştır.

   P_y =15 000×0,8=12 000 W,

ii. Kesme hızı 120 m/d (2 m/s) alınırsa F_y=12 000/2=6 000 N kesme kuvveti verir,

iii. Pasif kuvvet F_x ve besleme kuvveti F_z kesme kuvvetinin %40 oranı anlınarak

   F_x = 2400N , F_z = 2400 N olarak belirlenmiştir.

Çapraz kızaktaki kesme kuvveti (aynı zamanda iş parçasına etkiyen kuvvet);

RP-3 noktasında F_x : -2400N, F_y: -2400N, F_z: -6000N olarak,

İş parçasındaki tepki kuvveti (aynı zamanda çapraz kızağa etkiyen kuvvet);

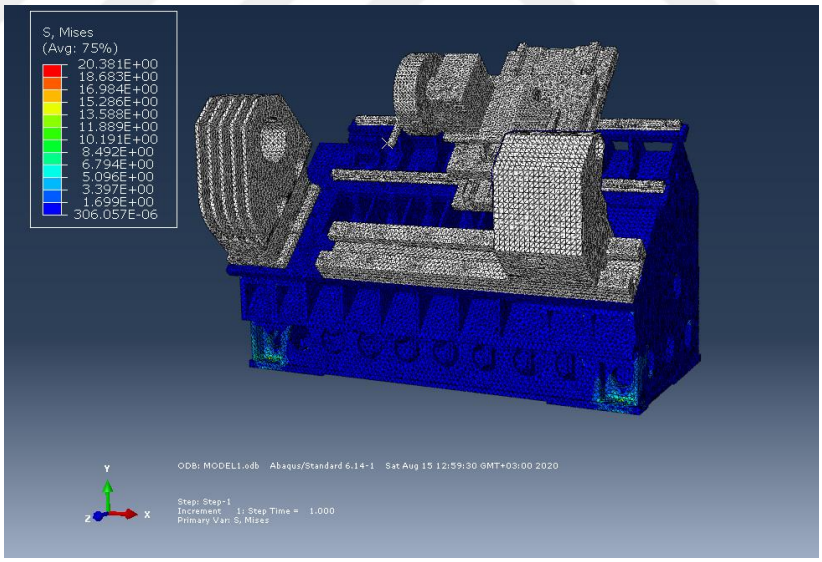
RP-4 noktasında F_x : 2400N, F_y: 2400N, F_z: 6000N olarak tanımlanmıştır. Ana gövdenin üzerine dağılan kuvvete bakıldığı zaman varsayımlara göre kesme kuvvetinden meydana gelecek kuvvetin iki katı bir kuvvet yansıtılmıştır. Dolayısıyla, analiz sonucu 2 kat emniyetli olacaktır.

3.BÖLÜM

BULGULAR

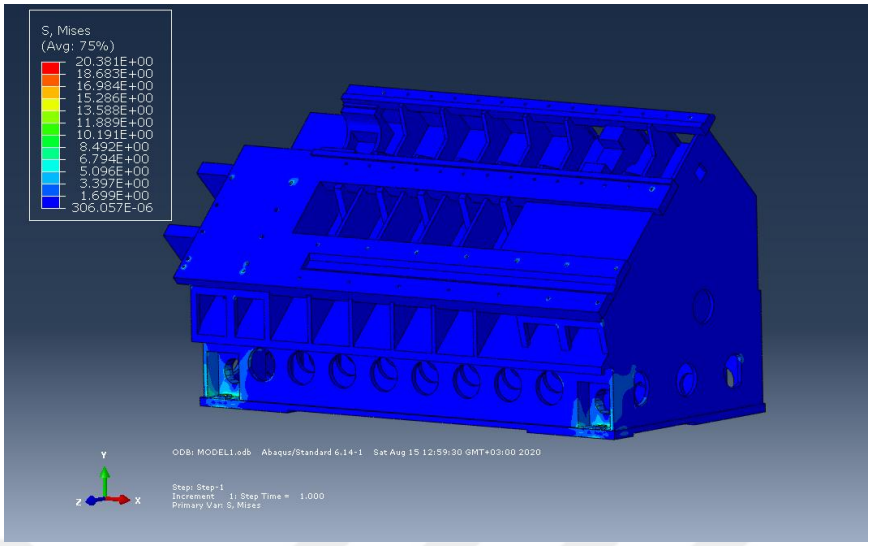
3.1. Model 1 Ana Gövde Tasarımı Statik Analizi

Model 1 ana gövde statik analizi başlık 2.4'deki sınır şartları ve yükleme koşullarına uygun şekilde yapılmıştır. Şekil 3.1.'de ana gövde ve üst bileşelerin statik analiz sonucu gösterilmiştir. Ana gövde montaj bileşnleri analizde rijit gövde olarak tanımlanmış Şekil 3.1.'de beyaz renkte gösterilmiştir. Rijit gövdeler analize kısmı dahil edildiği için gerilme yığılmaları ve yer değiştirme miktarı sadece ana gövde üzerinde hesaplanmıştır.



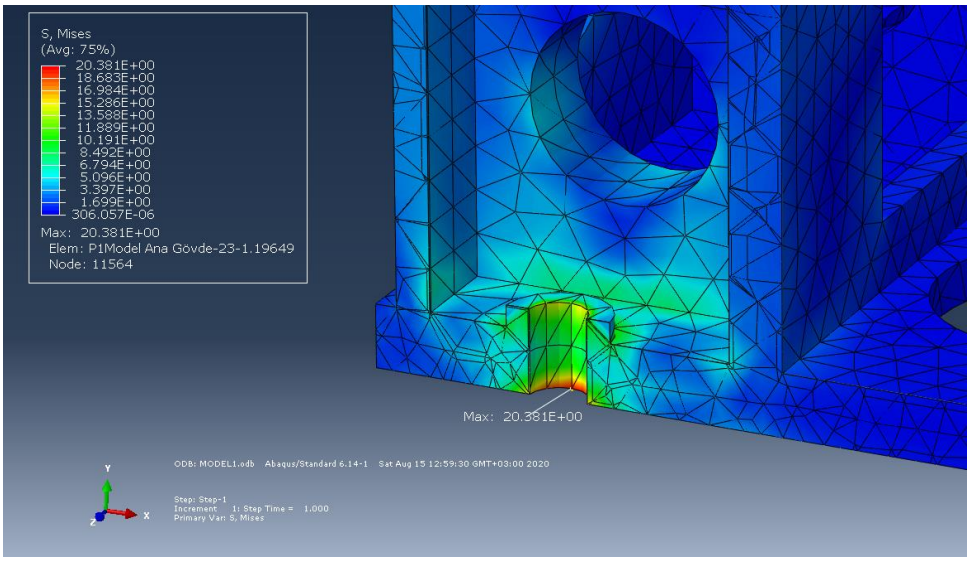
Şekil 3.1. Model 1 ana gövde ve montaj bileşenleri ilişkisi

Yapılan analiz sonucunda mevcut tasarımdaki ana gövdede gerilme yığılmalarının oluştuğu bölgeler Şekil 3.2. deki gibi ana gövde montaj bileşenlerinin bağlandığı noktalarda ve ana gövdenin zemin ile temasını sağlayan gövde ayaklarının bağlama noktalarında Şekil 3.3.'de olduğu gibi gözlemlenmiştir. Model 1 tasarımında maksimum von mises gerilmesi 20.3 MPa olarak okunmuştur. Bu değer akma mukavemetinin altında kalarak emniyetli bölge içerisindedir.



Şekil 3.2. Model 1 ana gövde von mises gerilmesi

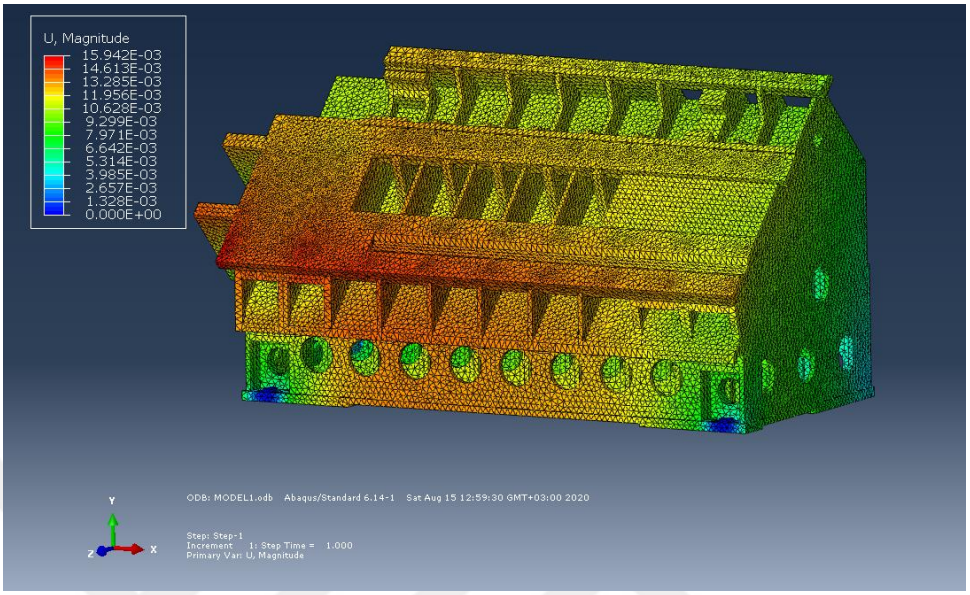
Analizde ana gövdenin ayaklarının bağlanağı noktalar sabit mesnet yüzeyi olarak tanımlanmıştır. Gerçektede bu şekilde davrandığı ön görülmüştür. Ana gövde ve üzerindeki tüm ağırlıklar dört ayak üzerinden dağılmaktadır. Dolayısıyla gövdedeki en büyük gerilmenin bu noktalarda oluşması beklenmektedir. Şekil 3.3.' de gerilmenin en yüksek olduğu nokta gösterilmiştir.



Şekil 3.3. Model 1 ana gövde ayak bağlama bölgesi

Torna ana gövdesi ve diğer montaj gövde bileşenlerinin en kritik parametrelerinden birisi de gövdenin yük altında yer değiştirmesidir. Model 1 tasarımda torna ana gövdesinin yük altında maksimum deformasyona bakıldığında Şekil 3.4.' de de

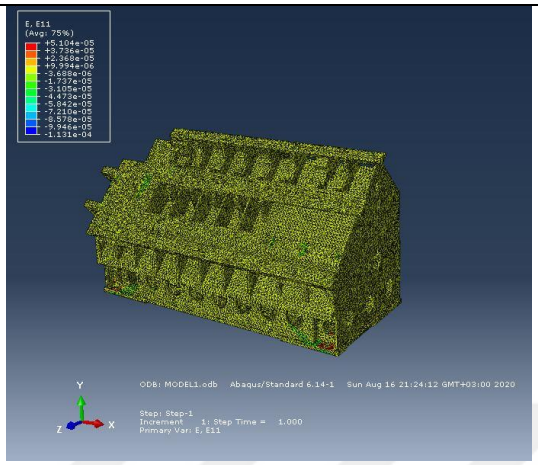
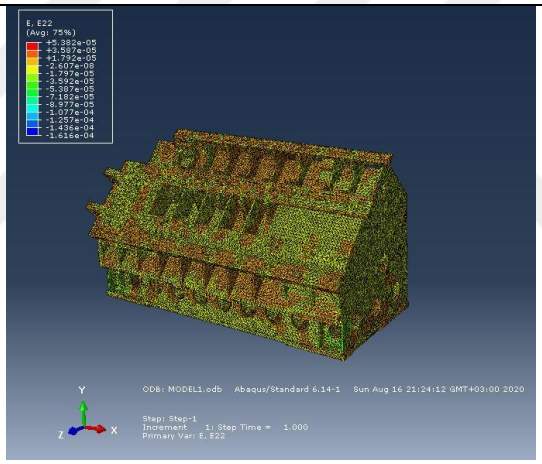
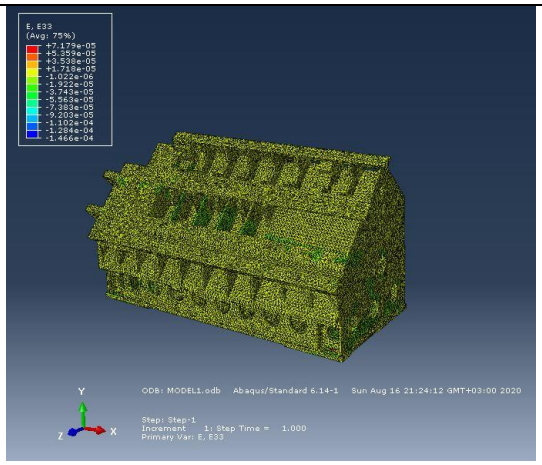
okunduğu gibi ana gövdenin uç noktasında 0,015mm olarak okunmuştur. Montaj bileşenlerinin birleştiği ve sistemin çalıştığı noktalarda bu değer daha düşüktür



Şekil 3.4. Model 1 ana gövde maksimum deformasyon

Model 1 total analiz gerilmesi x,y ve z eksenleri için Tablo 3.1 de verilmiştir.

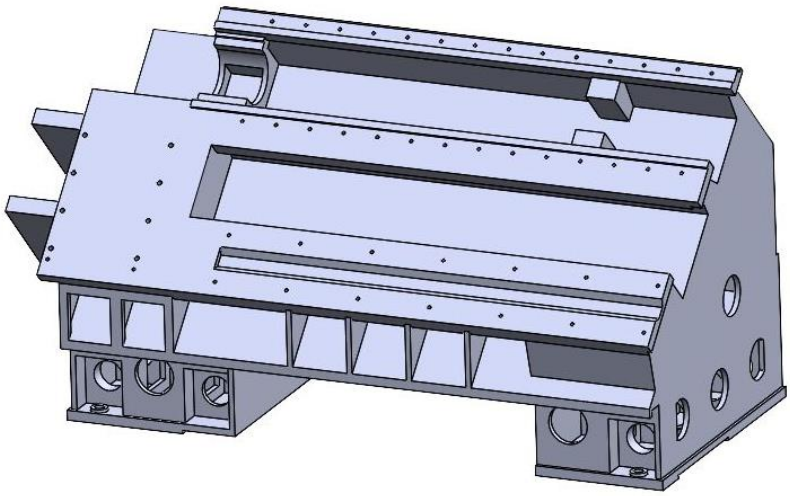
Tablo 3.1. Model 1 E total gerilim E11 E22 E33

MODEL 1	E Total Gerilim	MPa
E11		5.104e-05
E22		5.382e-05
E33		7.179e-05

Tablo 3.1 incelendiğinde model 1 analizinde total gerilimin x eksende gövdenin ayak bölgelerinde, y eksende gövdenin genelinde ve z eksende gövdenin orta kısımlarında meydana geldiği görülmektedir.

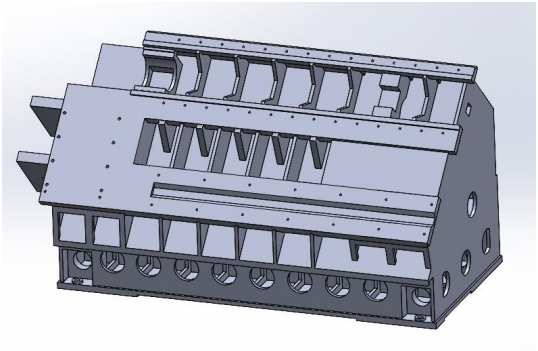
3.2. Model 2: Model 1 Tasarımının Optimizasyonu

Mevcut tasarım olan Model 1 Model 2 olarak optimize edilmiştir. Yapılan değişiklikle ana gövdenin açılı yüzeyindeki feder sayısının büyük bir çoğunluğu Şekil 3.5.'de gösterildiği gibi yok edilerek sade bir geometrik yapı kazandırılmıştır. Bu yapının kesit görünüşü Şekil 30 ile gösterilmiştir.

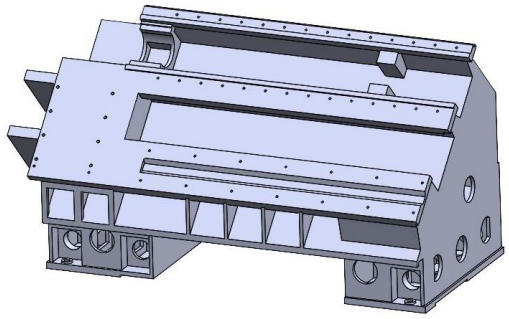


Şekil 3.5. Optimize edilmiş tasarım Model 2

Mevcut tasarım olan Model 1 tasarımı yapısal olarak optimize edilerek Model 2 tasarımı elde edilmiştir. Model 1 tasarımı üzerende yapılan değişiklikler Şekil 3.6.'da kıyaslama ile daha net belirtilmiştir.



Şekil 3.6. a) Model 1

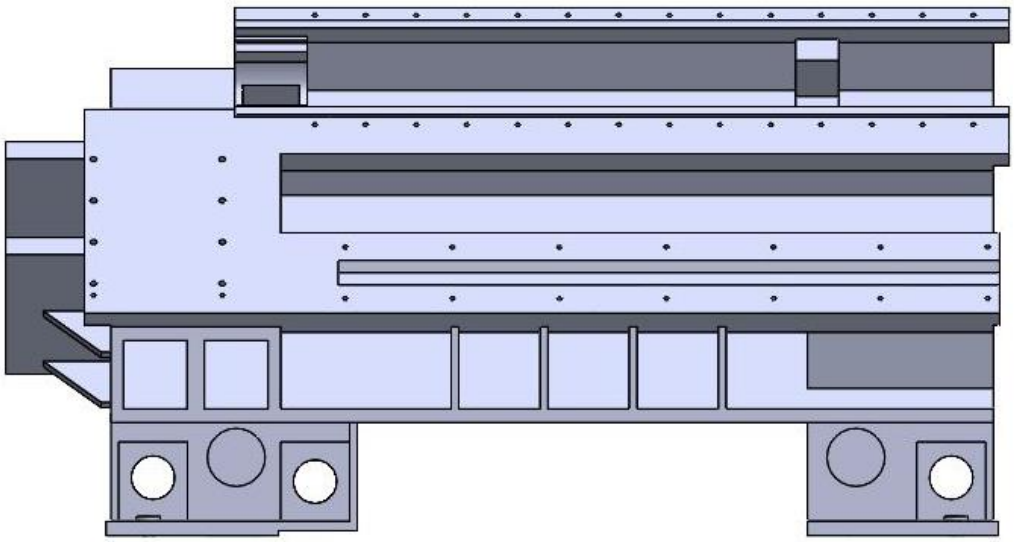


Şekil3.6. b) Model 2

Şekil 3.6. Model 1 ve Model 2 kıyaslaması

Şekil 3.7.' de torna ana gövdesinin ortasından açılan boş alan ile torna tezgahında talaş konveyörünün çalışma konumuna opsiyon sağlanmıştır. Bu tasarım ile talaş konveyörü

tezgahın orta kısmından da yerleştirilebilecektir. Bu opsiyon tezgahın işletmelerdeki yerleşiminde dar alanlar için avantaj sağlayacaktır.

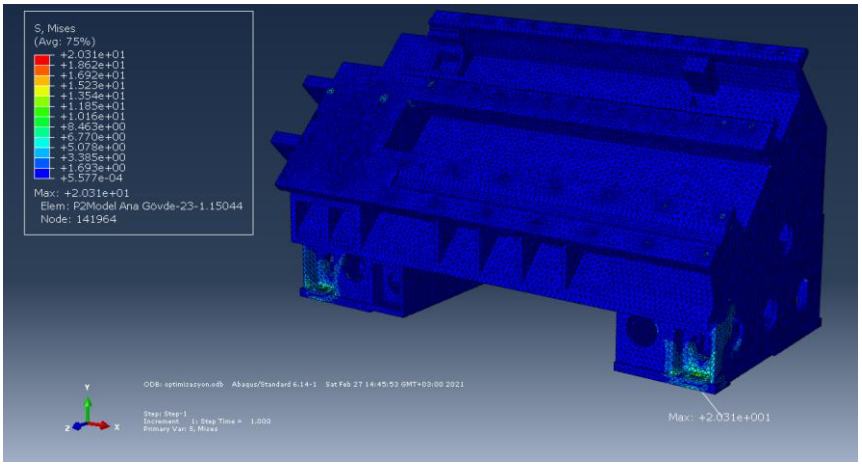


Şekil 3.7. Model 2 Opimizasyonunda konveyör detayı

3.3. Model 2 Optimize Ana Gövde Tasarımı Statik Analizi

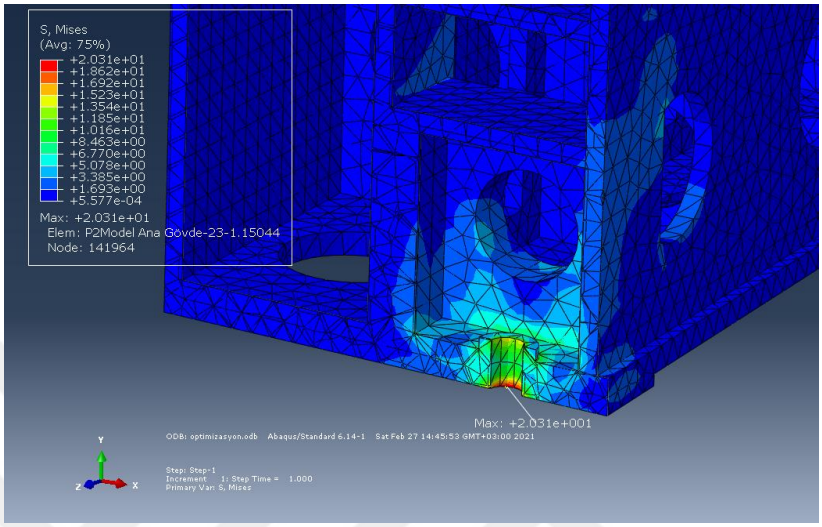
Optimize ana gövde tasarımının statik analizinde model 1 statik analizi sınır şartları ve yükleme koşulları referans alınmıştır.

Yapılan analiz sonucunda optimize edilmiş ana gövde üzerinde çapraz kızak, iş kafası grubu punta grubu ve ana gövde ayak bağlantı bölgelerinde Şekil 3.8.'de görüldüğü gibi gerilme yığılmaları meydana gelmiştir.



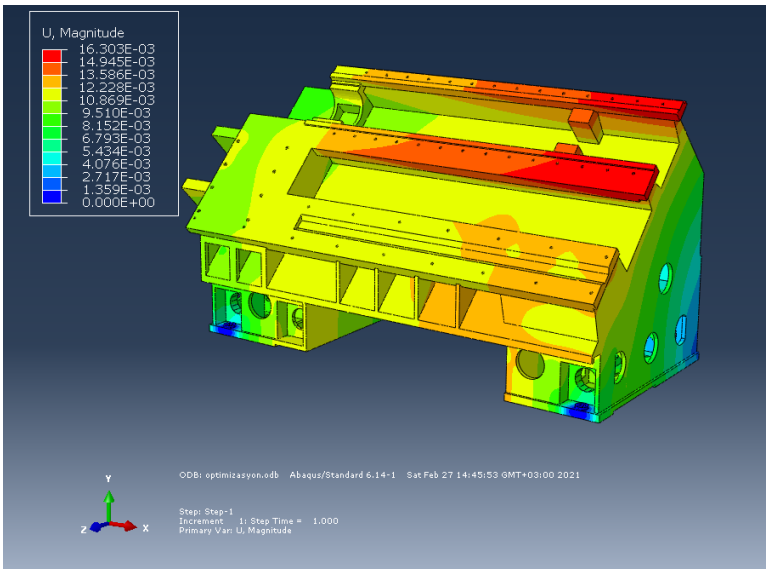
Şekil 3.8. Model 2: Optimize ana gövde von mises gerilmesi

Model 2 olarak optimize edilmiş tasarımın statik analizinde model 1'deki gibi ana gövde üzerindeki maksimum von mises gerilmesinin Şekil 3.9.' da gösterildiği gibi 20.3 MPa ile mesnet bölgesinde olduğu görülmüştür.



Şekil 3.9. Model 2 Maksimum von mises gerilmesi bölgesi

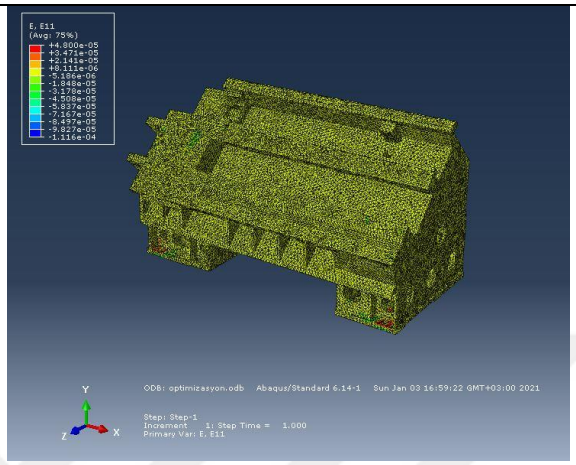
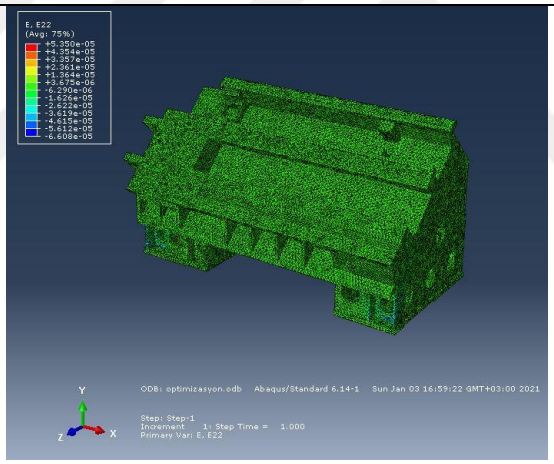
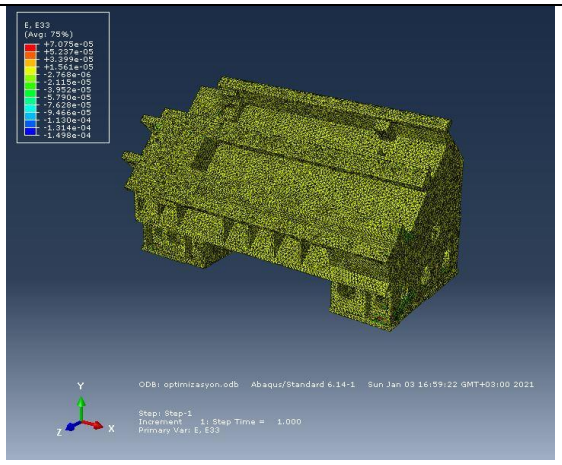
Model 2 tasarımının analiz sonucuda yer değiştirme miktarı Şekil 3.10.'da gösterilmiştir. Maksimum deformasyon bölgesinin Model 1'in yer değiştirme bölgesine kıyasla ana gövdenin sol uç kısmından çapraz kızak montaj bölgesinin sonuna doğru kaydığı görülmüştür. Maxsimum yer değiştirme büyüklüğü 0,016mm olarak okunmaktadır. Bir önceki tasarım olan Model 1'e göre yer değiştirme farkı 0,001mm dir. Bu değer yapısal optimizasyonu doğrulamak için kabul edilebilir bir değerdir.



Şekil 3.10. Model 2 Optimize tasarım maksimum deformasyon

Model 2 total gerilim sonuçları x,y ve z eksenleri için Tablo 3.2 de verilmiştir.

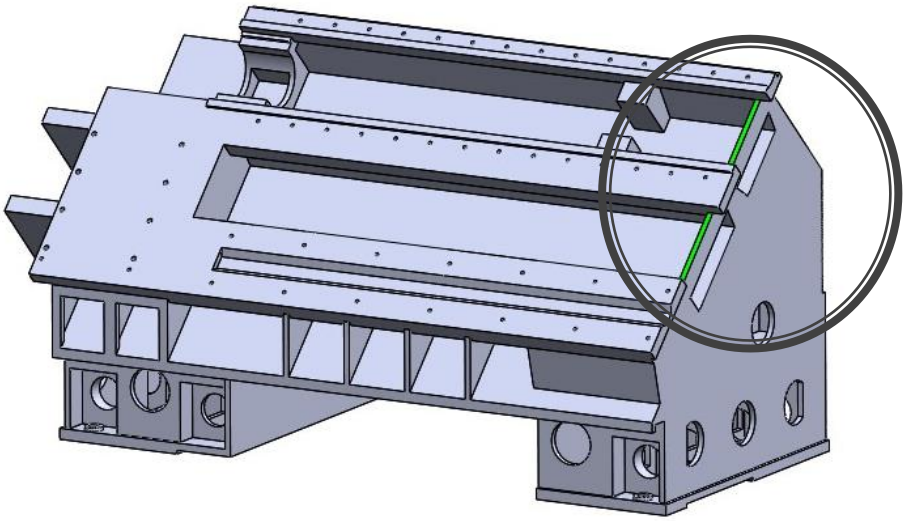
Tablo 3. 2 Model 3 total gerilim E11 E22 E33

MODEL 2	E Total Gerilim	MPa
E11		4.800e-05
E22		5.350e-05
E33		7.075e-05

Tablo 3.2 incelendiğinde model 2 analizinde total gerilimin x, y ve z eksenlerinde gövdenin ayak bölgelerinde meydana geldiği görülmektedir.

3.4. Model 3 Optimize Ana Gövde Tasarımının İyileştirmesi

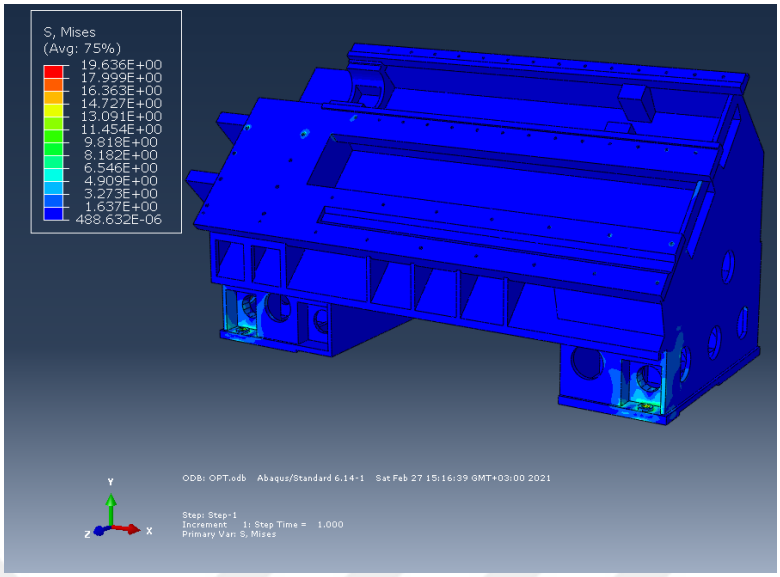
Model 2 optimize tasarım analizi sonucunda maksimum deformasyonun çapraz kızak grubu montaj bölgesinin sonuna taşındığı gözlemlenmiştir. Burada ki yer değiştirme miktarını küçültmek adına Model 2 tasarımı üzerine küçük bir detay eklenmiştir. Böylece tasarımın son hali Model 3 olmuştur. Şekil 3.11.'de gösterildiği gibi Model 3 tasarımında çapraz kızakların monte edildiği bölgenin sonu punta grubunun bağlandığı bölge ile desteklen feder yapısı ile güçlendirilmiştir.



Şekil 3.11. Model 3 optimize tasarım iyileştirmesi

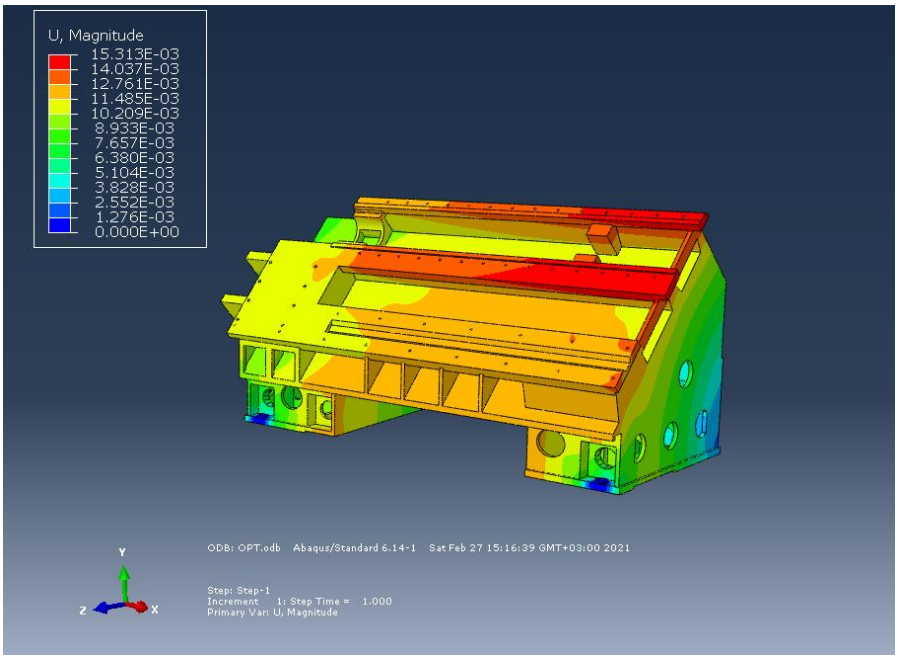
3.5. Model 3 Tasarımının Statik Analizi

Model 3 tasarımına, Model 1 ve Model 2 ile aynı sınır şartlarında ve aynı yükleme koşullarında statik analiz yapılmıştır. Yapılan analiz sonucunda von mises gerilmesi Şekil 3.12.'de gösterilmiştir. Maksimum von mises gerilmesi yine öngörüldüğü gibi ana gövde ayak bağlantı yüzeylerinde 19.6 MPa büyüklüğünde oluşmuştur. Model 2 optimize tasarımını iyileştirme amacı ile tasarıma eklenen feder detayında da gerilmelerin oluştuğu görülmüştür. Bu sonuç bize tasarımda yapılan iyileştirmenin ana gövdenin yük altında yer değiştirmesine olumlu etkiyeceğini göstermektedir.



Şekil 3.12. Model 3 tasarımı von mises gerilmesi

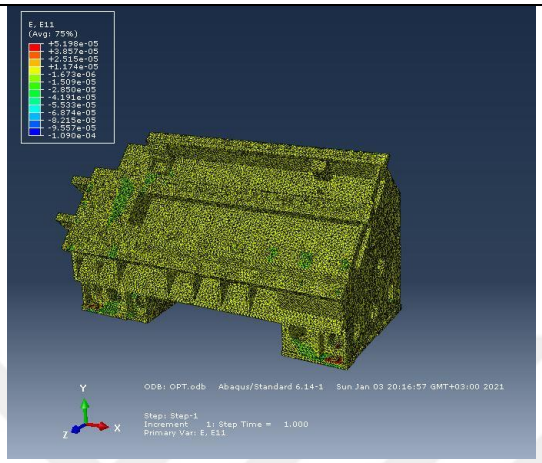
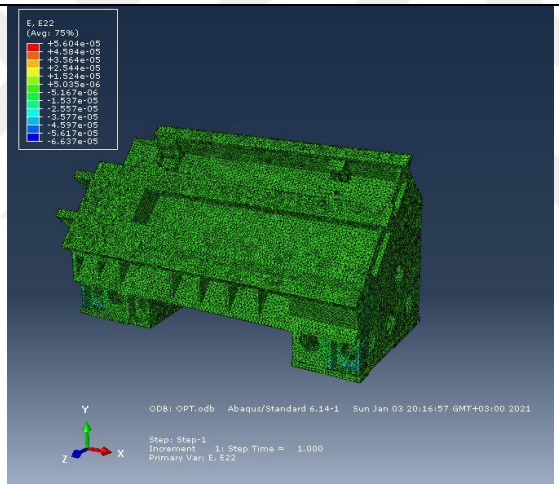
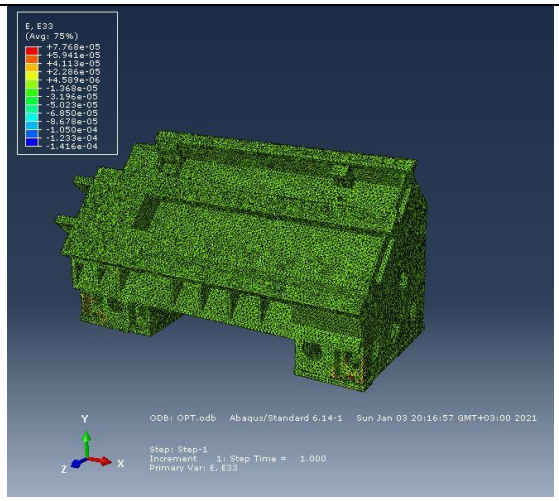
Şekil 3.13'de Model 3 ana gövde tasarımının yer değiştirme sonucunu göstermektedir. Maksimum deformasyon yine çapraz kızak çalışma bölgesinin uc kısmında oluştuğunu görmekteyiz. Maksimum deformasyon 0,0153 mm ile bir önceki tasarımın yer değiştirmesinden daha küçük olduğunu göstermektedir.



Şekil 3.13. Model 3 tasarımı maksimum deformasyon

Model 3 total gerilimi x,y ve z eksenleri için Tablo 3.3 de verilmiştir.

Tablo 3. 3 Model 3 total gerilim E11 E22 E33

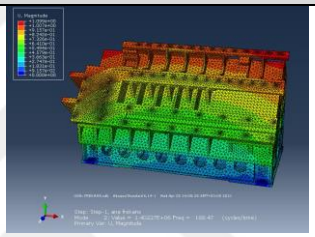
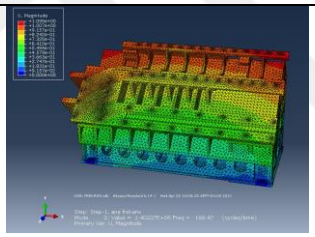
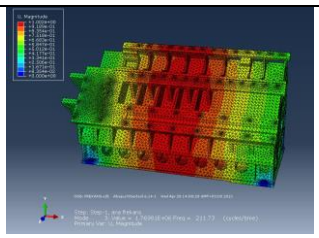
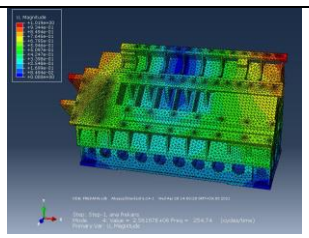
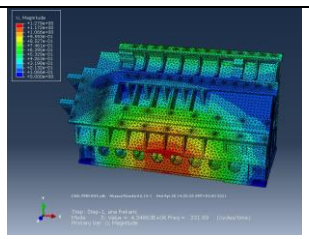
MODEL 3	E Total Gerilim	MPa
E11		5.198e-05
E22		5.604e-05
E33		7.760e-05

Tablo 3.3 incelendiğinde model 3 analizinde total gerilimin x, y ve z eksenlerinde gövdenin ayak bölgelerinde meydana geldiği görülmektedir.

3.6. Model 1, Model 2 ve Model 3 için Modal Analiz

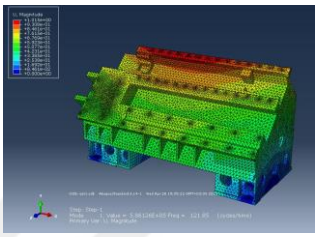
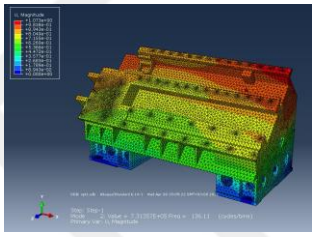
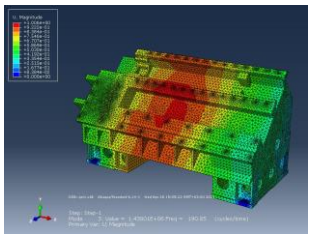
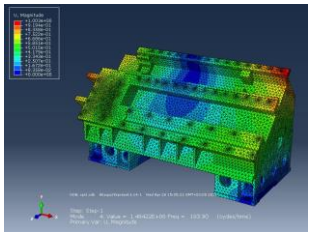
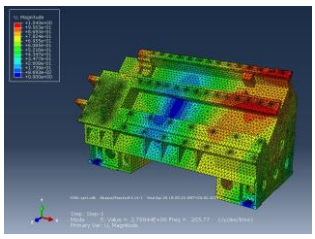
Üç model içinde beş modda modal analiz yapılmıştır. Model 1 ve Model 2 analiz sonuçları Tablo 3.4. ve Tablo 3.5.'de verilmiştir.

Tablo 3. 4. Model 1 doğal frekansı

Mod	Doğal Frekans(Hz)	Modal Analiz
1	143	
2	188	
3	211	
4	254	
5	331	

Model 3 modal analiz sonucu Model 2 analiz sonucuna çok yakın olduğu için gösterilmemiştir. Model 3 doğal frekans değeri tek mod farkı ile model 2 ile aynı değerdedir.

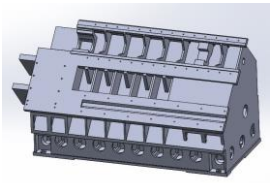
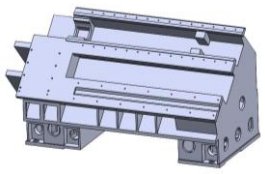
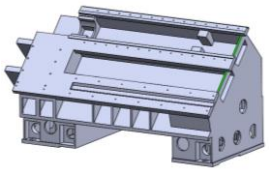
Tablo 3.5. Model 2 doğal frekansı

MOD	Doğal Frekans (Hz)	Modal Analiz
1	121	
2	136	
3	190	
4	193	
5	265	

3.7. Analiz sonuçaları karşılaştırması

Genel olarak özetleyecek olursak Model 1 mevcut tasarımımız olup, Model 2 ve Model 3 olmak üzere iki farklı optimize tasarım ortaya çıkmıştır. Model 3 tasarımı yapısal optimizasyon çalışmanın en son halidir. Yapılan statik ve modal analizlerin karşılartırması en net şekilde tablo 3.3'de gösterilmiştir.

Tablo 3.6. Tasarım sonucu karşılaşırma

	Model 1	Model 2	Model 3
			
Ağırlık	1978 kg	1778 kg	1782 kg
Max Von mises gerilmesi	20.3 MPa	20.3 MPa	19.6 MPa
Max Yer değiştirme	0,0159mm	0,0163mm	0,0153mm
Döküm prosesi ve hatası	Referans	Daha İyi	Daha İyi
Maliyet	Referans	Daha Düşük	Daha Düşük
Rezonans (4500 dev/dk)	Yok	Yok	Yok

Karşılaştırma tablosu incelendiğinde; Model 1 mevcut ana gövde tasarımı, Model 3 yapısal optimizasyonu ile yaklaşık 200 kg malzeme tasarrufu sağlanacağı, Model 3 tasarımı ile ana gövde yapısındaki feder sayılarının düşürülmesi ve gövdenin bir kısmının çıkarılmasına rağmen gerilme ve yer değiştirme miktarlarının küçük ölçüde değiştiği ve modal analiz sonucunda resonans durumunun olmadığı gösterilmiştir.

4. BÖLÜM

SONUÇLAR VE ÖNERİLER

4.1. Sonuçlar

Tez çalışmasında üretimi devam etmekte olan CNC torna ana gövdesi tasarımı ele alındı. Model 1 olarak adlandırılan mevcut ana gövde solidworks programıyla 3D katı modele dönüştürüldü. Statik analizi için sınır şartları ve yükleme koşulları belirlendi ve Abaqus programıyla analizi gerçekleştirildi. Çıkan analiz sonuçları, optimize edilmiş ana gövde tasarımı analizi için referans olarak kabul edildi. Torna tezgahının çalışma prensibi, soğutma suyu ve talaş akma bölgeleri, talaş konveyörü yerleştirme opsiyonu ve ana gövde döküm proseside göz önünde tutularak Model 2 ve Model 3 ana gövde tasarımları oluşturulmuştur. Model 2 optimize tasarım olarak ifade edilmiştir. Model 2 tasarımın yapılmasının temel amacı gövde yapısını sadeleştirerek ana gövde döküm zorluklarını ve hatalarını aza indirmek. Yapılan feder sayısının düşürülmesi ile kalıp ayrıntıları azaltılmış döküm zorlukları minimize edilmiştir. Ayrıyeten gövde ortasına açılan boşluk ile talaş konveyörü yerleşimine alternatif sağlanmıştır. Model 2 tasarımının statik analizlerinde sınır şartları, malzeme özellikleri, mesh, montaj ilişkileri vb. bütün detaylar Model 1 statik analizi sınır şartları ve yükleme koşulları ile aynı şekilde tanımlanmıştır. Yapılan üçüncü tasarım ise Model 3'tür. Optimize tasarım (Model 2) iyileştirilmesi olarak adlandırılmış ve optimize tasarımın analiz sonuçlarındaki yer değiştirme değerini biraz daha küçültmek amacı ile yapılmıştır.

Model 1 tasarımının yapısal optimizasyonu ile Model 3 ana gövde ağırlığı 196 kg düşürülmüştür. Ana gövde üzerinde ki maksimum von mises gerilmesinin yaklaşık aynı kaldığı, Model 2 ve Model 3'de feder sayısının düşürülmesine rağmen maksimum deformasyon miktarı Model 1'e göre yaklaşık 0,001mm değişiklik göstermiştir. Yapılan bu tasarım değişikliği ana gövdenin döküm prosesini kolaylaştırması ve döküm kalıbının biraz daha sadeleştirmesi ve kullanılacak malzeme miktarının 196 kg

azaltılması ile döküm maliyetini düşürecektir. Ayrıca döküm hatalarının da daha az yaşanacağı tahmin edilmektedir.

8 inç torna tezgahının ana iş mili deviri maksimum 4500 dev/dk dır. Bu devir titreşim olarak 75 Hz karşılık gelmektedir. Yapılan çalışmada üç modelinde doğal frekansları hesaplanmış ve rezonansa girmediği tespit edilmiştir.

4.2. Öneriler

Yaptığım bu çalışma üretimi devam etmekte olan bir tezgah gövdesinin üretim proseslerini iyileştirmek ve tezgah kullanımına bir opsiyon sağlama amaçlı olduğu için yapısal optimizasyon tercih edilmiş ve gövde tasarımına ön görüler ile müdehale edilmiştir.

Yeni bir CNC torna ana gövde (yatağı) modeli veya buna benzer büyük hacimli makine gövdeleri tasarlanacak olursa, ön tasarımı gerçekleştirilen gövdeye gerekli sınır şartları ve yükleme koşulları hesaplanarak topoloji optimizasyonu yapılmasıyla ortaya çıkacak minimum malzemeli tasarımı sistem üzerinde çalışacak titreşim elemanlarının yaratacağı rezonas riski göz önünde tutularak tasarımın güçlendirilmesini ve tekardan

statik ve modal analizler ile doğrulanıp tasarımın sonlandırılmasını öneriyorum.

KAYNAKÇA

1. Serope Kalpakjian, Steven R. Schmid. 2010. Manufacturing Engineering and Technology.
2. Pürçek, Prof. Dr. Gençağa. Döküm Ders Notu. Trabzon : yazarı bilinmiyor, 2008.
3. Tools, Doosan Machine. PARTS BOOK. PL_ML0331_000255.
4. Tezmaksan. Cnc torna tezgahları ve kullanım alanları. Tezmaksan. [Çevrimiçi] [Alıntı Tarihi: 12 01 2021.] **https://www.tezmaksan.com.tr/cnc-torna-tezgahlari-ve-kullanim-alanlari-haberdetay-553.**
5. R. Stanıek, A. Gessner, J. Zıelnıca, W. Ptaszyńskı, A. Myszkowskı, O. Cıszak, A. Stoıć. 2012. Stress And Dısplacement Analysıs Of A Modern Desıgn Lathe Body By The Fınıte Element Method (FEM). **Metalurgıja. 51,** 51-54.
6. Hutton, Davıd V. 2004. Fundametals Of Fıne Elementanalıysıs. North America : Higher Education.
7. Uzun, H. İ. Yasin. 2006. Makine Mühendisliğinde Kullanılan Optimizasyon Tekniklerinin İncelenmesi. Yüksek Lisans Tezi. İstanbul : Yıldız Teknik Üniversitesi.
8. P. Duysinx. P. 1996. Duysinx, Optimization Topologique : Du milieu continu a la structure elastique, Universite de Liege.
9. Wilde, D.J. and Beightler, C.S., 1967. Foundations of Optimization, Prentice-Hall, Inc..
10. Michell, A.G.M. LVIII. 1904. "The Limits of Economy of Material in Frame Structures," The London, **Edinburgh, and Dublin Philosophical Magazine and Journal of Science, 8**(47):589-597.
11. Schmit, L.A., 1960. "Structural Design by Systematic Synthesis," Second Conference on Electronic Computation, ASCE, **Pittsburg,** 105-132.
12. Anders Klarbring and Peter W. 2009. Christensen. An Introduction to Structural Optimiza tion. Solid Mechanics and its Applications. Springer Science + Business Media B.V.

13. Okruta, Matthew, "Three-Dımensıonal Topology Optımızatıon Of Statıcally Loaded Porous.

14. G. I. N. Rozvany. 2000. Aims, scope, methods, history and unified terminology of computer aided topology optimization in structural mechanics. **Struct. Multidisc. Optim., 21**:90– 108.

15. Martin Philip Bendsøe. 1995. Optimization of Structural Topology, Shape and Material. Springer-Verlag Berlin Heidelberg.

16. Bian, Zhaokun Li, Yongqing Fu, Lijuan Shi, Huamei. 21016. The topology optimization on the bed of CNC lathe. 1Engineering of mechanical and electrical department, Beijing polytechnic college, Beijing. China.

17. Zhang Weiwei, Kong Jiali. 2017. Finite Element Analysis of CNC Lathe Bed. School of Mechanical Engineering, Shandong Huayu University of Technology. Dezhou 253034, China.

18. Haresh Modhavadiya, Rakesh Prajapati, Bhupesh Goyal. 2020. Weight Optimization of Bed for Heavy Duty CNC Lathe Machine MGX200 using FEM. **International Journal of Engineering and Advanced Technology (IJEAT)**. April.

19. Naik, Ripalkumar C Patel Shalin P Marathe Hardik V. 2017. Fınıte Element Analysıs And Optımısatıon Of Conventıonal Lathe Bed Usıng Cae Tool. Engineering: Issues, opportunities and Challenges for Development.

20. Hongping Yang a, b, Rongzhen Zhaob, Weiqian Lic, Cheng Yanga, Li Zhena. 2017. CK61125 CNC torna yatağı için FEM tabanlı statik ve dinamik özellikleri modelleme. Published by Elsevier Ltd, **Hongping Yang et al. / Procedia Engineering 174**: 489 – 496.

21. W, Weiwei. 2009. Finite Element Analysis of Dynamic Charateristic for the XK717 CNC Milling Machine. International Conference on Measuring Technology and Mechatronics Automation. Hongkong.

22. Rusu, Cyprien. A Guide to linear dynamic analysis with Damping. West Pomeranian University of Technology. Poland.

23. Ertürk A., Özgüven H., Budak E. 2006. İşleme Merkezlerinin Dinamik Analizi ve Süreçte Kararlılık: Yeni Bir Analitik Modelin Uygulamaları. **Makina Tasarım Ve İmalat Dergisi,. Cilt 8**, Sayı 2.

24. Gerhard Kehl, David Blank, Christiane Höger-Riedel. Finite Element Analysis as a response to frequently asked questions of machine tool mechanical design-engineers. MATEC Web of Conferences 104. IC4M & ICDES, 2017.

25. Mounir Muhammad Farid KOURA, Muhammad Lotfy ZAMZAM, Amr Ahmed Sayed SHAABAN. 2014. Simulation approach to study the behavior of a milling machine's structure during end milling operation. Turkish Journal of Engineering & Environmental Sciences TÜBİTAK.

26. M. Ragesh Sathiyan, M. Chandran. Structural Analysıs By Fınıte Element Method On Polymer Composıte Lathe Bed. Mechatronics and Automobile Engineering. India : **International Journal of Research in Mechanical. 5**, 2. 2454-1435.

27. Soğancı, Timur. 2016. Bir Ticari Araç Gövdesinin Yapısal Optimizasyon Yoluyla Tasarımı Ve Geliştirilmesi. OTEKON'16 8. Otomotiv Teknolojileri Kongresi. Bursa.

28. Enginar, Hüseyin Eren. 2014. Ağır taşıt jantının topoloji optimizasyonu yardımıyla optimum tasarımı. Dokuz eylül üniversitesi. İzmir.

29. Il Yong Kim, Olivier de Weck, William Nadir, Peter Young and David Wallace. 2004. Innovative Modern Engineering Design and Rapid Prototyping Course: A Rewarding CAD/CAE/CAM Experience for Undergraduates. Department of Aeronautics and Astronautics and Engineering Systems Division. **Massachusetts Institute of Technology**.

30. Anayet U. Patwari, Waleed F. Faris, A. K. M. Nurul Amin, and S. K. Loh. 2009. Dynamic Modal Analysis of Vertical Machining Centre Components. Advances in Acoustics and Vibration. **Hindawi Publishing Corporation, 10**. ID 508076.

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı: Ramazan KARAOĞLAN
Uyruğu: Türkiye (T.C)

EĞİTİM

Derece	Kurum	Mezuniyet Tarihi
Yüksek Lisans	Erciyes Üniversitesi	2021
Lisans	Sivas Cumhuriyet Üniversitesi	2016

İŞ DENEYİMLERİ

Yıl	Kurum	Görev
2016-2017	Estaş Medikal	Ar Ge Müh.
2017-2020	Dener Makine	Ar Ge Müh.
2020-devam	Aspilsan Enerji	Ar Ge Müh.

YABANCI DİL

Almanca, İngilizce

YAYINLAR