

T.C.
GEBZE YÜKSEK TEKNOLOJİ ENSTİTÜSÜ
MÜHENDİSLİK VE FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

ÖNDEN YÜKLEMELİ OTOMATİK ÇAMAŞIR
MAKİNESİ TAMBURUNUN DİNAMİK
MODELLENMESİ VE SONLU ELEMANLAR
YÖNTEMİ İLE ANALİZİ

Murat ERDİM
YÜKSEK LİSANS TEZİ
TASARIM VE İMALAT MÜHENDİSLİĞİ ANA BİLİM
DALI

DANIŞMANI
YRD.DOÇ.DR. ZAFER ŞENALP

GEBZE

ÖZET

TEZİN BAŞLIĞI : Önden Yüklemeli Otomatik Çamaşır Makinesi Tamburunun Dinamik Modellenmesi ve Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Analizi

YAZAR ADI : Murat ERDİM

Bu tez çalışmasında, önden yüklemeli (yatay eksenli) bir çamaşır makinesinin tamburunun dinamik analizinin sonlu elemanlar yöntemi ile nasıl yapılacağı anlatılmıştır. Dinamik analizi yapabilmek için, öncelikle çamaşır makinesinin tamburunun ve tamburun hareketine etki eden parçaların CAD modelleri hazırlanmıştır. Daha sonra sonlu elemanlar analizinin yapılabilmesi için gerekli olan elemanlar, bu modellere uygulanmış ve gerekli sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur. Ardından da sonlu elemanlar çözümünün yapılacağı programa bu model aktararak sonuçlar derlenmiştir.

Yöntem olarak, öncelikle çamaşır makinesinin tamburu ve tamburun hareketini etkileyen diğer parçalar ile rijit bir sonlu elemanlar modelinin dinamik analizi yapılarak yay-amortisör seti belirlenmiş, bu set ile analiz tekrarlanarak, makinenin dinamik çalışan sisteminin düşeydeki çökmesi öngörülen bir sınır içine çekilmiştir. Daha sonra sonlu elemanlar modelinin içinde, tamburun, rijitlik özelliği kaldırılarak, seçilen yay amortisör seti içinde, uğradığı şekil değişimleri ve gerilmeler incelenmiştir.

Tez içeriği, belirli bir problemin çözümünden çok belirli bir sistemin analiz yöntemi olduğundan mümkün olduğunca sayısal değerlerin kullanılmasından kaçınılmıştır. Ancak analizin bilgisayarda yapılabilmesi için gereken bazı değişkenlerin sayısal olarak girilmesi gerekmiş ve buna bağlı olarak da sayısal sonuçlar alınmıştır.

SUMMARY

THESIS TITLE : Dynamic Modeling of a Front Loaded Automatic Washing Machine Drum and Finite Element Method Analysis

AUTHOR NAME : Murat ERDİM

How to make the dynamic analysis of a front loaded (horizontal axis) washing machine drum by finite element method is described in this thesis. To be able to make the dynamic analysis, firstly, the CAD models of the drum and the parts which are related to motion of the drum are prepared. After this, the elements which are required to make the finite element model are applied to the model. And lastly, this model is transferred to program which makes the solution of the finite element method.

As the method, firstly, a rigid finite element model which includes the drum and the parts which are related to motion of the drum is run and spring-shock absorber set is determined. After this, analysis is run again and the vertical displacement of the dynamic system is arranged to a predicted value. Lastly, the drum in the model is made flexible and the analysis is run again with the spring-shock absorber set determined before and displacements and stresses studied.

The base of the thesis is the analysis method of a specific system, not a solution of a problem. So that, it's abstained to use numerical values. But some parameters should be a numerical value to make the analysis by using computer and numerical results are got related to this.

TEŞEKKÜR

Tezin hazırlanması boyunca değerli katkılarını esirgemeyen ve büyük bir özveri ile çok değerli zamanlarını ayıran, danışman hocam Yrd.Doç.Dr. A. Zafer ŞENALP'e, çalışmanın analiz kısımlarında değerli katkıda bulunan ARÇELİK A.Ş. Kurutucu İşletmesi Yapısal Tasarım Takım Lideri Mak. Yük. Müh. Ümit GÜLBAY'a, Çamaşır Makinesi İşletmesi Yapısal Tasarım Takım Lideri Mak. Yük. Müh. İbrahim YILDIRIM'a ve Çamaşır Makinesi İşletmesi Ürün Geliştirme Müh. Coşkun FİLİZ'e, AR-GE Mühendisi İsak VAROL'a, sürekli cesaretlendirdikleri için Mekanik üretim Takım Lideri Gemi İnş. Yük. Müh. Alper AYDINAY'a ve Çamaşır Makinesi Ürün Geliştirme Mühendisi Uçak Yük. Müh. Korhan ÖZKALAY'a, geçmiş tecrübelerinden faydalanabilmem için bütün imkanları yaratan Uçak Yük. Müh. Deniz Dilek USTAOĞLU'na, çalışma süresince maddi ve manevi hiçbir desteği düşünmeden sunan ailem ve arkadaşlarıma teşekkürü bir borç bilirim.

İÇİNDEKİLER DİZİNİ

ÖZET	iv
SUMMARY	v
TEŞEKKÜR	vi
İÇİNDEKİLER DİZİNİ	vii
SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ	ix
ŞEKİLLER DİZİNİ	x
BÖLÜM 1:	1
GİRİŞ	1
1.1 Çamaşır Makinesinin Tanıtımı ve Tipleri	1
1.2 Çamaşır Makinesi ile İlgili Yapılmış Çalışmalar	2
1.3 Tezin İçeriği ve Yöntemi	3
BÖLÜM 2: SAYISAL HESAPLAMA YÖNTEMLERİ	5
2.1 Giriş	5
2.2 Sonlu Farklar Yöntemi	5
2.3 Sonlu Hacimler Yöntemi	6
2.4 Sınır Elemanları Yöntemi	6
BÖLÜM 3: SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ	8
3.1 Giriş	8
3.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Mühendislikteki Uygulama Alanları ve Tarihsel Gelişimi	9
3.3 Yapısal Analizde Sonlu Elemanlar Yönteminin Uygulama Aşamaları	10
3.4 Ağ Yapısının Oluşturulması	11
3.5 Eleman çeşitleri	12
3.5.1 Kiriş Elemanlar	12
3.5.2 Kabuk Elemanlar	13
3.5.2.1 Kabuk Eleman Kullanımındaki Yaklaşımlar	15
3.5.3 Hacim Elemanlar	16
3.6 Sınır şartları	17
3.7 Malzeme Özellikleri	17
3.8 Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Statik Analiz	18
3.9 Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması	23

3.10 Bazı Ticari Sonlu Elemanlar Analizi Programları ve Uygulama Alanları	26
BÖLÜM 4: ANALİZ İÇİN SONLU ELEMENLAR MODELİNİN HAZIRLANMASI	27
4.1 Giriş	27
4.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanmasındaki Ön çalışmalar	27
4.2.1 3 Boyutlu Modelin Hazırlanması	28
4.2.1.1 Kazan	29
4.2.1.2 Tambur	30
4.2.2 Ağ Yardımı İle Kullanılacak Elemanların ve Malzeme Bilgilerinin Tanımlanması	30
4.3 Sınır Koşullarının Tanımlanması	33
BÖLÜM 5: DİNAMİK ANALİZ	36
5.1 Yay-Amortisör Analizi	36
5.2 Tambur deplasmanları ve tambur dayanım analizi	39
5.2.1 Tamburun ağız deplasmanları	39
5.2.2 Tamburun çevre deplasmanları	43
5.2.3 Tamburun arka deplasmanları	44
5.2.4 Tamburun dayanım analizi	47
BÖLÜM 6: SONUÇLAR	50
6.1 Yay-amortisör analizi	50
6.2 Tambur deplasmanları	50
6.3 Tambur dayanım analizi	50
6.4 Bu Tezin Üzerine Yapılabilecekler ve Öneriler	51
KAYNAKLAR	52
ÖZGEÇMİŞ	54

SİMGELER VE KISALTMALAR DİZİNİ

<u>Simge:</u>	<u>Açıklama:</u>
X:	Mesafe
Y:	Mesafe
Z:	Mesafe
∂ :	Diferansiyel
N:	Şekil fonksiyonlarının matrisi
δ :	Yer değiştirme
q:	Düğüm noktası yer değiştirme vektörü
Π :	Potansiyel enerji fonksiyoneli
S:	Yayılı yüzey kuvveti
T:	Kuvvetin uygulandığı eleman yüzeyi
b:	Birim hacim başına kütle kuvvetleri vektörü
ε :	Birim uzama vektörü
B:	Birim uzamalar için şekil fonksiyonu matrisi
F:	Düğüm noktası tekil vektörü
Q:	Düğüm noktası yer değiştirmeleri
K:	Katılık matrisi
E:	Elastisite modülü
G:	Kayma modülü
ν :	Poisson oranı
u:	X doğrultusundaki özvektör
v:	Y doğrultusundaki özvektör
w:	Z doğrultusundaki özvektör
σ :	Normal gerilme
V:	Hacim

ŞEKİLLER DİZİNİ

Sekil

1.1: Üstten yüklemeli çamaşır makinesi	1
1.2: Önden yüklemeli çamaşır makinesi	2
3.1: Sonlu elemanlar modeli örneği	8
3.2: Sonlu elemanlar modelinde eleman ve düğüm noktaları	11
3.3: Üç boyutlu elastik kiriş eleman	12
3.4: a) 3 düğüm noktalı lineer üçgen eleman	
b) 4 düğüm noktalı lineer kuadratik eleman	
c) 6 düğüm noktalı eğrisel üçgen eleman	
d) 8 düğüm noktalı eğrisel kuadratik eleman	13
3.5: Geometride müsaade edilen deformasyonlar	14
3.6: Kabuk elemanda orta düzlem	15
3.7: Kabuk modellemede hatalı bölgeler	15
3.8: I-kirişte kabuk model için gerekli adımlar	15
3.9: Kullanılan başlıca hacim elemanlar	16
3.10: Noktasal yükleme ile yayılı yüklemenin karşılaştırılması	25
4.1: Dengeleme için kullanılan montaj ve eksenler	29
4.2: Kazanın genel görünüşü	29
4.3: Tamburun önden ve arkadan genel görünüşü	30
4.4: Ağ atılırken malzeme seçilmesi	31
4.5: Tambur sacları	32
4.6: Tambur kolu ve tambur mili	32
4.7: Dengesiz kütleinin konumu	34
4.8: Tambura uygulanacak hareket senaryosunun grafiği	34
4.9: ADAMS modeli	35
5.1: Rijit modelin koşturulması sonrası alınan görüntü	37
5.2: Analiz sonucunda sistemin Y ekseninde oluşan deplasman grafiği	38
5.3: Sistemin Y eksenindeki hareketi kısıtlanmış halinin grafiği	39
5.4: Tambur ağzı üzerinde seçilen noktalar	40
5.5: Kazan ile 1 numaralı nokta arasında zamana bağlı mesafeler	41
5.6: Tambur ağzı üzerindeki nokta çiftlerinin Z eksenini üzerindeki hareketi	42
5.7: Tamburun çevresel bölgesi	43

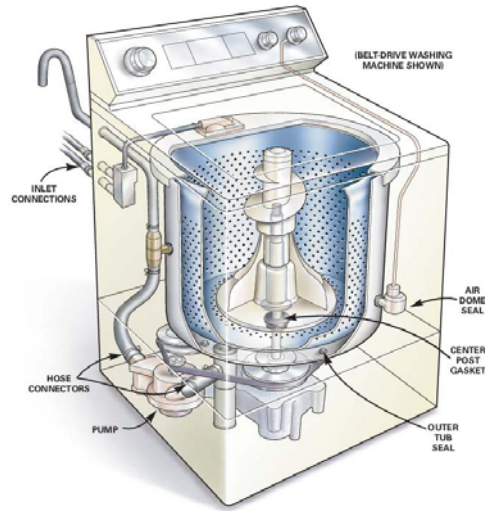
5.8: Tamburun çevresel bölgesi ile kazan arasındaki mesafeler	44
5.9: Tamburun arka bölgesi	45
5.10: Tamburun arka bölgesi ile kazan arasındaki mesafeler	46
5.11: Tamburda oluşan gerilmelerin sacın akma sınırına göre görünümü...	48
5.12: Tamburda oluşan gerilmelerin tambur kolunun akma sınırına göre görünümü	49

1. GİRİŞ

1.1 Çamaşır Makinesinin Tanıtımı ve Tipleri

20. yüzyıl içerisinde beyaz eşya sektöründe, diğer sektörlerde olduğu gibi önemli değişiklikler yaşanmış, pazar içerisindeki rekabet ve rekabet eden marka adedi büyük artışlar göstermiştir. Çamaşır makineleri çok geniş gelir grupları içerisinde kullanılmaya başlanmış, bu da pazardaki büyümenin yanında farklı ihtiyaçlara cevap veren ürün çeşitliliği talebine yol açmıştır.

Zaman içerisinde çok çeşitli çamaşır makineleri geliştirilmiş, günümüzde ise üstten yüklemeli ve özellikle önden yüklemeli çamaşır makineleri yaygın olarak kullanılır olmuştur.



Şekil 1.1: Üstten yüklemeli çamaşır makinesi



Şekil 1.2: Önden yüklemeli çamaşır makinesi

Çamaşır makinesinin çok geniş kitlelere ve gelir gruplarına ulaşması farklı ihtiyaçlar doğurmuş, ayrıca elektroniğin de ilerlemesiyle müşterinin ilgisini çekecek yeni özellikler çamaşır makinelerine eklenmeye başlamıştır.

Böyle bir ortamda rekabet etmeye başlayan firmalar arasında ihtiyaçları en hızlı şekilde karşılayabilecek sayıda ürün çeşidini geliştirebilen, bunun yanında sorunsuz, müşterinin beklentilerini karşılayabilen, diğer yandan da firmanın karlılığını gözeterek yeterli seviyede mali avantajlar sağlayan ürünleri üretebilen firmalar başarılı olmuştur.

Bu saydığımız ortamda, en hızlı şekilde ürün geliştirme faaliyetlerinin sonuçlandırılması için önemli başlıklardan birisi, makinenin taşıyacağı yüklere karşı dayanımını en hızlı şekilde hesaplayabilmek yeterliğine sahip olunmasıdır.

1.2 Çamaşır Makinesi ile İlgili Yapılmış Çalışmalar

Çamaşır makinesi ile ilgili, üretici firmaların ciddi Ar-Ge çalışmaları yapmalarına karşın, yapılan yayın sayısı oldukça kısıtlı kalmıştır. Okullarımızda ise, üretici firmaların okul – sanayi işbirliği çalışmaları içinde, özellikle yüksek lisans tezi seviyesinde yayın sayısının artması ise oldukça sevindiricidir. Ancak bu çalışmaya katkısı olacak çalışmalara az sayıda rastlanmıştır.

Wagner (2000), yaptığı doktora tezinde, çamaşır makinesi dinamiğini matematiksel olarak tanımlamıştır.

Conrad (1994), çamaşır makinesi tasarımındaki dinamik sınır şartları üzerine değerli bir doktora tezi hazırlamıştır.

Şibar (1975) Türkiye’de çamaşır makinesinin üretilmesi ve kullanılması üzerine çalışmış, yıkama işlemi ile makinenin tasarımında kullanılacak çeşitli ölçütler üzerine çalışmıştır. Yaptığı bu tez çalışmasında, çamaşır makinesinin mühendislik hesaplarının nasıl yapılacağına dair yöntemler sunmuş, ayrıca temel üretim fizibilitelerini, döneminin şartlarına göre yapmıştır.

Cui ve Tai, (2000) üstten yüklemeli bir çamaşır makinesinin yapısal analizini yaparak tasarım optimizasyonunu geliştirmişlerdir. Bu çalışmada yapılan sonlu elemanlar metodu uygulamaları oldukça değerli bir yayındır ve bu çalışmada, temel prensiplerin uygulanmasında önemli bir referans olmuştur.

Özdemirci (2001) Mercedes-Benz Türk desteği ile Üniversite sanayi işbirliği kapsamında yaptığı tezde, sayısal hesaplama yöntemleri ve sonlu elemanlar yöntemi ile ilgili değerli derlemeler yapmış, bu tezde verilen Sonlu Elemanlar Yöntemi ile ilgili genel bilgiler için önemli bir yardımcı olmuştur.

1.3 Tezin İçeriği ve Yöntem

Bu tezde önden yüklemeli bir çamaşır makinesinin dinamik davranışları sonlu elemanlar yöntemi ile incelenmiştir.

- Öncelikle kaynak taraması yapılmıştır.
- İkinci olarak çamaşır makinesinin sonlu elemanlar analizlerinde kullanılmak üzere CAD modelleri yapılmış, bu modellerden de, ihtiyaç duyulan sonlu elemanlar modeli oluşturulmuştur.

- Son olarak da, durgun halden başlayarak sıkma haline kadar hızlanan bir senaryo dâhilinde bu sonlu elemanlar modeli çözümlenerek sonuçları yorumlanmıştır.
- Tezin amacı, sadece çamaşır makinesinin tamburunun incelenmesi olmasına karşın, makinenin tüm dinamik sisteminin modeli oluşturulmuş ve bu model çözümlenerek tamburun model içindeki davranışlarını inceleme yoluna gidilmiştir. Bu yöntemin belirlenmesindeki temel amaç, tamburun, çamaşır makinesi içindeki pek çok parça ile birlikte dinamik hareket ediyor olmasıdır. Başka bir deyişle tamburun üzerinde seçilecek herhangi bir noktanın uzayda herhangi bir üç boyutlu eksen takımına göre hareketi, sadece tamburun kendi eksenini etrafındaki dönme hareketi değil, kazan ile kazana bağlı dengeleme ve sönümleme elemanlarından da etkilenen bir harekettir.

2. SAYISAL HESAPLAMA YÖNTEMLERİ

2.1 Giriş

Günümüzde, mühendislik problemlerinin çözümünde analitik çözüm ya da deneysel çözümün yanında çok daha ucuz ve kısa sürede sonuç veren sayısal yöntemler kullanılmaktadır. Gelişen bilgisayar teknolojisinin sonucu olarak oldukça büyük boyutlara sahip matrislerle işlemler yapılabilmekte ve ağır hesapların altından kalkılabilmektedir. Bir mühendisten beklenen en önemli katkı, problemin hangi denklem sistemine daha uygun olduğunu tesbit etmek, başlangıç ve sınır şartlarını tayin ederek çözümü, kabul edilebilir bir hassasiyette bulmaktır. Önde gelen sayısal hesaplama yöntemlerinin bazıları şunlardır:

- ❑ Sonlu farklar yöntemi,
- ❑ Sonlu hacimler yöntemi
- ❑ Sınır elemanlar yöntemi
- ❑ Sonlu elemanlar yöntemi

Bu yöntemler dışında uygulama alanı kısıtlı olan başka hesaplama yöntemleri de mevcuttur. Sonlu elemanlar yöntemi, bir sonraki bölümde daha ayrıntılı olarak ele alınmaktadır.

2.2 Sonlu Farklar Yöntemi

Bu yöntemde bir anlamda diferansiyel denklemleri elde etmek için yapılan işlemlerin tersi yapılır. Sonsuz küçük olarak kabul edilen büyüklüklerin sonlu olduğu kabul edilerek sonlu farklardan türetilen diferansiyel denklemler tekrar sonlu farklar denklemi haline getirilir. Sonlu farklar denklemleri ile diferansiyel denklemler arasında birebir eşleşme olmadığından aynı diferansiyel denklem çok sayıda sonlu farklar cinsinden ifade edilebilir.

Sonlu farklar yöntemi, tabiatı itibarıyla diferansiyel denklemlerden ayrık denklem sistemine en kolay şekilde geçilen yöntemdir. Uzun süreden beri kullanıldığı için özellikleri gayet iyi bilinmektedir. Bu yöntemin en zayıf tarafı karmaşık geometrilere uygulama zorluğudur.

Yaratılan ağ üzerindeki noktalarda, türevler, komşu noktalardaki değerlerle ifade edildiğinden, komşu noktalar koordinat eksenleri üzerinde değillerse türevleri istenilen hassasiyetle elde etmek zordur. Ayrıca sınır koşullarının uygulanması da bir takım zorluklar yaratmaktadır. Öte yandan düzgün geometrilere uygulandığı zaman elde edilen matrislerin yapısı iyi bilindiğinden, hafızadan büyük tasarruflar elde etmek ve çok etkin çözücüler kullanmak gibi üstünlükleri de vardır.

2.3 Sonlu Hacimler Yöntemi

Sonlu farklar yönteminde, daha sonra açıklanacak olan sonlu elemanlar yöntemini, karmaşık geometrilere kullanabilme kolaylığına ulaşmak için bir takım yaklaşımlar oluşturulmuş ve sonlu hacimler yöntemi geliştirilmiştir. Bu yöntemin en önemli üstünlüklerinden biri, korunması gereken büyüklüklerin korunumunu, eleman seviyesinde sağlamasıdır.

2.4 Sınır Elemanları Yöntemi

Sınır elemanları yönteminin üstünlüğü, Ω alanı içinde bir noktadaki çözümü, sadece sınır değerlerini içermesi, dolayısıyla daha küçük bir denklem sistemi çözmek suretiyle bulunmasını sağlamasıdır. Oysa diğer yöntemlerde, örneğin sonlu elemanlarda, istenmese bile tüm ağ noktalarındaki değerler hesaplanır. Bu yöntemde ayrıca bir ağ yapısı da gerekmemektedir (Sadece sınır üzerinde gerekir ve boyut azaldığı için daha basit bir problemdir.).

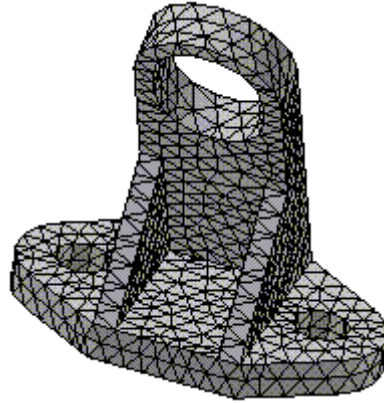
Öte yandan sınır elemanları yönteminde, diferansiyel denklemin temel çözümlerini bulmak gerekir ki bu sadece bazı basit lineer denklem tipleri için (örneğin Laplace denklemi) mümkündür. Ayrıca, ortaya çıkan lineer sistemlerin, boyutları küçük bile olsa, seyrek olmamaları ve çözüm işlemini zorlaştırmaları bu yöntemin diğer bir zayıflığıdır. [Özdemirci 2001].

3. SONLU ELEMANLAR YÖNTEMİ

3.1 Giriş

Bu bölümde sonlu elemanlar yöntemi hakkında genel bir bilgilendirme yapılmış, yöntemin gelişim sürecine ve uygulama alanlarına değinilmiş, yöntemdeki elemanlar hakkında temel bilgiler verilmiştir.

Mühendislik uygulamalarında problemler, cebrik ifadeler, diferansiyeller ya da integraller şeklinde denklem takımlarıyla, çeşitli yaklaşım metodlarına göre modellenirler. Daha sonra, gerek problemin geometrik yapısı gerekse yükleme koşullarının belirlediği sınır şartları altında denklem takımlarının çözümü yapılır. Denklem takımlarının analitik çözümünün, özellikle üç boyutlu geometrilerde her nokta için tam olarak bulunması mümkün değildir. Analitik yöntemlerin haricinde kullanılan deneysel yöntemler de, çözüme ulaşmak için uzun bir hazırlık süresini ve maddi yükü beraberinde getirmektedir. Bu bakımdan sonlu elemanlar yöntemi, pek çok fiziksel olayın çözümünde uygulama alanı bulmuş; bilgisayar uygulaması kolay bir algoritmaya dayandığından yaygın olarak kullanılmaya başlanmıştır. [Özdemirci, 2001].



Şekil 3.1: Sonlu elemanlar modeli örneği

Sonlu elemanlar yöntemi ya da sonlu elemanlar analizi, karmaşık bir yapının basit bloklara ya da küçük, hesaplanabilir parçalara ayrılması prensibine dayanır. Bu

basit anlayışın uygulamalarına gündelik hayatta da rastlanabilir. Örneğin binalar, çocuk oyunu lego, vb. [Liu, 1998].

Sonlu elemanlar yöntemi, hem statik hem de dinamik yükleme şartlarında doğru ve hassas sonuçların elde edilmesine olanak veren bir hesaplama yöntemidir. Diğer sayısal hesaplama yöntemlerinden farklı olarak şekil fonksiyonları global değil lokaldır. Bu özellik, elde edilen lineer sistem matrisinin seyrek olmasını sağlar böylece çok karmaşık geometrilerde bile kullanım alanı bulur. Ağ noktalarındaki çözüm değerleri doğrudan aranan katsayıları verdiğinden yeni işlemler yapılmasını gerektirmeyerek hafızadan tasarruf edilir [Özdemirci, 2001].

3.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Mühendislikteki Uygulama Alanları ve Tarihsel Gelişimi

Sonlu elemanlar yöntemi, Makine, Uçak, İnşaat Mühendislikleri'nde statik, dinamik, lineer ve lineer olmayan yapı analizlerinde, termal ve akış analizlerinde, elektromagnetikte, jeomekanik ve biyomekanik analizlerinde kullanım alanı bulmaktadır. [Liu, 1998].

Sonlu elemanlar yönteminin temeli, 1940'lı yıllarda sayısal metotların geliştirilmesiyle birlikte Richard Courant tarafından yapılan çalışmalarla atılmıştır. Courant sürekli bir sistemi üçgensel parçalara ayırarak bir analiz yöntemi geliştirmiştir. 1956 senesinde, Turner ve diğerleri bir üçgen eleman için rijitlik matrisini oluşturmuştur. “Sonlu elemanlar” terimi ise ilk olarak 1960'da Dr. Ray Clough tarafından kullanılmaya başlanmıştır.

Analog bilgisayarların yerini dijital bilgisayarların alması, analitik metotların ilerlemesi ve matrise dayanan çözümlerin geliştirilmesi ile sonlu elemanlar yönteminin de geliştirilmesi ve üç boyutlu problemlere uygulanması gerçekleştirilmiştir.

İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir.

Zaman içerisinde bilgisayar teknolojisinin ilerlemesi ile non-lineer problemler için de çözüm teknikleri geliştirilmiş; statik problemlerin yanı sıra dinamik problemler de incelenmeye başlanmıştır.

Sonlu elemanlar yöntemi, yapı analizi dışında ısı transferi, titreşim analizi, manyetik alan, biyomekanik, akışkanlar mekaniği ve diğer birçok alanda uygulanmaktadır. 1970'li yıllardan itibaren genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları ortaya çıkmaya başlamış, 1990'lardan itibaren sonlu elemanlar yöntemi ve uygulamalarıyla ilgili olarak pek çok kitap ve makale yayınlanmıştır.

Bir sonlu elemanlar modelinin oluşturulmasında takip edilecek yol; geometrik modelin oluşturulması, uygun eleman seçimi yapılması, eleman ve malzeme özelliklerinin tanıtılması, sınır ve yükleme şartlarının belirlenmesi olarak genellenebilir. [Özdemirci, 2001].

3.3 Yapısal Analizde Sonlu Elemanlar Yönteminin Uygulama Aşamaları

Sonlu elemanlar yöntemi ile elde yapılacak çözümler için izlenecek aşamalar aşağıda sıralanmıştır.

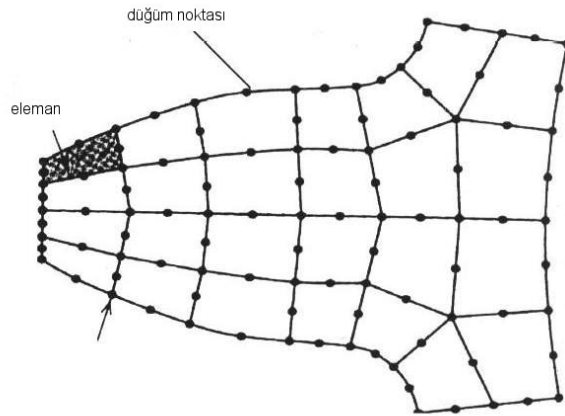
- Yapı, parçalara (elemanlara) bölünür.
- Elemanlara fiziksel özellikleri tanımlanır.
- Tüm yapının denklem sistemlerinin oluşturulabilmesi için elemanlar düğüm noktalarında birbirlerine bağlanır.
- Düğüm noktaları için denklem sistemleri çözülür.
- İstenen eleman için istenen değerler hesaplanır

Sonlu elemanlar yöntemini bilgisayar ortamında uygulamak için izlenecek aşamalar ise aşağıda sıralanmıştır.

- Ön süreç: Sonlu elemanlar modelinin hazırlanması, yüklerin ve sınır şartlarının verilmesi.
- Çözüm: Denklem sistemlerinin oluşturulması ve çözülmesi.
- Süreç sonrası: Sonuçların sıralanması ve gösterilmesi. [Liu, 1998].

3.4 Ağ Yapısının Oluşturulması

Bu yöntemde yapı, davranışı daha önceden belirlenmiş olan elemanlara bölünür. Ağ yapısı olarak isimlendirilen bu yapıda elemanlar, düğüm noktaları adı verilen noktalarda birbirleri ile birleştirilirler. Bu şekilde her düğüm noktasına ait cebrik bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler düğüm noktalarındaki denge denklemleridir. Problemin içeriğine bağlı olarak bu şekilde binlerce denklem elde edilebilir. Bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün değeri o elemanın düğüm noktalarındaki değerler kullanılarak enterpolasyon ile bulunur.



Şekil 3.2: Sonlu elemanlar modelinde eleman ve düğüm noktaları

Geometri üzerindeki delik ve çentik gibi yapılar lokal gerilme yığılmalarına neden olacağından ağ yapısını oluşturmak için hazırlanmış temiz bir geometri işlemi

oldukça kolaylaştıracak ve düzgün bir ağ yapısı sağlayacaktır. Düzgün bir ağ yapısı ise doğru sonuca ulaşmayı sağlayan en önemli faktördür.

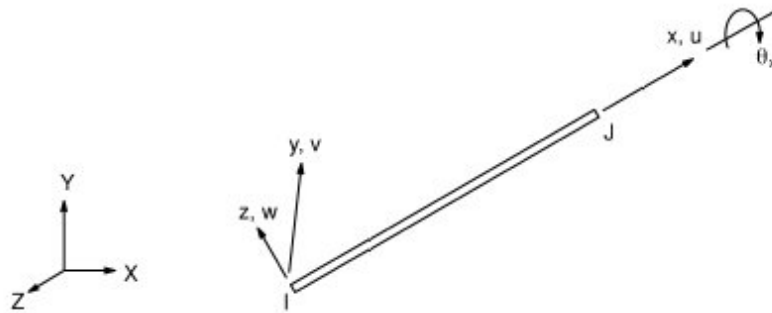
Düzgün bir ağ yapısının yanısıra kullanılacak eleman çeşidi, sınır şartları, malzeme özellikleri, yükleme durumu da doğru ve hassas bir sonuca ulaşmayı sağlayan etkenlerdir.

3.5 Eleman Çeşitleri

Sonlu elemanlar ile modelleme aşamasında seçilecek eleman tipi, analizin çeşidi, istenilen hassaslık derecesi ve modelin geometrisi gibi birçok özelliğe bağlıdır. Model, elemanlara ayrılırken birden fazla eleman çeşidinden faydalanılabilir. Aşağıda temel bazı eleman tipleri kısaca tanıtılmaktadır.

3.5.1 Kiriş elemanlar

Kiriş elemanlar ile modellenecek sistem, uzun bir yapıya ve dar bir kesit alanına sahip olmalıdır. Eleman, kesit alanı ve atalet momentleri ile tanımlanır. Kiriş eleman üç boyutlu işlem yapabilme kapasitesine sahiptir ve iki adet düğüm noktası ile ifade edilmektedir. Her elemanın modelin koordinat sisteminden bağımsız olarak kendi koordinat sistemi bulunmaktadır. Genelde “x” eksenini kirişe paralel olan eksenidir, diğer eksenler kullanıcının isteğine göre belirlenebilir.



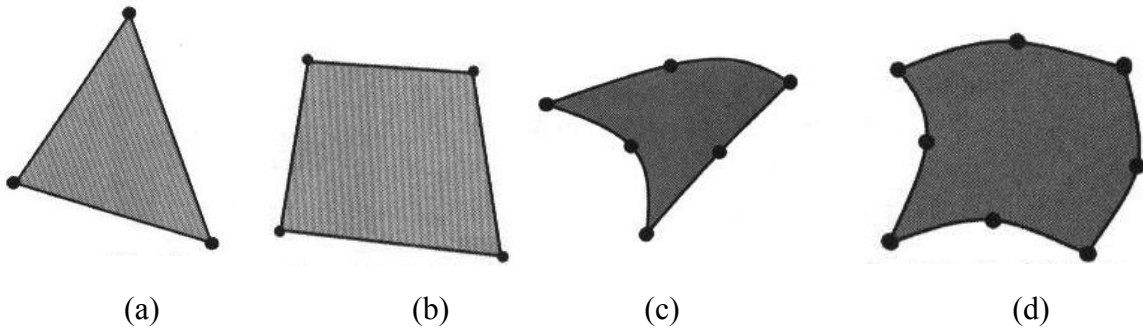
Şekil 3.3: Üç boyutlu elastik kiriş eleman

3.5.2 Kabuk elemanlar

Kalınlıkları küçük olan yapılar için uygundur. Dörtgen ya da üçgen şeklinde olabilirler. Dörtgen elemanlar üçgen elemanlara göre daha hassas sonuç verir. 4 düğüm noktalı dörtgen elemanın en büyük avantajı basit bir formulasyona sahip olmasıdır.

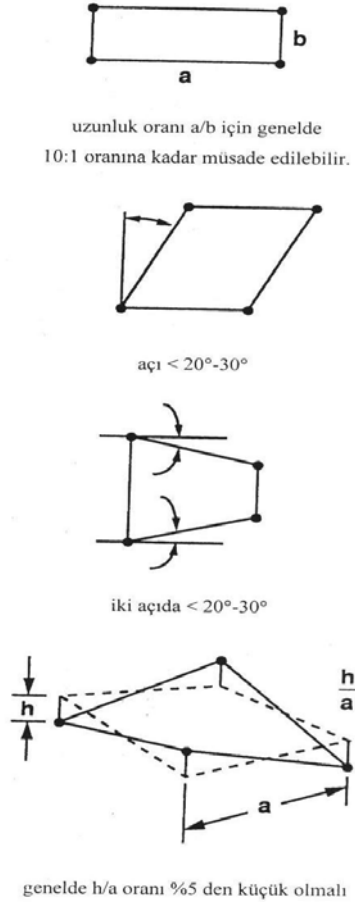
Kabuk elemanlarla yapılan ağ, geometrinin orta düzleminden geçmelidir, buna uygun olarak geometride gerekli düzenlemeler yapılır. Giriş verisi olarak sadece kalınlık verilir. Kabuk model, hız ve hassaslık açısından en çok tercih edilen model türüdür.

Elemanı tarif eden tüm düğüm noktaları aynı düzlem üzerinde olmayabilir. Bu da elemanda çarpılmaya neden olur. Kabuk teorisine dayanarak elde edilen eğrisel yüzeyli elemanlar, düzlemsel elemanların yaratmış olduğu problemi ortadan kaldırırlar ancak beraberinde başka zorluklar getirirler. Eğrisel elemanı tarif etmek için daha fazla geometrik bilgiye ihtiyaç olmaktadır. Formülasyonu ise düzlemsel elemanlara göre çok daha zordur.



Şekil 3.4: a) 3 düğüm noktalı lineer üçgen eleman
b) 4 düğüm noktalı lineer dörtgen eleman
c) 6 düğüm noktalı eğrisel (parabolik) üçgen eleman
d) 8 düğüm noktalı eğrisel (parabolik) dörtgen eleman

Şekil 3.5’de eleman geometrisinde genelde müsaade edilebilecek geometrik biçim bozukluklarının seviyesi gösterilmektedir.

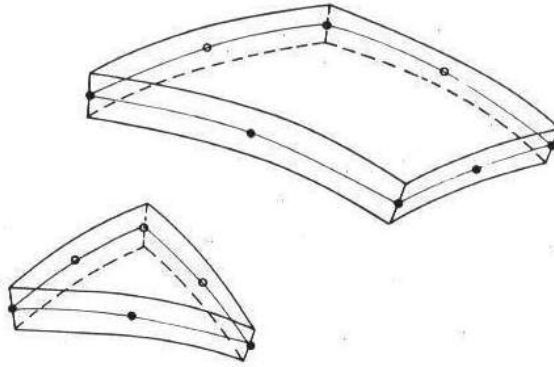


Şekil 3.5: Geometride müsaade edilen deformasyonlar

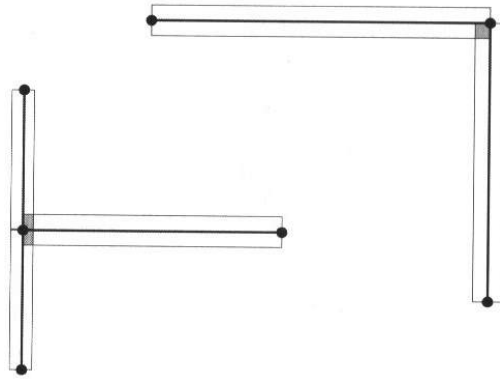
3.5.2.1 Kabuk Eleman Kullanımındaki Yaklaşımlar

Yukarıda belirtildiği gibi kabuk elemanlarla temsil edilen bir modelde ağ, yapının orta düzleminden geçmelidir.

Bunun bir sonucu olarak iki kabuk elemanın birleştiği köşe noktalarında Şekil 3.6’da gösterildiği gibi üst üste binmeler meydana gelecek ve bu bölgeler için elde edilen gerilme değerleri gerçek sonuçları yansıtmayacaktır.

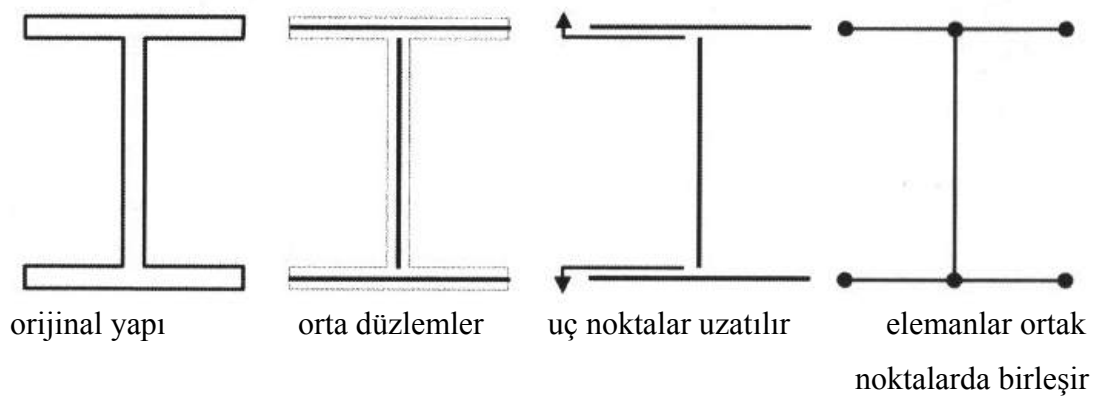


Şekil 3.6: Kabuk elemanda orta düzlem



Şekil 3.7: Kabuk modellemede hatalı bölgeler

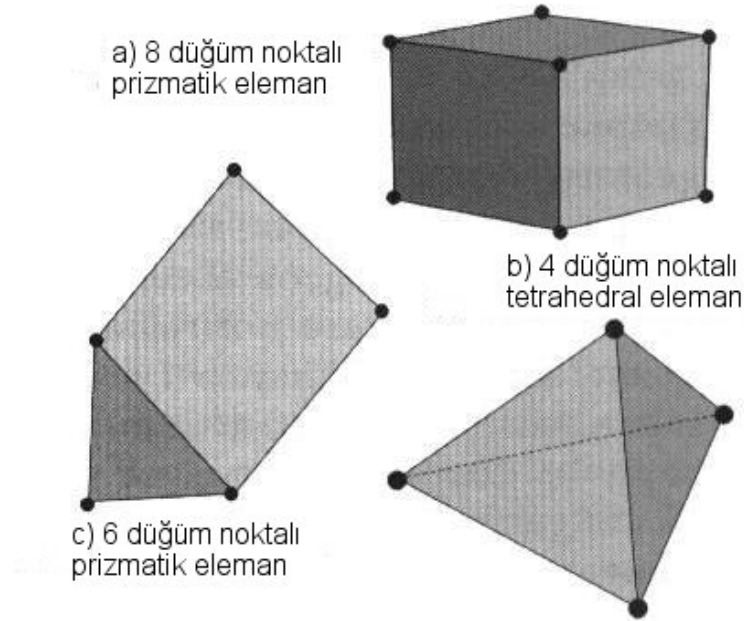
Aşağıda bir I kirişin kabuk elemanlarla orta düzlemlerinden modellenmesi durumunda gerçekleştirilecek adımlar gösterilmiştir. Elemanların birbirini görmesi için, orta kısımdaki kabuk eleman düğüm noktalarından uzatılarak modellenmiştir.



Şekil 3.8: I-kirişte kabuk model için gerekli adımlar

3.5.3 Hacim elemanlar

Diğer elemanların kullanılmadığı üç boyutu da birbirine yakın olan geometrilere kullanılırlar. Geometride düzeltme yapmaya gerek duyulmadan ağ yapısı oluşturulabilir. Eleman için herhangi bir özellik tanımlamaya gerek yoktur.



Şekil 3.9: Kullanılan başlıca hacim elemanlar

Yukarıda kısaca bahsedilen üç ana eleman tipinin dışında yay elemanlar, kütle elemanlar, sönüm elemanları, rijit elemanlar, kontak elemanlar gibi başka eleman çeşitleri de bulunmakta ve kullanılmaktadır.

3.6 Sınır Şartları

Sınır şartları modele mesnetler ve yükler olarak uygulanır. Yükler, katı mekaniğinde kuvvet, moment, yer değiştirme; ısı transferinde sıcaklık ve ısı akısı; akışkanlar mekaniğinde hız ve basınç olarak uygulanmaktadır. Mesnetler uygulanan yüklere karşı, kullanılan elemanın çeşidine bağlı olarak direnç gösterirler. Yükler sisteme, giriş verisi olarak uygulanırken mesnetler, sistemi sabitlemek için

kullanılırlar. Tekil yükler düğüm noktalarına uygulanırlar. Bu nedenle ağ yapısı, tekil yüklerin düğüm noktalarına uygulanmasını sağlayacak şekilde yapılandırılmalıdır.

Üç boyutlu bir sistemde her eleman 3'ü dönme ve 3'ü öteleme olmak üzere 6 adet serbestlik derecesine sahiptir. Mesnetler, elemana ait olan bu serbestlik derecelerini sınırlandırarak uygulanırlar.

Sınır şartlarının seçimi, yapılan analizin hassasiyetini doğrudan etkilemektedir. Sınır şartlarında küçük gibi görünen bir hata sonucu büyük ölçüde etkileyebilir.

3.7 Malzeme Özellikleri

Farklı malzemeler aynı şartlarda farklı tepkiler gösterirler. Mühendislikte en sık kullanılan malzeme olan çelik, farklı alışımda üretildiğinde ve farklı ısı işlemlerden geçirildiğinde çok farklı sonuçlar vermektedir. Doğru ve gerçeğe yakın bir gerilme analizi yapmak için malzeme en doğru şekilde tanımlanmalıdır.

Malzemeler izotropik, anizotropik ya da ortotropik olabilirler. İzotropik malzemenin özellikleri geometriden bağımsız olarak her yönde ve kesit alanında aynıdır. anizotropik malzemeler farklı yönlerde farklı özellikler gösterirler. Ortotropik malzemeler, anizotropik malzemelerin farklı bir çeşididir; malzeme birbirine dik yüzeylerde farklı özelliklere sahiptir. çoğu analiz malzeme izotropik varsayılarak ve homojen malzeme özellikleri kullanılarak yapılmaktadır. Homojen malzemenin özellikleri tüm yapı içerisinde sabittir.

Genel olarak malzemeye ait üç temel özellik belirtilir. Bunlar, elastiklik modülü (E), kayma modülü (G), ve Poisson oranı (ν)'dır.

3.8 Sonlu Elemanlar Yöntemiyle Statik Analiz

Statik bir yük, parça üzerindeki sabit kuvvet veya momenttir. Bir kuvvet veya momentin sabit olması, büyüklüğünün, uygulama noktasının veya yönünün değişken olmamasını gerektirir. Statik yük, aksenal basma veya çekme yükü, kesme yükü, eğilme yükü, burulma yükü veya bunların birlikte uygulaması olabilir. Yükteki değişimlerin küçük olduğu bazı durumlar da statik yük olarak kabul edilir.

Yapı mekaniği problemlerinin sonlu elemanlar yöntemiyle çözümü, minimum potansiyel enerji ilkesi kullanılarak şu şekilde gerçekleştirilebilir:

1. Adım:Yapı, temel değişkenlerin üzerinde interpolate edileceği, basit geometrili E tane elemana bölünür. Elemanlar üzerinde düğüm noktası diye adlandırılan anahtar noktalar seçilir. Bir çözüm bölgesinde çeşitli eleman tipleri aynı zamanda kullanılabilir.

2. Adım:Eleman üzerinde yer değiştirme alanının değişimini göstermek için interpolasyon fonksiyonlarının tipi seçilir. Genellikle interpolasyon fonksiyonları olarak polinomlar tercih edilir. Çünkü bunları integre etmek ve türetmek kolaydır. Böylece herhangi bir “e” elemanı içindeki yer değiştirme modeli

$$\{\delta\} = \begin{Bmatrix} u(x, y, z) \\ v(x, y, z) \\ w(x, y, z) \end{Bmatrix} = [N] \{q\}$$

(3.1)

şeklinde yazılabilir. Yani yer değiştirmelerin eleman üzerindeki değişimi, düğüm noktası yer değiştirmeleri vektörü $\{q\}$ ve şekil fonksiyonları matrisi $[N]$ 'ye bağlı olarak ifade edilir.

3. Adım: Eleman katılık matrisleri ve yük vektörleri minimum potansiyel enerji ilkesinden türetilir. Bunun için yapının potansiyel enerji fonksiyoneli Π aşağıdaki gibi yazılır:

$$\Pi = \sum_{e=1}^E \Pi^e \quad (3.2)$$

Burada Π^e , 'e' elemanın potansiyel enerjisidir ve

$$\Pi = \frac{1}{2} \int_{V^e} \{\varepsilon\}^T [D] \{\{\varepsilon\} - 2\{\varepsilon_0\}\} dV - \int_{V^e} \{\delta\}^T \{b\} dV - \int_{S_1^e} \{\delta\}^T \{T\} dS_1 - \sum_{i=1}^I \delta_i P_i \quad (3.3)$$

formülüyle verilir. Görüldüğü gibi yalnızca kütle, yüzey ve tekil kuvvetler hesaba katılmıştır. Burada V^e elemanın hacmi ve S_1^e üzerinde yayılı yüzey kuvvetleri $\{T\}$ 'nin belirli olduğu eleman yüzey parçasıdır. $\{b\}$ ise birim hacim başına kütle kuvvetleri vektörüdür.

(3.3) no'lu denklemde görülen $\{\varepsilon\}$ birim uzama vektörü, (3.2) denklemini uygun şekilde türeterek düğüm noktası yer değiştirme vektörü $\{q\}$ 'ya bağlı olarak ifade edilebilir:

$$\{\varepsilon\} = \begin{Bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{xy} \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial y} \\ \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial x} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u \\ v \\ w \end{Bmatrix} = [d]\{\delta\} = [d][N]\{q\} = [B]\{q\}$$

(3.4) Burada,

$$[B] = [d][N] \quad (3.5)$$

şeklinde hesaplanan matris, birim uzamalar için şekil fonksiyonu matrisidir. Gerilmeler birim uzamalardan bünye denklemleri kullanılarak elde edilebilir:

$$\{\sigma\} = [D] \{ \{\varepsilon\} - \{\varepsilon_0\} \} = [D] [B] \{q\} - [D] \{\varepsilon_0\} \quad (3.6)$$

(3.1), (3.4) ve (3.6) denklemlerinin (3.3) denkleminde yerine konulmasıyla bir elemanın potansiyel enerjisi, düğüm noktası yer değiştirmelerine bağlı olarak elde edilebilir:

$$\begin{aligned} \Pi^e = & \frac{1}{2} \int_{V^e} \{q\}^T [B]^T [D] [B] \{q\} dV - \int_{V^e} \{q\}^T [B]^T [D] \{\varepsilon_0\} dV \\ & - \int_{V^e} \{q\}^T [N]^T \{b\} dV - \int_{S_1^e} \{q\}^T [N]^T \{T\} dS_1 \end{aligned} \quad (3.7)$$

(3.3) ve (3.7) denklemlerinde yalnızca kütle ve yüzey kuvvetleri dikkate alınmıştır. Fakat genellikle bazı tekil kuvvetlerin de çeşitli düğüm noktalarına etki etmeleri muhtemeldir. Eğer $\{F_c\}$ tekil düğüm noktası kuvvetleri vektörünü gösterirse, yapının toplam potansiyel enerjisi

$$\Pi = \sum_{e=1}^E \Pi^e - \{Q\}^T \{F_c\} \quad (3.8)$$

şeklinde ifade edilebilir. Burada

$$\{Q\}^T = [Q_1, Q_2, \dots, Q_M] \quad (3.9)$$

bütün yapının yer değiştirmeleri vektörüdür ve

$$\{Q\} \leftarrow \sum_{e=1}^E q \quad (3.10)$$

şeklinde eleman düğüm noktası yer değiştirmelerinin toplamıdır. (3.9) denkleminde M , düğüm noktası yer değiştirmelerinin toplam sayısıdır. Ayrıca (3.8) denkleminde $\{F_c\}$ tekil kuvvetler vektöründeki kuvvet bileşenlerinin, sırasıyla, $\{Q\}$ düğüm noktası yer değiştirmelerine karşılık gelen tekil kuvvetler olduğuna dikkat edilmelidir.

(3.8) denklemindeki toplam sembolü, eleman matrislerinin yapı ebadına genişletilmesini ve müteakiben üst üste gelen terimlerin toplanmasını kapalı olarak ifade eder.

Böylece (3.7) ve (3.8) denklemlerinden:

$$\begin{aligned} \Pi = \frac{1}{2} \{Q\}^T \sum_{e=1}^E \underbrace{\int_{V^e} [B]^T [D] [B] dV}_{\substack{\text{eleman katıtlımatrisi} \\ [k]}} \{Q\} \\ \underbrace{\hspace{10em}}_{\substack{\text{Yapısınınya cismin global} \\ \text{katıtlımatrisi } [K]}} \\ - \{Q\}^T \sum_{e=1}^E \left\{ \underbrace{\int_{V^e} [B]^T [D] \{\varepsilon_0\} dV}_{\substack{\text{Başlangıç birim uzamalanızca} \\ \text{oluşturulan eleman düğüm} \\ \text{noktası kuvvetleri vektörü } \{f_t\}}} + \underbrace{\int_{V^e} [N]^T \{b\} dV}_{\substack{\text{Kütle kuvvetlerince} \\ \text{oluşturulan eleman} \\ \text{düğüm noktası kuvvetleri} \\ \text{vektörü } \{f_k\}}} + \underbrace{\int_{S_1^e} [N]^T \{T\} dS_1}_{\substack{\text{Yüzey kuvvetlerince} \\ \text{oluşturulan eleman} \\ \text{düğüm noktası} \\ \text{kuvvetleri vektörü} \\ \{f_s\}}} \right\} - \{Q^T\} \underbrace{\{F_c\}}_{\substack{\text{Tekil} \\ \text{yükler} \\ \text{vektörü}}} \end{aligned} \quad (3.11)$$

Eleman düğüm noktası kuvvetleri vektörü $\{f\}$

yazılabilir. Yapının veya cismin bu denklemle verilen toplam potansiyel enerjisini aşağıdaki gibi kısa bir biçimde yazmak mümkündür.

$$\Pi = \frac{1}{2} \{Q\}^T [K] \{Q\} - \{Q\}^T \{F\} \quad (3.12)$$

Buradaki global katılık matrisi

$$[K] \leftarrow \sum_{e=1}^E [k]$$

(3.13)

ve global yük vektörü

$$\{F\} \leftarrow \{F_c\} + \sum_{e=1}^E (\{f_i\} + \{f_b\} + \{f_s\})$$

(3.14)

şeklinde eleman özelliklerinin birleştirilmesi ile elde edilir. Birleştirme işlemi, daha önce ifade edildiği gibi, basit bir toplama işlemi olmadığından eşit işareti yerine ok işareti kullanılmıştır.

4. Adım: Bütün yapının veya cismin (3.12) ile verilen toplam potansiyel enerjisi, düğüm noktası serbestlik dereceleri $\{Q\}$ 'ya bağlıdır. İstenen denge denklemleri bunun minimizasyonu ile bulunabilir:

$$\frac{\partial \Pi}{\partial Q_1} = \frac{\partial \Pi}{\partial Q_2} = \dots = \frac{\partial \Pi}{\partial Q_M} = 0$$

(3.15)

Yani

$$\frac{\partial \Pi}{\partial \{Q\}} = \{0\}$$

(3.16)

yazılabilir. Bunun (3.12)'ye tatbik edilmesiyle

$$[K]\{Q\} = \{F\}$$

(3.17)

şeklinde lineer cebrik denklem sistemi elde edilir.

5. Adım: Elde edilen bu son denklem sisteminin çözümü, bilinmeyen düğüm noktası yer değiştirmelerinin ve bundan türetilen eleman gerilmelerinin bulunmasını sağlayacaktır. Eğer yapının cevabı lineer elastik ise, cebrik denklemler lineer olacak ve genel bir sayısal çözüm tekniği ile çözülebilecektir.

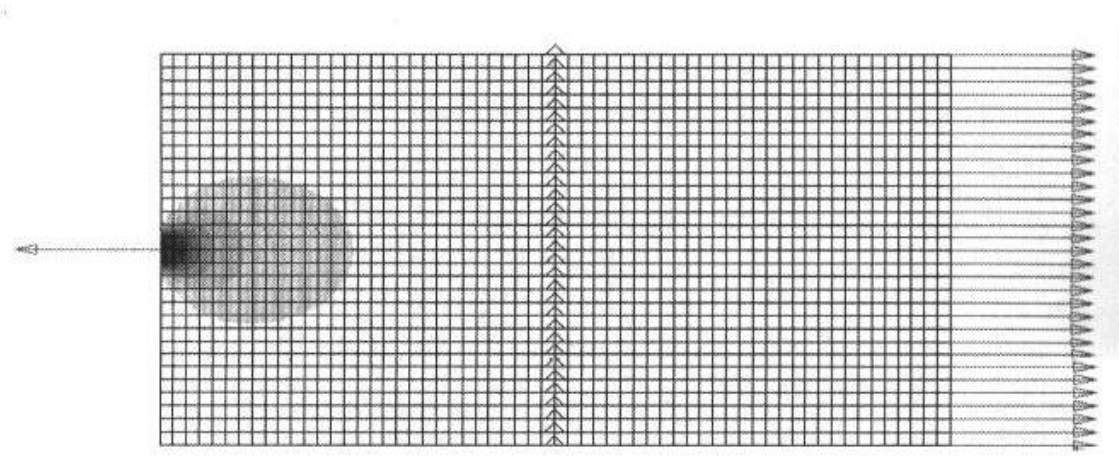
3.9 Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması

Doğru ve gerçeğe yakın bir gerilme dağılımı elde edebilmek için modellemenin de gerçeğe mümkün olduğunca yakın olması gerekir. Bunun için dikkat edilmesi gereken bazı noktalar bulunmaktadır.

- ❑ Ağ yapısı mümkün olduğu kadar düzgün ve üniform olmalıdır. Ancak yükleme şartlarına göre kritik görünen bölgelerde daha sık bir ağ yapısına müsaade edilebilir.
- ❑ Dörtgen elemanlar üçgen elemanlara göre daha doğru sonuçlar verdiği için mümkün olduğu kadar üçgen eleman kullanımından kaçınılmalı ancak geometrinin mecbur kıldığı durumlarda üçgen eleman kullanılmalıdır. Bu durumda ise büyük açılı üçgen elemanlar kullanılmamalıdır.
- ❑ Fazla uzun kabuk elemanlar kullanılmamalı, elemanların kenarlarının uzunluk oranının yer değiştirme hesapları için 1/10'dan, gerilme analizi için 1/5'den fazla olmamasına dikkat edilmelidir.
- ❑ Yüksek mertebeden elemanlar için ara düğüm noktalarının dağılımı mümkün olduğu kadar üniform olmalıdır.
- ❑ Eğer analiz edilecek olan yapı ve yükleme simetrik ise modellemede bu avantajdan faydalanılarak yapının belirli bir kısmı modellenenebilir.

- ❑ Farklı eleman tiplerinin birbirlerine bağlandıkları noktalarda düzensizlikler olacağından bu bölgelerde beklenilmeyen sonuçların elde edilebileceği göz önüne alınmalıdır.
- ❑ Eleman boyutlarındaki ani değişimler mümkün olduğu kadar küçük oranda tutulmalı düzgün bir geçiş sağlanmalıdır.
- ❑ Transient dinamik analizlerde eleman boyu, zaman adımı, integrasyon metodu ve puls süresi uyumlu olmalıdır.
- ❑ Yer değiştirme analizi için gerilme analizinde olması gerektiği kadar sık bir ağ yapısına ihtiyaç yoktur.
- ❑ Geometride veya malzemede non-lineerliği hesaba katan analizlerde ağ yapısı daha sık olmalıdır.
- ❑ Titreşim modlarının hesabı, doğal frekansların hesabına göre daha sık bir ağ yapısını gerektirmektedir.
- ❑ Yüksek frekanslı tepkisel değerlerin önemli olmadığı dinamik analizler için statik analiz için kullanılan ağ yapısı yeterli olacaktır.
- ❑ Geometride veya malzemede non-lineerliği göz önüne alan analizlerde, lineer analizlere göre daha sık bir ağ yapısı kullanılmalıdır.
- ❑ Anizotropik malzemeler için Poisson oranı açıkça tanımlanmalıdır. Ayrıca E ve G değerlerinin teorik limitlerinin aşılmaması kontrol edilmelidir.
- ❑ Kompleks yapıların sonlu elemanlar metoduyla analizinde, tüm yapı göreceli olarak kaba bir ağ yapısıyla analiz edilir. Bu analiz sonuçları yapı içinde detaylı bilgi sahibi olmak istediğimiz bölge için sınır koşulu olarak kullanılarak, bu bölgenin analizi daha sıkı bir ağ yapısı kullanılarak gerçekleştirilir.

Sonlu elemanlar modelinde dikkat edilmesi gereken bir diğer husus “singularite” (tekillik)’dir. Tek bir düğüm noktası üzerinde tanımlanan sabitlemeler veya yükler gerçekten çok uzakta sonuçlara sebep olabilirler. Bu bölge içerisinde, büyük yerel deformasyonlar ve gerilme yığılmaları gözlenir. Sonlu bir kuvvet sonsuz küçük büyüklükte bir alana uygulandığında, ki bir noktanın alanı yoktur, gerilmenin kuvvet/alan olduğu düşünüldüğünde sonsuz bir gerilme ortaya çıkar. Buradaki sıfıra bölünme durumu singularite olarak adlandırılır.



Şekil 3.10: noktasal yükleme ile yayılı yüklemenin karşılaştırılması

Ancak incelenmek istenen bölge singularite bölgesinden yeterince uzakta ise singularitenin o bölge içerisindeki sonuçları etkilediği söylenemez.

Birçok yazılım, maksimum ve minimum gerilmeleri çözüm sonucu olarak verirler. Eğer maksimum gerilme bölgesi singulariteden kaynaklanıyorsa sonuçların yorumunda yanlışlıklara sebep olabilir. Ayrıca renk dağılımını da etkileyeceğinden, gerçek bir gerilme dağılımı gözlenemez. Singularitenin gerilme dağılımı üzerindeki etkisini en aza indirmenin bir yolu, renk dağılımındaki gerilme değerlerinin kullanıcı tarafından belirlenmesidir. [Özdemirci 2001].

3.10 Bazı Ticari Sonlu Elemanlar Analizi Programları ve Uygulama Alanları

Aşağıda Sonlu Elemanlar Metodu analizleri için kullanılabilecek bazı programlar listelenmiş ve kullanılabilecekleri alanlar kısaca belirtilmiştir.

- ANSYS: Kişisel bilgisayarlar ve işletasyonlarında kullanılan genel amaçlı bir sonlu elemanlar analizi programdır. [2]
- SDRC/I-DEAS: 3 boyutlu modelleme, üretim parametreleri oluşturma ve Sonlu Elemanlar Yöntemi analizleri için kullanılabilen bir paket programdır. [2]
- NASTRAN: Anabilgisayarlarda kullanılan genel amaçlı bir sonlu elemanlar analizi programdır. [2]
- ABAQUS: Lineer olmayan ve dinamik analizler için kullanılan bir programdır. [2]
- COSMOS: Kişisel bilgisayarlar ve işletasyonlarında kullanılan genel amaçlı bir sonlu elemanlar analizi programdır. [2]
- ALGOR: Genel amaçlı bir sonlu elemanlar analizi programdır. [2]
- PATRAN: Sonlu Elemanlar Modeli oluşturmak ve sonuçları görüntülemek için kullanılan bir programdır. [2]
- HyperMesh: Sonlu Elemanlar Modeli oluşturmak ve sonuçları görüntülemek için kullanılan bir programdır. [2]
- ADAMS: Mekanizmaların karmaşık davranışlarını incelemek için kullanılan bir programdır. [3]

Bu tezde modelleme, ağ atılması işlemleri ve gerilmelerle ilgili sonuç görüntüleme işlemleri I-DEAS' ta, çözümleme işlemi ise ADAMS' ta yapılmıştır.

4. ANALİZ İÇİN SONLU ELEMANLAR MODELİNİN HAZIRLANMASI

4.1 Giriş

Çalışmanın ana konusu olan çamaşır makinesi tamburunun dinamik FEM analizi için kullanılan modelin hazırlanması bu bölümde açıklanmıştır.

4.2 Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanmasındaki Ön Çalışmalar

Bir CAE programında statik, dinamik, lineer, non-lineer vb. herhangi bir tipte SEY analizleri yapılırken yapılacak işlemler şu şekilde sıralanabilir.

- i. 3 boyutlu modelin hazırlanması
- ii. Ağ yardımı ile kullanılacak elemanlar ve malzeme bilgilerinin tanımlanması
- iii. Sınır koşullarının tanımlanması
- iv. Çözüm (Koşturma=Run)
- v. Sonuçların yorumlanması

Burada analizi yapacak mühendisin, tanımlayacağı ağ ve sınır koşullarına baştan karar vermesi ve yapılacak hesaplamayı kolaylaştıracak ön kabuller yapması gerekir. Bu kabullerdeki temel amaç, yapılan hesaplamanın süresini kısaltmak olmalı, ancak hesaplamayı yanlış bir sonuca götürmemelidir.

Bir çamaşır makinesi tamburunun, önceki bölümde hazırlanan modelden yola çıkarak dinamik davranışları düşünülürse, en yüksek seviyedeki gerilmeler, bağlantı noktalarında, tamburun hareket serbestliği olan tambur kolunun kolları ile tambur ağzında meydana gelecektir. Bu çalışmada amaç tamburun ağzındaki deplasmanların incelenmesi olduğundan gövde ve kazan rijit kütle olarak kabul

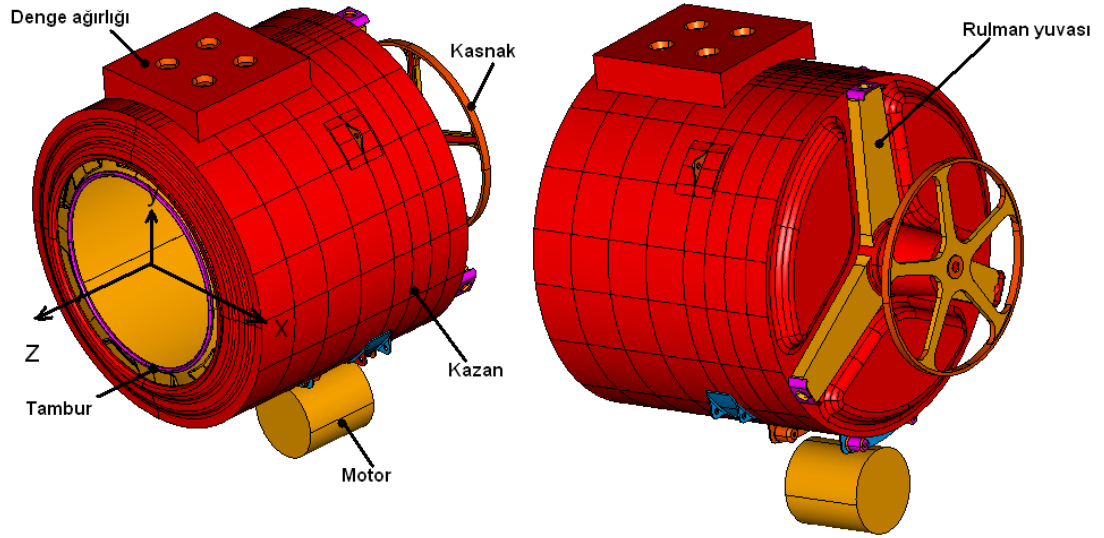
edilmiştir. Yukarıdaki v. Numaralı madde bir sonraki bölümde incelenecek diğer maddeler burada açıklanacaktır.

4.2.1 3 Boyutlu Modelin Hazırlanması

3 boyutlu modellerin oluşturulması I-DEAS' ta gerçekleştirilmiştir. Kullanılan parçalar ve malzemeleri listelenecek olursa:

1. Kazan: Çelik, 2,5 mm çelik sac
2. Tambur kolu: Alüminyum
3. Mil: Çelik
4. Rulman yuvası: Kütlesel değer olduğu için nokta olarak alındı
5. Tambur sacları: Çelik, 0,6 mm çelik sac
6. Denge ağırlığı: Kütlesel değer olduğu için nokta olarak alındı
7. Motor: Kütlesel değer olduğu için nokta olarak alındı

Çamaşır makinesinin çalışması sırasında, motor ve denge ağırlığı, tamburun deformasyonlarına doğrudan etki etmemektedir. Bu yüzden dinamik modelde noktasal kütle olarak alınmış ve kütle değerleri girilmiştir. Bu kütle değerlerinin belirlenmesi içinse, analizde tanımlanan karakteristiklere göre, katı modellerden oluşan bir montaj oluşturulmuş ve kütleler, tambur ekseni, makine durgun halde iken yatay pozisyonda olacak şekilde ayarlanmıştır. Buradaki yatay konumlamadaki temel amaç, yaylara, amortisörlere ve bu elemanların gövdedeki bağlantı noktalarına Z ekseni istikametinde yük bindirmesini en alt seviyede tutmaktır. Şekil 4.1' de, dengeleme için yapılan montaj ile çalışma içinde kabul edilen eksen istikametleri gösterilmiştir.

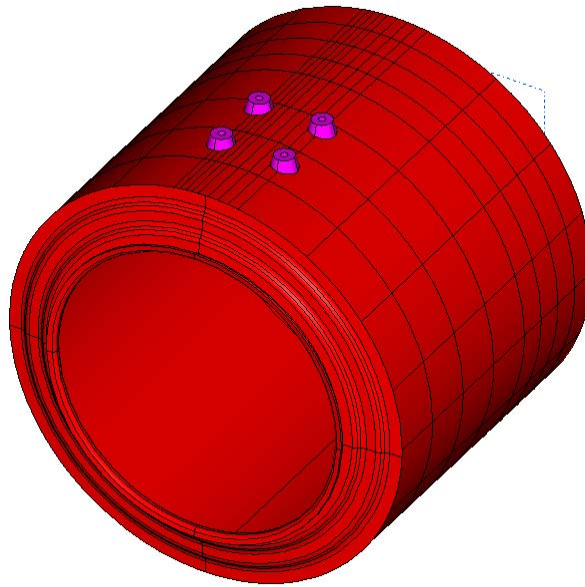


Şekil 4.1: Dengeleme için kullanılan montaj ve eksenler

Analizde noktasal olarak kullanılanların dışındaki parçalar resimlerle birlikte aşağıda sıralanmış, makine üzerindeki işlevleri anlatılmış ve kullanılacak eleman tipine göre nasıl bir model oluşu belirtilmiştir.

4.2.1.1 Kazan

Makine içerisinde tamburu, motoru, kasnağı, rulmanları, rulman yuvasını denge ağırlığını taşır. Dinamik parçaları taşıyan elemandır.

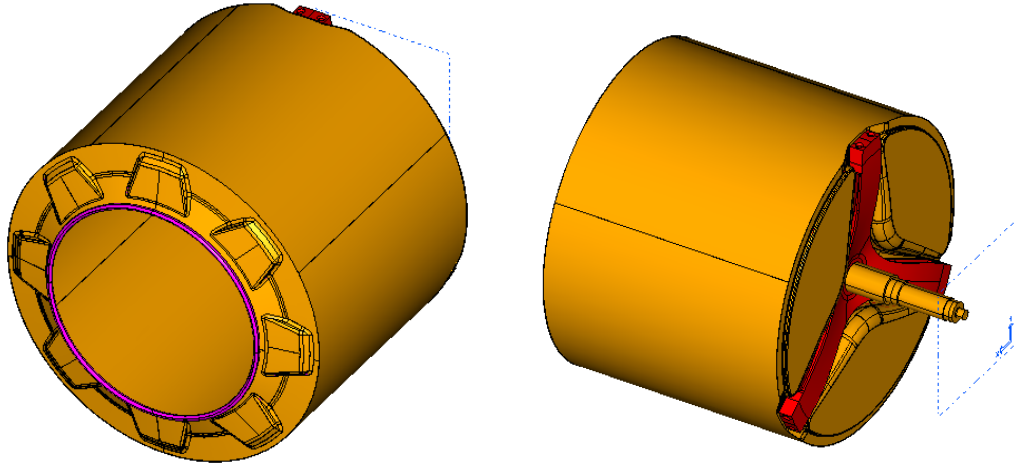


Şekil 4.2: Kazanın genel görünüşü

SEY modelinde bu parça, tambur inceleneceği için rijit olarak kabul edilecektir. ADAMS' ta rijit modellere ağ tanımlanması gerekmemektedir. Bu yüzden parçaya ağ tanımlanmayacaktır. Buna rağmen, basit bir 3 boyutlu data olması için yüzey olarak modellenmiştir.

4.2.1.2 Tambur

Yıkama işlemi gerçekleştirilirken çamaşırın taşındığı kısımdır. Çamaşır makinesinin yıkama adımlarına göre gelen su içerisinde, makinenin yıkama, durulama ve sıkma işlemlerini gerçekleştirecek hareketler yapar.



Şekil 4.3: Tamburun önden ve arkadan genel görünüşü

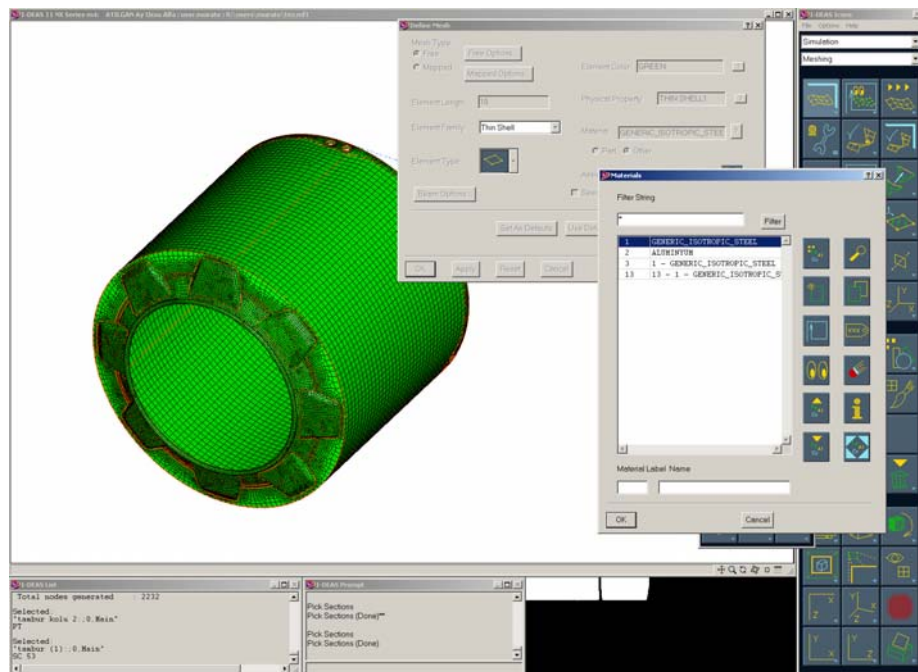
Tambur esasen mil, tambur kolu ve diğer sac parçaların gruplanması ile üretilir. Bu yüzden tambur kolu ve mil katı elemanlarla, diğer sac parçalar ise kabuk elemanlar ile tanımlanacaktır. Buna göre de mil ve tambur kolu katı, sac kısımlar ise yüzey olarak modellenmiştir.

4.2.2 Ağ Yardımı ile Kullanılacak Elemanlar ve Malzeme Bilgilerinin Tanımlanması

SEY modeline ağ atılmadan önce malzeme tanımlarının yapılması gerekir. Daha sonra elemanlar parçalara tanımlanırken, program içerisinde çıkacak menüde, o anda tanımlı olan malzemeler listeden seçilir ve parçaya malzeme tanımlanmış

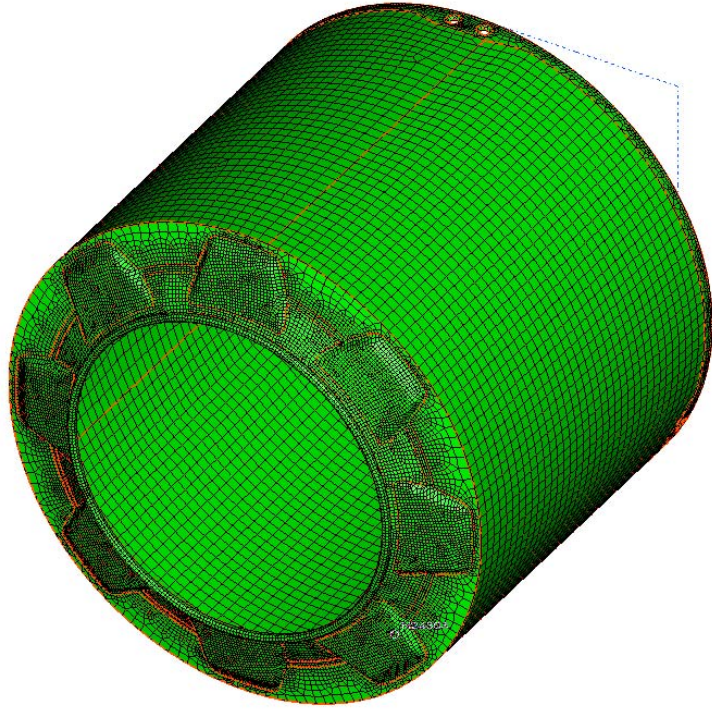
olur. Yaygın olarak, CAE programları içinde, sıkça kullanılan malzemelerin modelleri bulunur. I-DEAS içinde de bu tip malzeme bilgileri bulunmaktadır. Analize hazırlanan mühendis, ağ atmadan önce, kullanacağı malzemelerin listesini yapmalı, program içinde gereksinim duyduğu malzeme bilgileri yoksa bunları tanımlamalıdır. Bir malzeme modelinde, o malzeme için analiz sırasında ihtiyaç duyulacak bilgiler bulunur. Örneğin malzemenin yoğunluğu, Poisson oranı, elastisite ve kayma modülleri vb.

Şekil 4.4'te tambur saclarına ağ atanması sırasında listeden malzeme seçimi görülmektedir. Burada arka planda kalan menüde ayrıca 'Physical Property' sekmesinden, yine daha önceden, analizi yapan kişi tarafından tanımlanmış sac kalınlığı bilgisi de seçilmektedir.

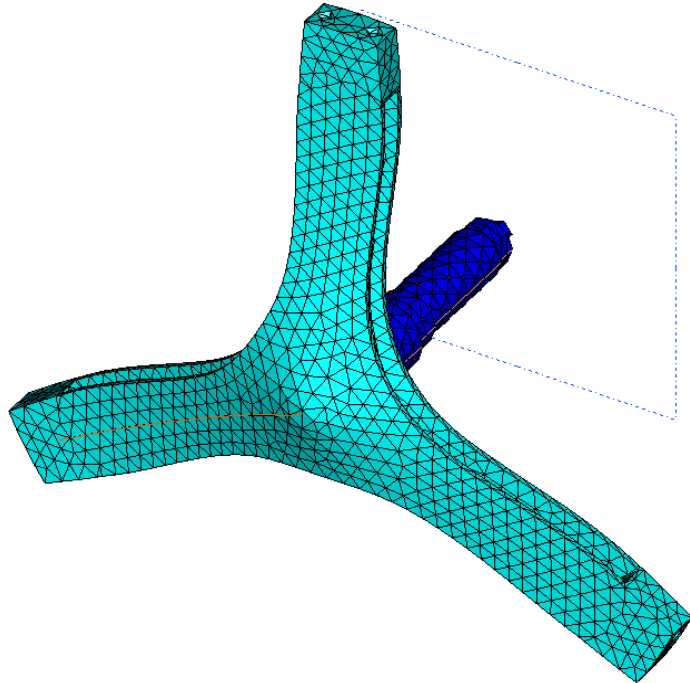


Şekil 4.4: Ağ atılırken malzeme seçilmesi

Ağ atılan modellerin resimleri Şekil 4.5 ve Şekil 4.6 da sunulmuştur. Şekil 4.5'te görülen tamburun saclarına çelik karakteristiği taşıyan, 0,6 mm kalınlığa sahip, dört düğüm noktalı lineer kabuk elemanlar verilmiş, Şekil 4.6'da görülen tambur kolu ve tambur miline lineer olmayan üçgen katı elemanlar verilmiştir. Tambur koluna alüminyum, tambur miline ise çelik malzeme tanımlanmıştır.



Şekil 4.5: Tambur sacları



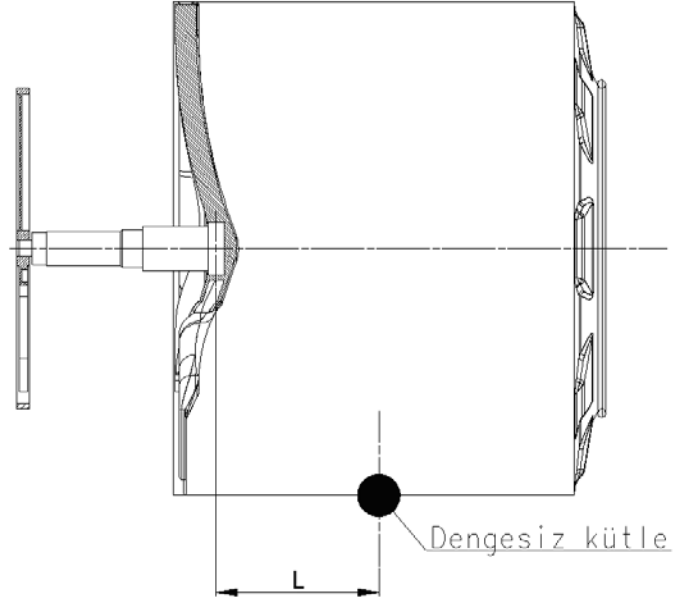
Şekil 4.6: Tambur kolu ve tambur mili

4.3 Sınır Koşullarının Tanımlanması

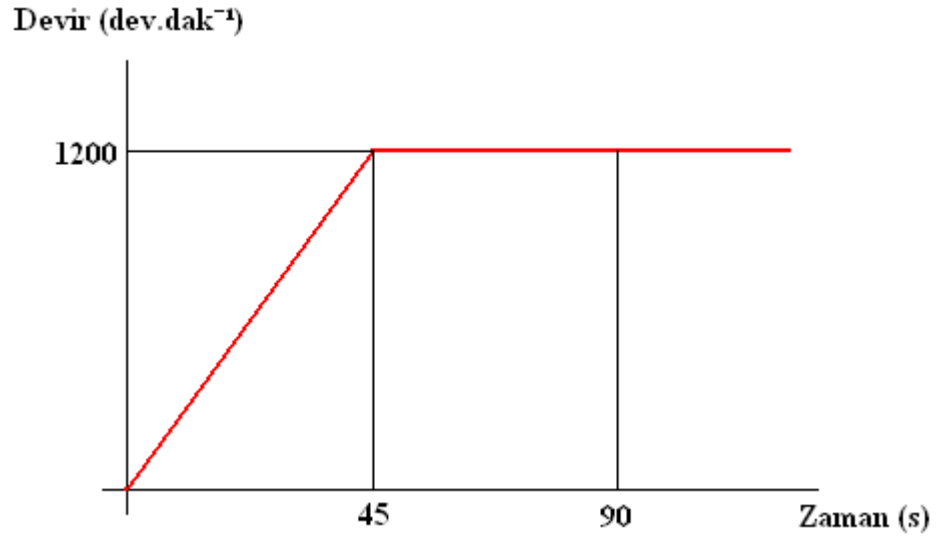
Bir analizin doğru sonuçlandırılmasının olmazsa olmaz gerekçelerinden birisi, doğru sınır şartlarını tanımlamaktır. Burada ağ atılmış SEY modelinin hareketlerini nelerin kısıtladığı modele tanımlanır. Bu tanımlamalar, yay bağlantılarının ve amortisörlerinin nerede olduğu, modelin hangi doğrultuda ne kadar ilerleme ve dönme serbestliğinin olduğu vb. bilgilerdir.

Çalışma sırasında bu bilgiler, ağ atılmış model ADAMS' a aktarıldıktan sonra verilmiştir. Çünkü iki program arasında deplasman bilgileri, her zaman kesin doğru olarak aktarılamayabilmektedir.

Bir çamaşır makinesinin çalışma şartları düşünüldüğünde, makineyi en çok zorlayacak durum, makinede yıkanan çamaşırların, tambur içerisinde bir araya toplanarak dengesizlik yaratacak bir yük oluşturup makinenin en yüksek devirde sıkma yapması halidir. Bu çalışmada kullanılan senaryoda 400 gr dengesiz kütle olduğu kabul edilmiştir. Günümüz makinelerinin tasarımında, tasarlanan senaryonun üstünde bir dengesiz kütle oluşması halinde, makinenin elektronik sistemi bunu algılayabilmekte, bu tip sıra dışı bir durumda makinenin sıkma devri sınırlandırılabilir. Böylelikle makine, baştan yapılan analizlerin daha üstünde bir yükü karşı karşıya gelmemiş olur ve analizde hesaplatılan değerlerin üstüne çıkılmamış olunur. Şekil 4.7'de bu çalışmadaki senaryoda düşünülen dengesiz kütlenin var kabul edildiği yer gösterilmiştir. Şekil 4,8'de, tambura uygulanacak hareket senaryosunun grafiği verilmiştir.

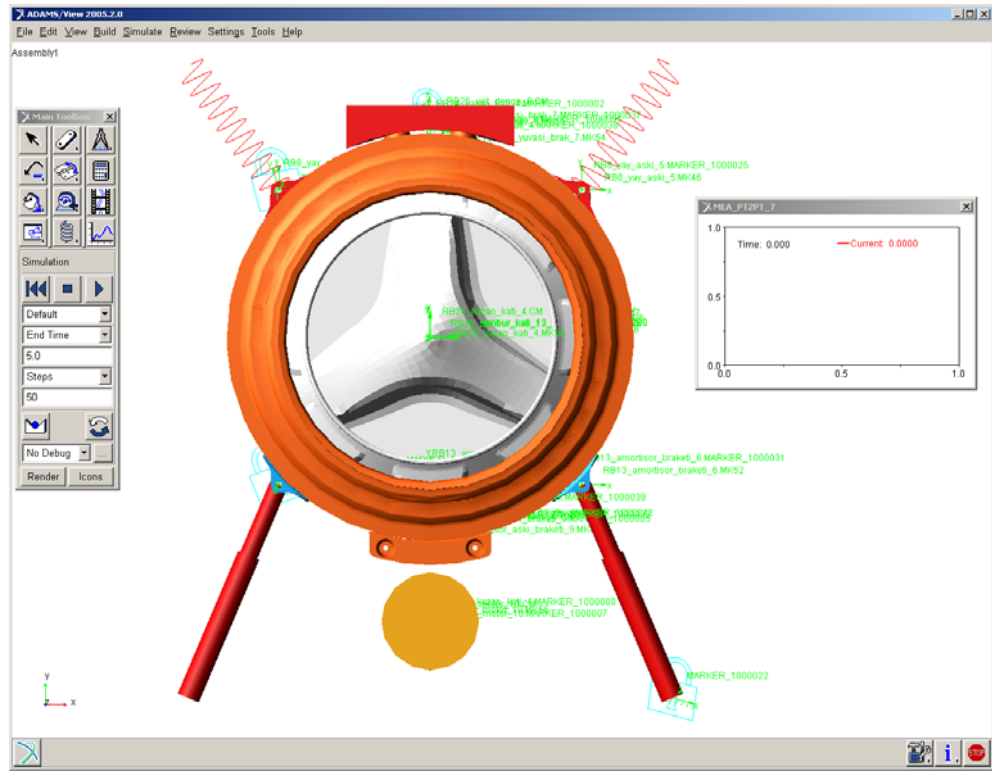


Şekil 4.7: Dengesiz kütleinin konumu



Şekil 4.8: Tambura uygulanacak hareket senaryosunun grafiği

Şekil 4.9’da ADAMS modeli tamamlandıktan sonraki görüntüler verilmiştir.



Şekil 4.9: ADAMS modeli

Yukarıdaki model oluşturulduktan sonra 2 farklı analiz uygulanacaktır. Bunlar:

- i. Yay-amortisör analizi
- ii. Tambur dayanım ve deplasman analizi

olacaktır.

Buradan sonraki aşama, yukarıda sayılan tiplerdeki analizin yapılabilmesi için analizin koşturulmasıdır.

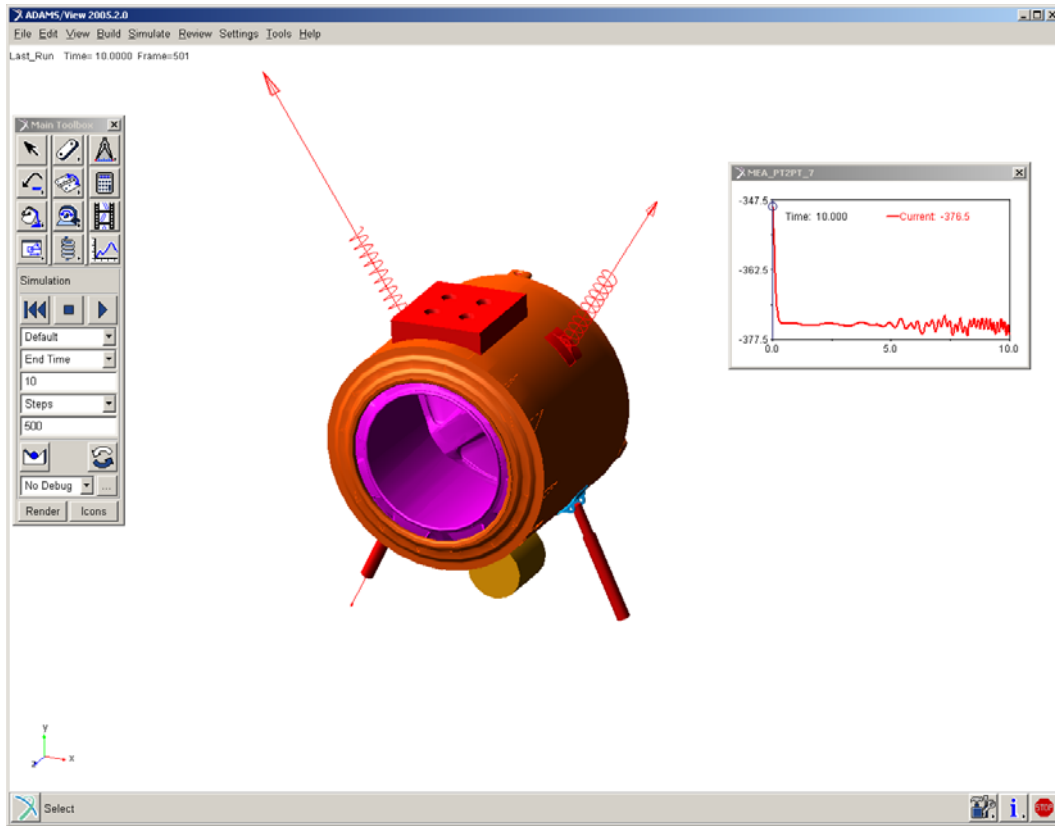
5. DİNAMİK ANALİZ

Bir önceki bölümde de belirtildiği gibi, bu çalışma için 2 farklı analiz koşturulacaktır. Koşturulan bu analizlerin sonuçları bu bölümün konusudur.

Bir sonlu elemanlar metodu çalışmasının bilgisayarda uygulanabilmesi için bazı sayısal değişkenlerin de programa girilmesi gerekmektedir. Bu yüzden, tez içerisinde analizi yapılan sistemde, tamburun en yüksek sıkma değeri 1200 dev.dak⁻¹, dengesiz kütle 400 gr. alınmıştır. Ancak bu değerler tüm çamaşır makineleri için sabit değer olarak düşünülmemeli, sadece çalışmanın içinde kullanılan değerler olarak algılanmalıdır.

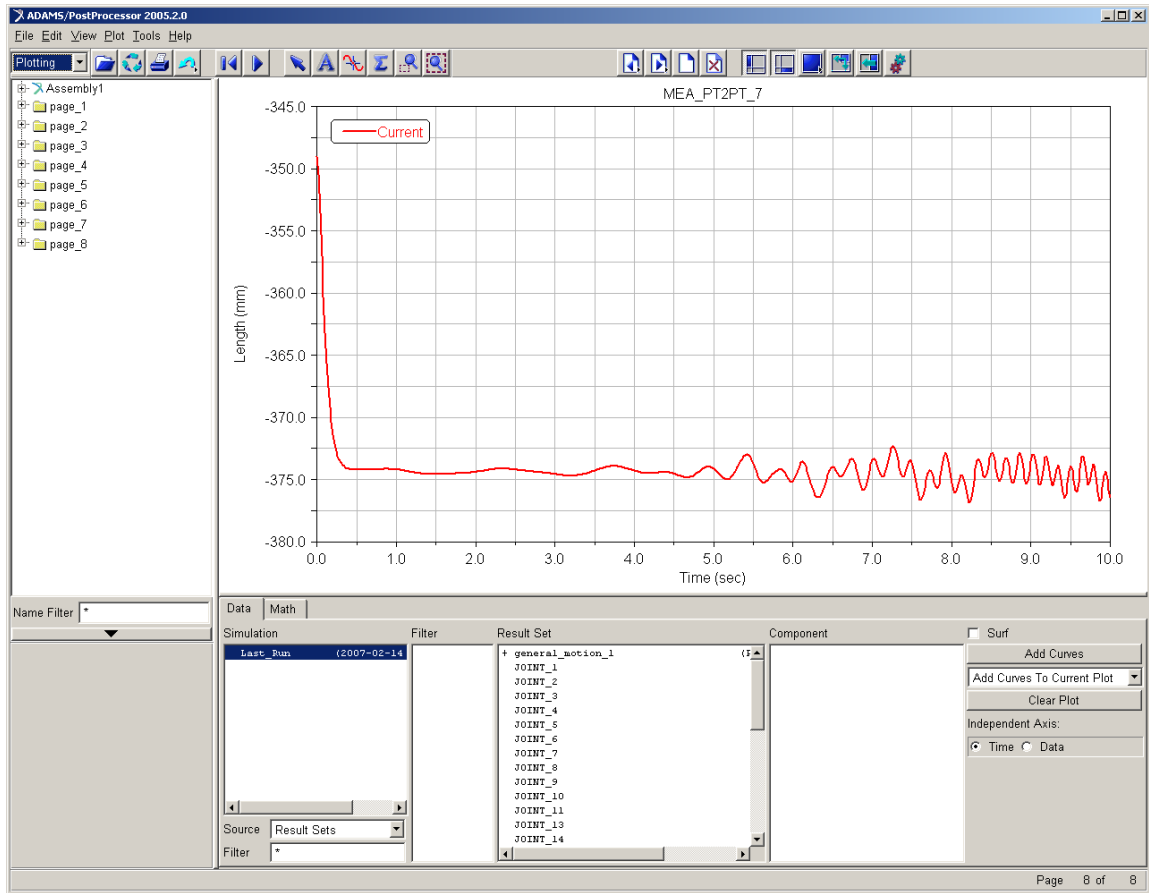
5.1 Yay-Amortisör Analizi

Bu aşamadaki amaç, uygun yay ve amortisör setini seçerek, makinenin dinamik çalışan sisteminin sönümlleme elemanlarını belirlemek, bunun bağlı olarak da, dinamik çalışan sistemin deplasmanlarını belirlemektir. Bu aşamada, analiz için kullanılacak bütün modeller rijit olak koşturulmuştur. Böylelikle sistemin deplasmanları ön incelemeye alınmıştır. Şekil 5.1’de bu koşturma sonucu ekrandan alınan görüntü bulunmaktadır.



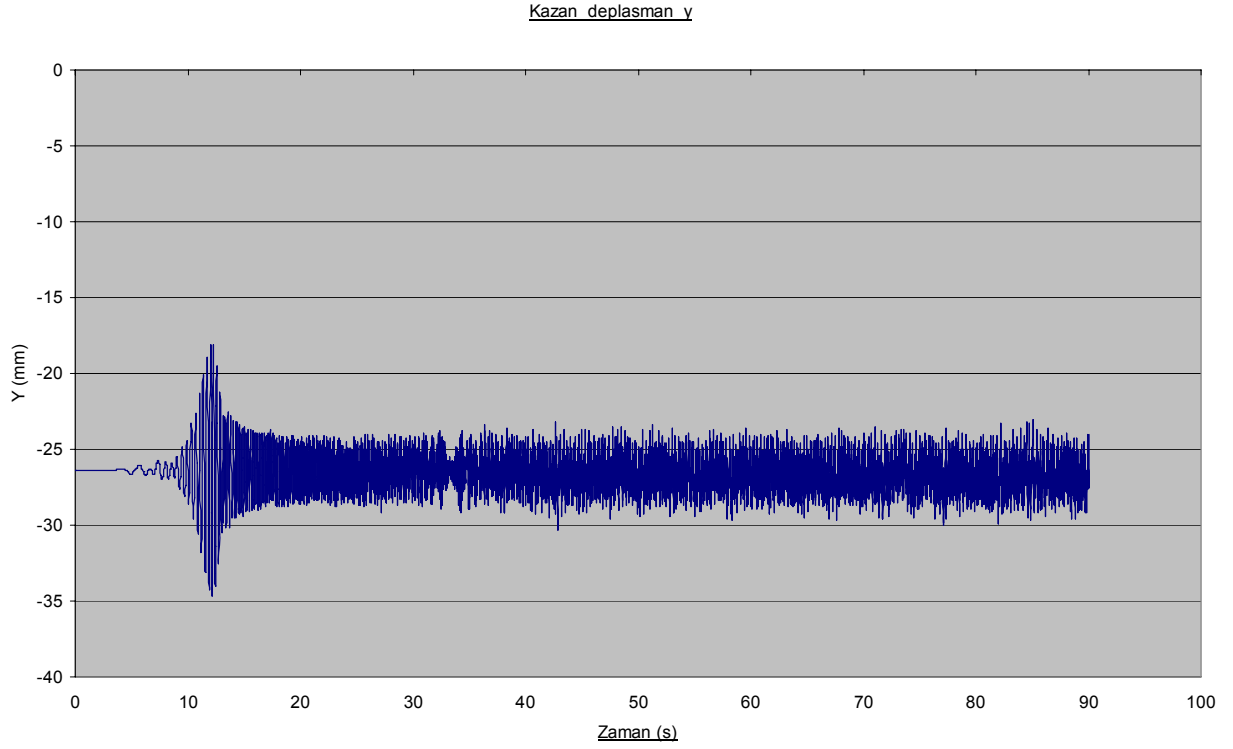
Şekil 5.1: Rijit modelin koşturulması sonrası alınan görüntü

Şekil 5.1’de sağ taraftaki grafik, modelin Y eksen istikametindeki hareketini göstermektedir. Durgun halde yaklaşık -347,5 konumunda olan model, çalışırken -375 konumuna kadar gelebilmektedir. Yani makinenin durgun halden sıkma haline gelene kadar ki sürede, model yaklaşık 30 mm aşağı çökmektedir. Şekil 5.2’de yukarıda bahsi geçen grafik sunulmuştur.



Şekil 5.2: Analiz sonucunda sistemin Y ekseninde oluşan deplasman grafiği

Burada Y mesafesinin sınırlarını belirleyecek kişi tasarımcı mühendistir. Bu çalışmada sistemin amortisör ve yay değişkenleri değiştirilerek Y ekseninde ki çökmenin değeri düşürülmeye çalışılmıştır. Şekil 5.3'te sistemin, yay ve amortisör değerleri değiştirildikten sonraki grafiği sunulmuştur.



Şekil 5.3: Sistemin Y eksenindeki hareketi kısıtlanmış halinin grafiği

Bu grafikteki hareket 16,6 mm olarak kısıtlanmıştır. Bu şekilde, çamaşır makinesinin hareketli ve sabit elemanları arasında çalışan parçaların deformasyon miktarı azaltılarak makinenin ömrü boyunca olan çalışmasındaki hata verme riski kısıtlanmıştır.

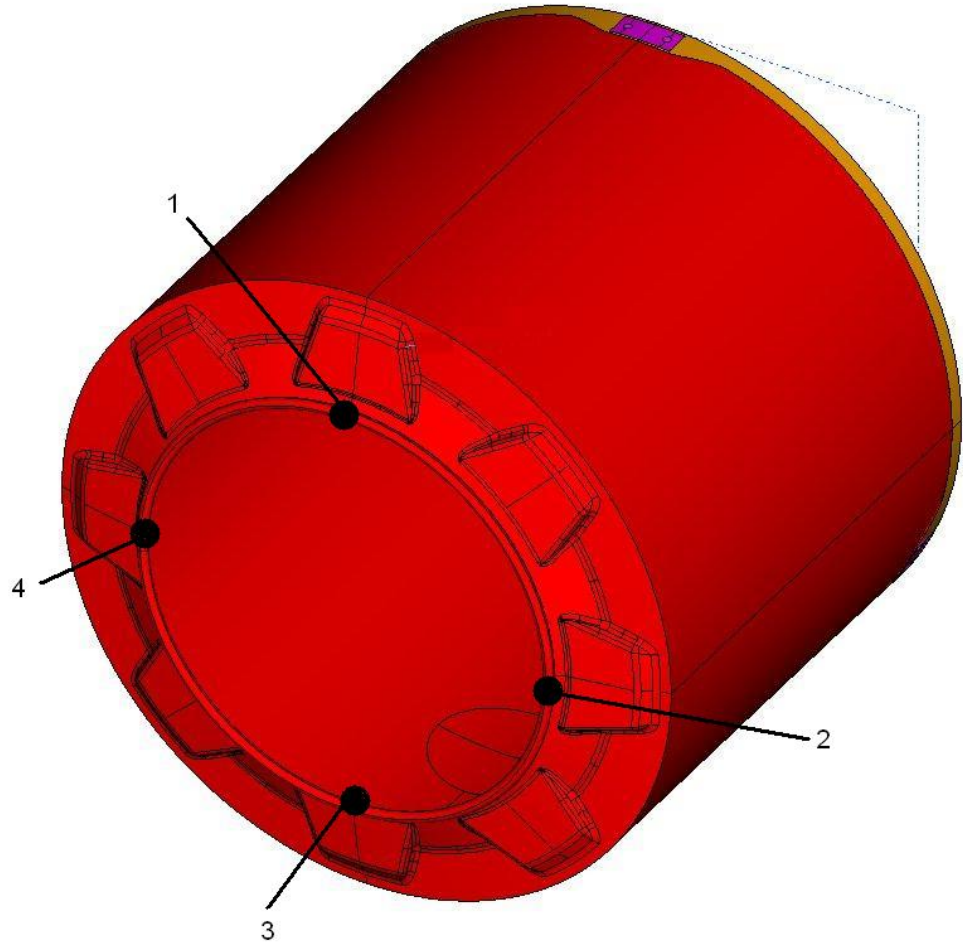
5.2 Tambur Depl. ve Tambur Dayanım analizi

Çalışmanın 2. kısmı olan tambur dayanım analizindeki amaç, tamburun sıkma sırasındaki davranışlarını incelemektir. Burada tamburun ağız kısmındaki deplasmanlar ve tambur kolundaki gerilme seviyeleri incelenmiştir. İncelemede bu bölüme bakılmasının sebebi, en yüksek gerilmenin tambur kolunda, en yüksek deplasmanın da tambur ağzında olmasıdır.

5.2.1 Tamburun Ağız Deplasmanları

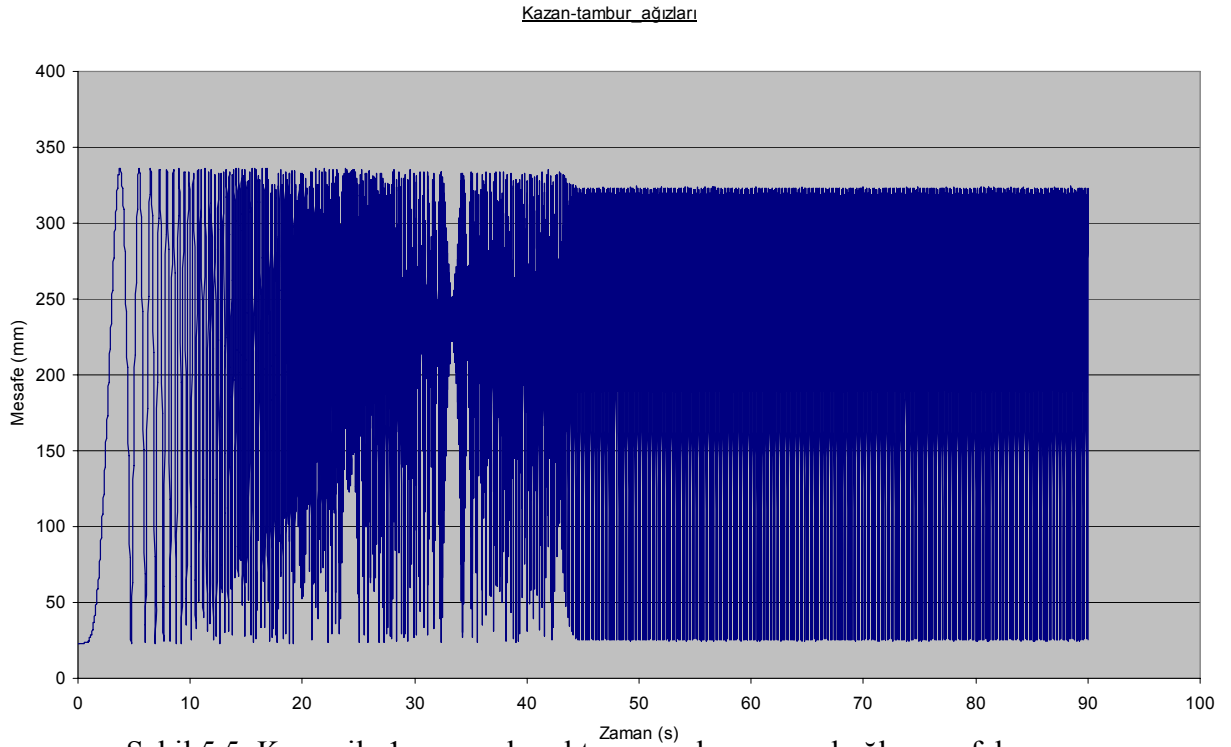
Tambur ağız deplasmanlarında bakılacak esas noktalar, tambur ağzının, tamburun çalışması sırasında, kazana temas edip etmediği ve tambur ağzının ne kadar deforme olduğudur.

Tambur ağız deformasyonlarını, tez içerisinde tarif edebilmek için, tambur ağızı üzerinde 4 adet nokta seçilmiştir. Bu noktalar Şekil 5.4'te gösterilmiştir. Tambur ağızının deplasmanları ile ilgili açıklamalar, bu noktalar üzerinden yapılacaktır.



Şekil 5.4: Tambur ağızı üzerinde seçilen noktalar.

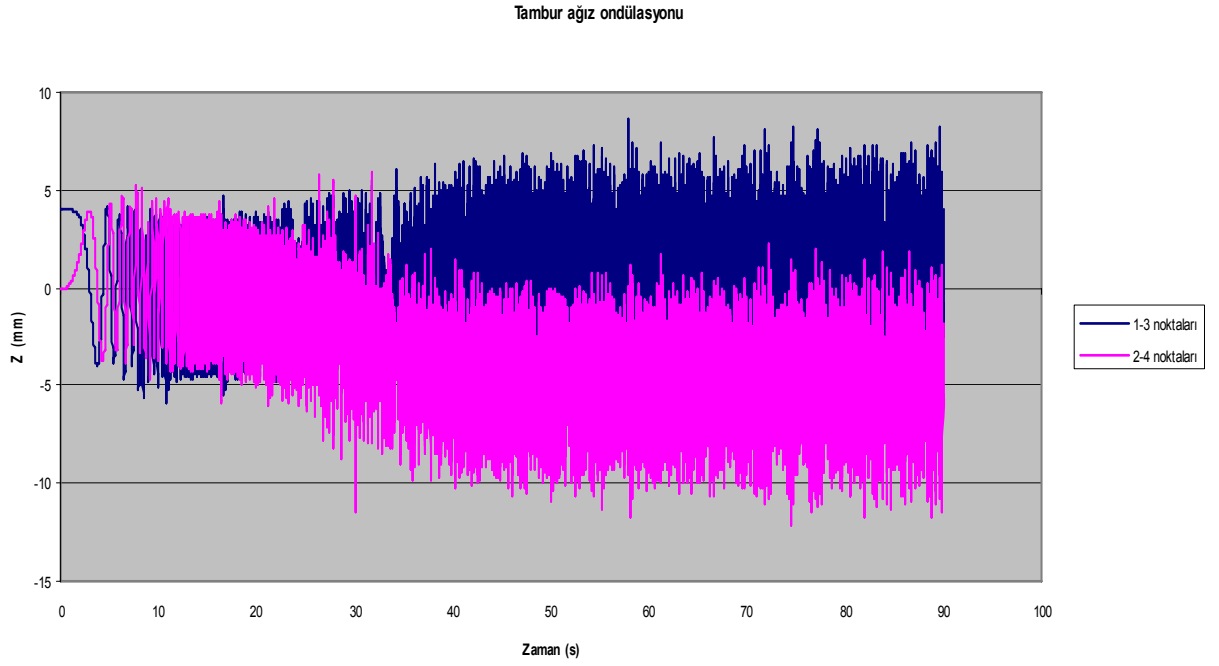
Tambur ağızı ile kazan arasında temas olup olmadığını görebilmek için, tambur üzerindeki 1 numaralı nokta seçilmiş ve kazana olan mesafeleri sorgulanmıştır. Bu sorgulamanın sonucunda elde edilen grafik Şekil 5.5'te sunulmuştur.



Şekil 5.5: Kazan ile 1 numaralı nokta arasında zamana bağlı mesafeler

Şekil 5.5'te görülen grafikte mesafe değerlerinin hepsinin 0'dan büyük olması tambur ağızı ile kazan arasında temas olmadığı anlamına gelmektedir.

Tambur ağızındaki deformasyon miktarını görmek içinde tambur ağızında, başlangıç konumlarında yatayda duran 2-4 noktaları ile düşeyde olan 1-3 noktalarının birbirlerine göre hareketleri Z eksenini için sorgulatılmıştır. Daha sonra her nokta çiftinin Z eksenini üzerindeki hareketi tek bir grafikte toplanarak Şekil 5.6'da gösterilmiştir.

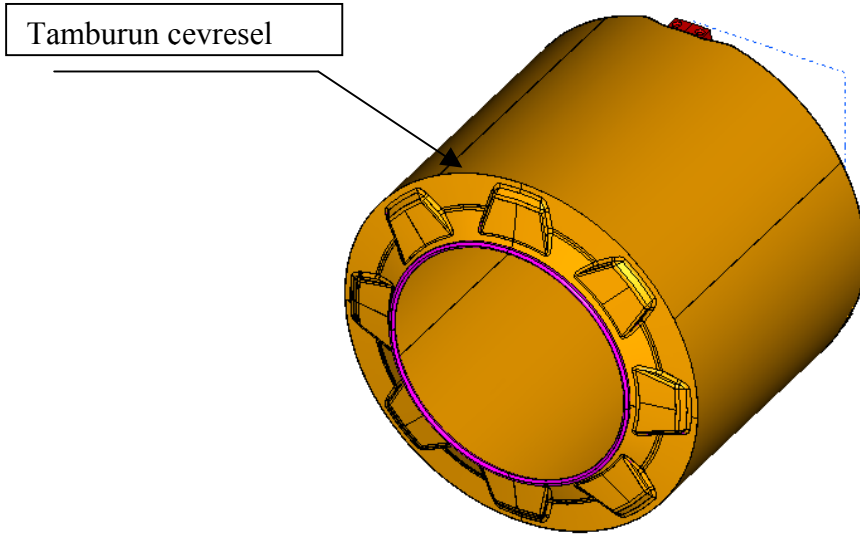


Şekil 5.6: Tambur ağız üzerindeki nokta çiftlerinin Z eksenindeki hareketi

Şekil 5.6’da görülen grafiklerden pembe olanı başlangıçta yatayda olan 2-4 noktalarının, mavi olanı da başlangıçta düşeyde olan 1-3 noktalarının hareketini göstermektedir. Bu grafiğe göre tambur ağzının çalışma sırasındaki en büyük deformasyonu 89. saniye sonunda 15.66 mm çıkmıştır.

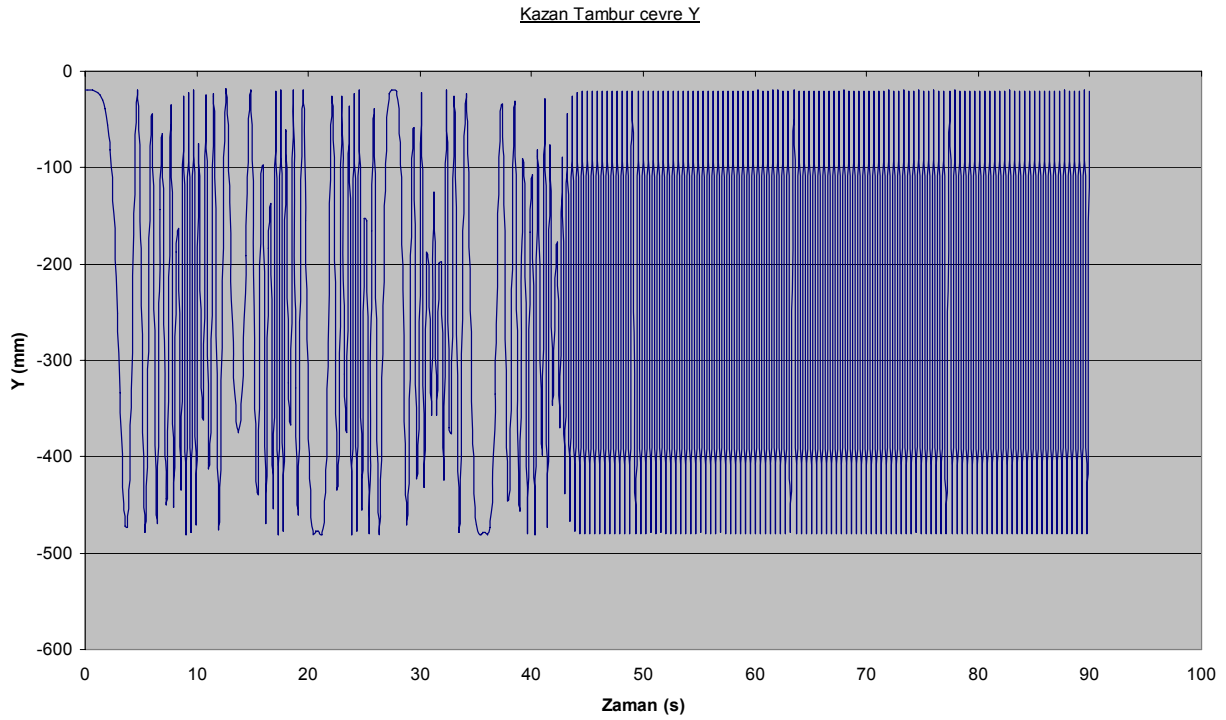
5.2.2 Tamburun Çevre Deplasmanları

Tamburun çalışması sırasında bakılması gereken bir diğer deplasman, çevresel bölge ile kazan arasında temasa yol açabilecek deplasmandır. Bu deplasman tambur ön sacı ile tambur çevre sacının birleştiği yerde meydana gelir. Şekil 5.7’de, incelenecek bölge olan tamburun çevresel bölgesi gösterilmiştir.



Şekil 5.7: Tamburun çevresel bölgesi

Tamburun çevresel bölgesi ile kazan arasındaki mesafeler sorgulanmış ve Şekil 5.8’de bir grafik halinde gösterilmiştir.

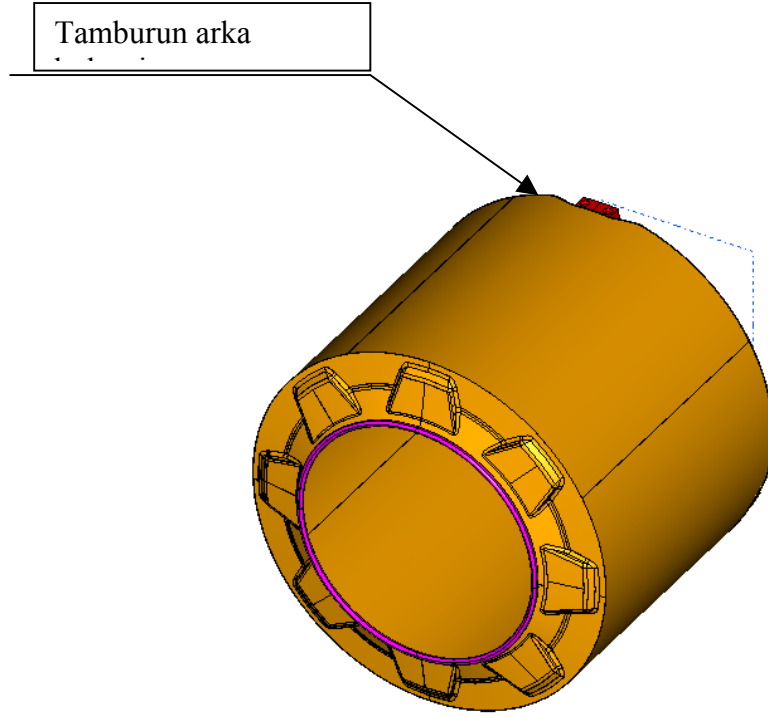


Şekil 5.8: Tamburun çevresel bölgesi ile kazan arasındaki mesafeler.

Şekil 5.8’de görüldüğü gibi, tamburun çevresel bölgesi ile kazanın arasındaki mesafeler, 0’ın altına düşmemektedir. Yani tambur ve kazan arasında bu bölgede bir temas meydana gelmemektedir.

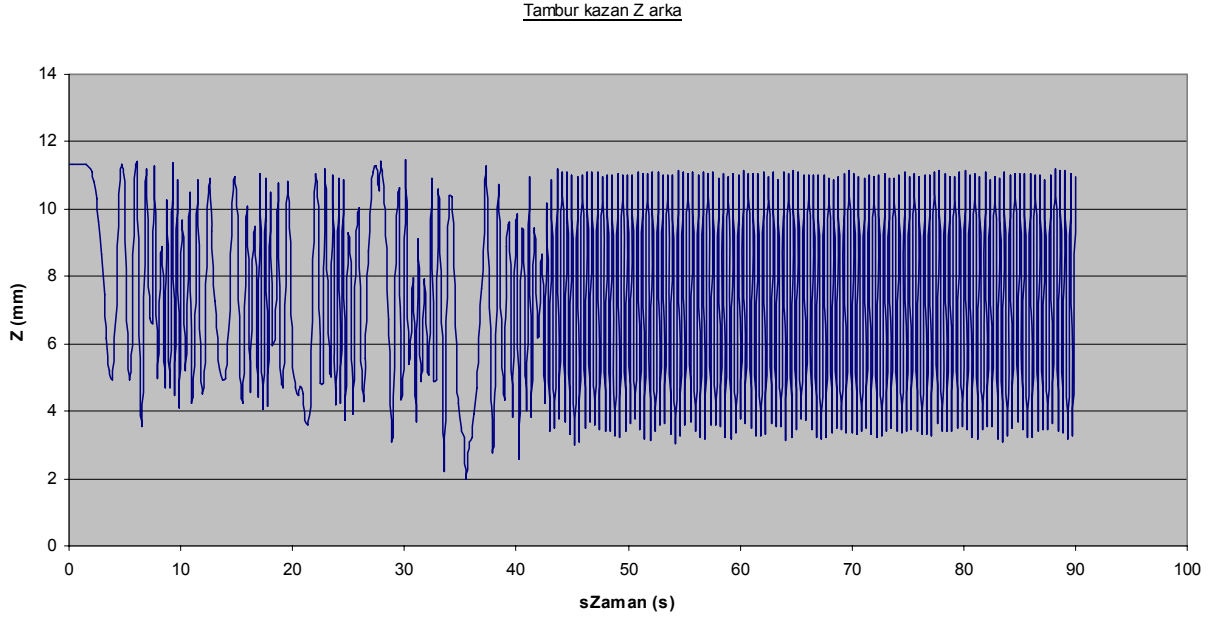
5.2.3 Tamburun Arka Deplasmanları

Tamburun deplasmanlarında incelenecek son bölge, tamburun arka kısmıdır. Bu bölge ile kazan arasında bir temas oluşmaması gereklidir. Şekil 5.9’da, incelenecek bölge olan tamburun arka bölgesi gösterilmiştir.



Şekil 5.9: Tamburun arka bölgesi

Tamburun arka bölgesi ile kazan arasındaki mesafeler sorgulanmış ve Şekil 5.10’da bir grafik halinde gösterilmiştir.

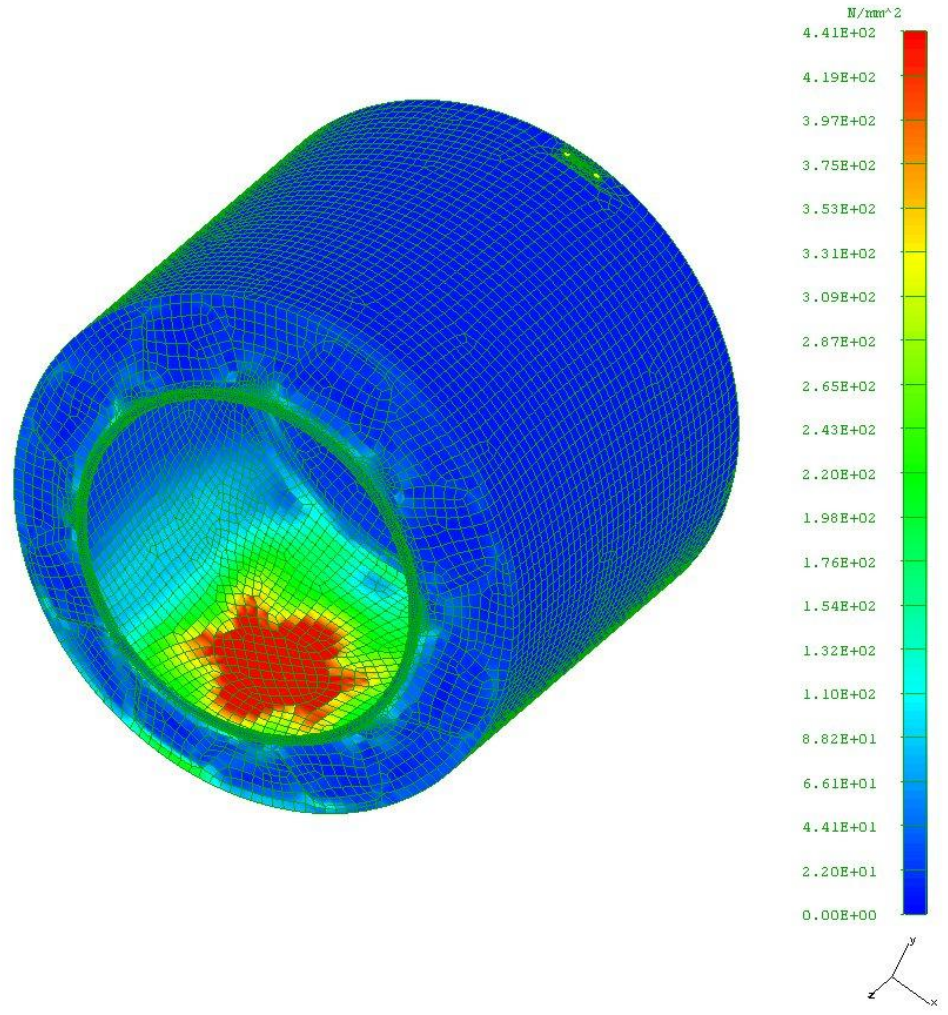


Şekil 5.10: Tamburun arka bölgesi ile kazan arasındaki mesafeler.

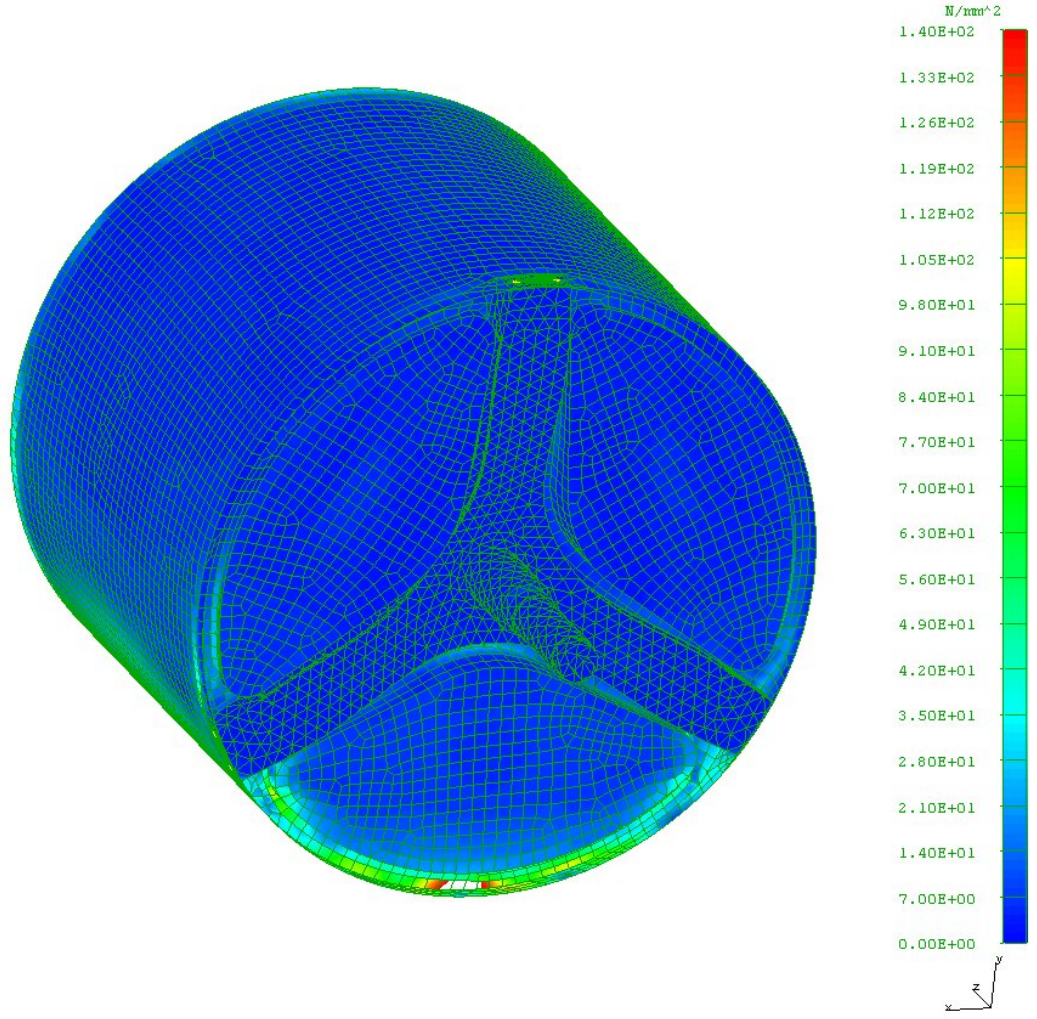
Şekil 5.10’da görüldüğü gibi, tamburun arka bölgesi ile kazanın arasındaki mesafeler, 0’ın altına düşmemektedir. Yani tambur ve kazan arasında bu bölgede bir temas meydana gelmemektedir.

5.2.4 Tamburun Dayanım Analizi

Tambur, tez içerisinde bahsedilen hareketleri yaparken üzerinde bir takım gerilmeler de oluşmaktadır. Bu gerilmelerin de, tamburun çalışması sırasında hasar görmemesi için, tamburun imalatında kullanılan malzemelerin akma mukavemetlerini geçmemesi gereklidir. Tamburun çalışması sırasında meydana gelen gerilmeler I-DEAS'ta görüntülenmiş ve Şekil 5.11 ile 5.12'de gösterilmiştir. Bu görüntüleme işlemi yapılırken, gerilmelerin renk skalası, Şekil 5.11'de tambur sacının malzemesinin akma sınırı olan 441 MPa değerine, 5.12'de ise tambur kolunun malzemesinin akma değeri olan 140 MPa değerine ayarlanmıştır. Böylelikle, tamburun hasar görmesi için gerekli olan gerilme değerlerine ulaşıp ulaşılmadığı daha rahat anlaşılır hale getirilmiştir.



Şekil 5.11: Tamburda oluşan gerilmelerin sacın akma sınırına göre görünümü



Şekil 5.12: Tamburda oluşan gerilmelerin tambur kolunun akma sınırına göre görünümü

Her iki şekilde de görüldüğü gibi, sacda da tambur kolunda da, akma sınırlarının aşılması söz konusu değildir.

6. SONUÇLAR

Çalışmanın bu son bölümünde, Bölüm 5'te yapılan analizlerin sonuçları derlenmiş ve kısa bir özet geçilmiştir.

6.1 Yay-Amortisör Analizi

Dinamik analiz yardımıyla elde edilen önemli bir bilgi, sistemin Y eksenine doğrultusunda yaptığı deplasmandır. Bu tez çalışmasında kullanılan model için, son geline durumunda, sistemin Y eksenine boyunca yaptığı hareket 16,6 mm. olacaktır. (Bkz. Şekil 5.3) Çamaşır makinesinin, hortum, körük gibi, sabit elemanlar ile hareketli sistem arasında çalışan parçaların tasarımı için önemli bir tasarım kriteri belirlenmiş olmuştur.

6.2 Tambur Deplasmanları

Tambur deplasmanları, ağız, çevre ve arka bölgelerde ayrı ayrı incelenerek tamburun kazana temas edip etmeyeceği kontrol edilmiştir. Tamburun, çalışması sırasında kazana temas etmesi, vuruntulu bir çalışma meydana geleceğinden ses ve deformasyon problemleri ortaya çıkaracak ve makinenin ömrünü kısaltacaktır. Yapılan analiz sonucunda tamburun kazana temas etmediği görülmüştür. (Bkz. Şekil 5.5, Şekil 5.8, Şekil 5.10)

6.3 Tambur Dayanım Analizi

Tamburun yaptığı hareketler boyunca üzerinde oluşan gerilmeler incelenmiş ve bu gerilmelerin, tamburda kullanılan malzemelerin akma sınırları geçip geçmediğine bakılmıştır. Sonuçta oluşan gerilmelerin akma sınırlarını geçmediği ve buna bağlı olarak tamburun bir tahribata uğramayacağı görülmüştür (Bkz. Şekil 5.11, Şekil 5.12)

6.4 Bu Tezin Üzerine Yapılabilecekler ve Öneriler

Tez çalışması boyunca önden yüklemeli bir çamaşır makinesi tamburunun dinamik analizinin nasıl yapılacağı, belirli kabuller çerçevesinde anlatılmıştır. Bu tez çalışmasını referans alarak üzerine yapılabilecek çalışmalar aşağıda sıralanmıştır.

- Bu tez çalışmasında, dengesiz yük noktasal rijit kütle olarak alınmıştır. Bunun yerine çamaşırın gerçek davranışını gösterecek bir analiz modeli oluşturulup daha hassas sonuçlar üzerine çalışılabilir.
- Bu tez için oluşturulan modelde, tamburun bağlantı bölgeleri rijit kabul edilmiştir. Bunun yerine lineer olmayan malzeme modelleri oluşturularak, şekil bağlı tamburların bağlantı yerlerindeki gerilme seviyeleri hesaplatılarak optimum bağlantı yapısını bulmaya yönelik bir model üzerine çalışılabilir.
- Bu tez için oluşturulan modelde, en yaygın kullanılan sistem olan 2 yay-2 amortisörlü dengeleme sistemi ile analiz yapılmıştır. İleriki çalışmalarda çoklu dengeleme sistemlerinin kombinasyonları da analize katılarak, tambur gerilme ve deplasmanlarının davranışları incelenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] ÖZDEMİRCİ Ö. O-345 Tipi Şehir Otobüsünde Orta Altyapıya Ait Sonlu Elemanlar Modelinin Hazırlanması, İ.T.Ü. Makine Fakültesi, 2001.
- [2] LIU Y. Lecture Notes: Introduction to Finite Element Method, University of Cincinnati, 1998
- [3] ADAMS Manual
- [4] GALLAGHER, R.H., Finite Element Analysis of Plate and Shell Structures, Proc. Of A.S.C.E. Symp. on Application of Finite Element Methods in Civil Engineering, Vanderbilt University, Nashville, Tennessee, 155-205, 1969
- [5] ZIENKIEWICZ, O.C. and Cheung, Y.K. Finite Elements in the Solution of Field Problems, The Engineer, 220, 507-510. 1965
- [6] ZIENKIEWICZ, O.C. The Finite Element Method, 3rd Edition, McGraw-Hill Book Company. 1977
- [7] BATHE, K.-J. And Wilson, E.L. Numerical Methods in Finite Element Analysis, Prentice Hall, Inc., Englewood Cliffs, New Jersey. 1976
- [8] RAO, S.S., Gupta, R.S. Finite Element Vibration Analysis of Rotating Timoshenko Beams, Journal of Sound and Vibration, Vol. 242, No. 1, 103-124. 2001
- [9] USTAOĞLU, H.B. Bir Uçak Kanadının Dinamik Analizi, Bitirme Ödevi, İTÜ Uçak Mühendisliği Bölümü, İstanbul, 2000
- [10] TÜRKAY O. S et al. Modeling and Dynamic Analysis of The Suspension System of a Front Loaded Washing Machine, ASME 1992 Design Automation Conference, ARÇELİK A.Ş. AR-GE Araştırma Raporları Kütüphanesi, 1992.
- [11] GUANG Y. C. And KANG TAI. Dynamic analysis and Design Optimization of a Washing Machine, International Journal of Computer Applications in Technology, Vol 13, No 6, 2000.

- [12] BAE S. Et al. Dynamic Analysis of an Automatic Washing Machine With a Hydraulic Balancer, Journal of Sound And Vibration, 257(1), 3-18, 2002.
- [13] I-DEAS Modeling Manual
- [14] WAGNER F. Dynamics of Washing Machines, Doktora Tezi, Technischen Universtat Munchen,2000
- [15] CONRAD D.C. The Fundamentals of Automatic Washing Machine Design Based Upon Dynamic Constraints, Doktora Tezi, Purdue University, 1994

ÖZGEÇMİŞ:

Murat Erdim

Eylül, 2005

KİMLİK BİLGİLERİ

Murat Erdim 1980 Kocaeli doğumludur.

ADRES (İş)

Arçelik A.Ş. Çamaşır Makinesi İşletmesi Ürün Geliştirme Bölümü
Yapısal Tasarım Takım Liderliği
Ankara Asfaltı Yanı 34950 Tuzla İstanbul, Türkiye

İLETİŞİM

Tel : 90 (216) 585 8992

E-mail : murat.erdim@arcelik.com, murat.erdim@gmail.com

EĞİTİM

Lisans

Marmara Üniversitesi, Teknik Eğitim Fakültesi,
Makine Eğitimi Bölümü, Talaşlı Üretim Öğretmenliği Ana Bilim Dalı

ÇALIŞMA HAYATI

2003- Ürün Geliştirme Teknikeri

Arçelik A.Ş. Çamaşır Makinesi İşletmesi Ürün Geliştirme Bölümü

Yapısal Tasarım Takım Liderliği

Ankara Asfaltı Yanı 34950 Tuzla İstanbul, Türkiye