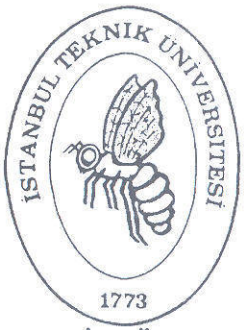
TÜRK LOYDU VAKFI



İ.T.Ü
GEMİ İNŞAATI ve DENİZ BİLİMLERİ FAKÜLTESİ

SONLU ELEMANLAR METODU
ve
GEMİ İNŞAATI SEKTÖRÜNDEKİ UYGULAMALARI

SEMİNER KİTABI

Ahmet **ERGİN**[1], Ertekin **BAYRAKTARKATAL**[2], Yalçın **ÜNSAN**[3]

MAYIS - 2000
İSTANBUL

[1] İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Maslak 80626, İstanbul, Türkiye. E-mail : ergina@itu.edu.tr
[2] İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Maslak 80626, İstanbul, Türkiye. E-mail : bayrak@itu.edu.tr
[3] İ.T.Ü. Gemi İnşaatı ve Deniz Bilimleri Fakültesi, Maslak 80626, İstanbul, Türkiye. E-mail : unsany@itu.edu.tr

İÇİNDEKİLER

Bölüm 1 : SONLU ELEMANLAR METODU 1

1.1. Giriş 1
1.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihsel Gelişimi 2

Bölüm 2 : SONLU ELEMANLARLA MODELLEME 4

2.1 Genel olarak modelleme 4
2.2 Eleman Seçimi 11
2.2.1 3D Kiriş Elemanı 11
2.2.2 Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman (SGU) 11
2.2.3 Lineer Gerilmeli Üçgen Eleman (LGU) 12
2.2.4 Çifte Lineer Dörtgen Eleman 13
2.2.5 Kabuk Elemanlar 14
2.2.5.1 Dört Nodlu Elastik Dörtgen Kabuk Eleman 14
2.3 Yükler 15
2.4 Sınır Koşulları 16
2.5 Ayrıklaştırma ve Dikkat Edilmesi Gerekli Hususlar 17
2.6 Sonlu Eleman Program Kullanıcısının Sorumlulukları 19

Bölüm 3 : STATİK ANALİZ 20

3.1 Giriş 20
3.2 Rijitlik Matrisinin Oluşumu 20
3.3 Yükler 21

Bölüm 4 : TİTREŞİM VE DİNAMİK ANALİZ 22

4.1. Giriş 22
4.2 Temel Titreşim Denklemleri 22
4.3 Matris İndirgeme 23
4.4 Modelleme 24
4.5 Titreşim Hesabı 24

Bölüm 5 : UYGULAMALAR 26

5.1 Bir Konteyner Gemisinin Yapısal Analizi 26
5.1.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modelleme 26
5.1.2 750 TEU Çift Cidarlı Konteyner Gemisi Modeli 27
5.1.3. Sonuçlar 30

5.2 Bir Petrol Platformu İçinÇimento Tankı Taşıyıcı Yapısının Analizi 43
5.2.1 Problemin Tanımı 43
5.2.2 Yükler 43
5.2.3 Yapının sonlu elemanlar ile modellemesi 46
5.2.4 Gerilme Kriterleri 46
5.2.5 Sonuçlar 47

5.3 Bir Jeneratötör Odası Taşıyıcı Yapısının Analizi 59
5.3.1 Problemin Tanımı 59
5.3.2 Yükler 59
5.3.3 Yapının modellenmesi 61
5.3.4 Gerilme Kriterleri 62
5.3.5 Sonuçlar 62

5.4 Bir BOP Arabası Taşıyıcı Sisteminin Analizi 76
5.4.1. Problemin Tanımı 76
5.4.2 Yükler 76
5.4.3 Yapının modellenmesi 77
5.4.4 Gerilme Kriterleri 78
5.4.5 Sonuçlar 78
KAYNAKLAR 89

Bölüm 1 : SONLU ELEMANLAR METODU

1.1. Giriş

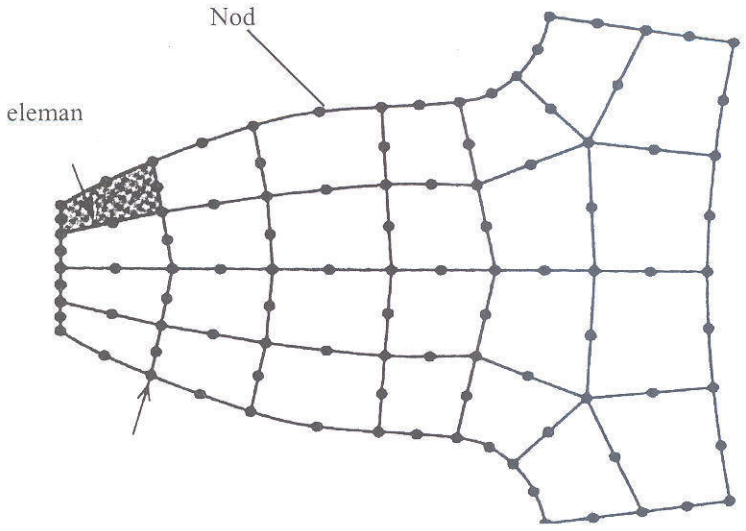
Sonlu elemanlar metodu matematikçilerden ziyade daha çok mühendisler tarafından geliştirilmiştir. Metod ilk olarak gerilme analizi problemlerine uygulanmıştır. Tüm bu uygulamalarda bir büyüklük alanının hesaplanması istenmektedir. Gerilme analizinde bu değer deplasman alanı veya gerilme alanı; ısı analizinde sıcaklık alanı veya ısı akısı; akışkan problemlerinde ise akım fonksiyonu veya hız potansiyel fonksiyonudur. Hesaplanan büyüklük alanın almış olduğu en büyük değer veya en büyük gradyen pratikte özel bir öneme haizdir.

Sonlu elemanlar metodunda yapı, davranışı daha önce belirlenmiş olan bir çok elemana bölünür. Elemanlar "nod" adı verilen noktalarda tekrar birleştirilirler (Bak Şekil 1.1). Bu şekilde cebrik bir denklem takımı elde edilir. Gerilme analizinde bu denklemler nodlardaki denge denklemleridir. İncelenen probleme bağlı olarak bu şekilde yüzlerce hatta binlerce denklem elde edilir. Bu denklem takımının çözümü ise bilgisayar kullanımını zorunlu kılmaktadır.

Sonlu elemanlar metodunda temel fikir sürekli fonksiyonları bölgesel sürekli fonksiyonlar (genellikle polinomlar) ile temsil etmektir. Bunun anlamı bir eleman içerisinde hesaplanması istenen büyüklüğün (örneğin deplasmanın) değeri o elemanın nodlarındaki değerler kullanılarak interpolasyon ile bulunur. Bu nedenle sonlu elemanlar metodunda bilinmeyen ve hesaplanması istenen değerler nodlardaki değerlerdir. Bir varyosyenel prensip (örneğin; enerjinin minimum olması prensibi) kullanılarak büyüklük alanının nodlardaki değerleri için bir denklem takımı elde edilir. Bu denklem takımının matris formundaki gösterimi

$$[K] . [D] = [R]$$

şeklindedir. Burada [D] büyüklük alanının nodlardaki bilinmeyen değerlerini temsil eden vektör, [R] bilinen yük vektörü ve [K] ise bilinen sabitler matrisidir. Gerilme analizinde [K] rijitlik matrisi olarak bilinmektedir.



Şekil 1.1 Bir sonlu eleman modelinde nod noktaları ve elemanlar

1.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihsel Gelişimi

Sonlu elemanlar metodu ilk olarak yapı analizinde kullanılmaya başlandı. İlk çalışmalar Hrennikoff (1941) ve Mc Henry (1943) tarafından geliştirilen yarı analitik analiz metodlarıdır. Argyis ve Kelsey (1960) virtuel iş prensibini kullanarak bir direkt yaklaşım metodu geliştirmiştir. Turner ve diğerleri (1956) bir üçgen eleman için rijidlik matrisini oluşturmuştur. "Sonlu Elemanlar" terimi ilk defa Clough (1960) tarafından çalışmasında telafuz edilmiştir. Metodun üç- boyutlu problemlere uygulanması iki-boyutlu teoriden sonra kolayca gerçeklenmiştir (örneğin, Argyis (1964)).

İlk gerçek kabuk elemanlar eksenel simetrik elemanlar olup (Grafton ve Strome (1963)), bunları silindirik ve diğer kabuk elemanları izlemiştir (Gallagher (1969)).

Araştırıcılar 1960'lı yılların başlarında non-lineer problemlerle ilgilenmeye başladılar. Turner ve diğerleri (1960) geometrik olarak non-lineer problemler için bir çözüm tekniği geliştirdi. Sonlu elemanlar metoduyla stabilite analizi ise ilk Martin (1965) tarafından tartışılmıştır. Statik problemlerin yanısıra dinamik problemlerde sonlu elemanlar metoduyla incelenmeye başlandı (Zienkiewicz ve diğerleri (1966) ve Koening ve Davids (1969)). 1943

yılında Courant bölgesel sürekli lineer yaklaşım kullanarak bir burulma problemi için çözüm üretmiştir.

Yapı alanı dışındaki problemlerin sonlu elemanlar metoduyla çözümü 1960 'lı yıllarda başlamıştır. Örneğin Zienkiewicz ve Cheung (1965) sonlu elemanlar metodu ile Poisson denklemini çözmüştür. Doctors (1970) ise metodu potansiyel akışa uygulamıştır. Sonlu elemanlar metodu geliştirilerek ısı transferi, yeraltı sularının akışı, manyetik alan ve diğer bir çok alana uygulanmaktadır.

Genel amaçlı sonlu elemanlar paket programları 1970'li yıllardan itibaren ortaya çıkmaya başlamıştır. 1980'li yılların sonlarına doğru ise artık paket programlar mikro bilgisayarlarda kullanılmaya başlandı. 1990 yıllarının ortaları itibariyla sonlu elemanlar metodu ve uygulamalarıyla ilgili yaklaşık olarak 40.000 makale ve kitap yayınlanmıştır.

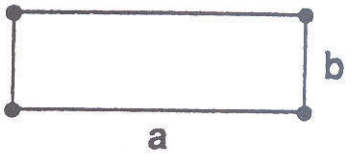
Bölüm 2 : SONLU ELEMANLARLA MODELLEME

2.1 Genel Olarak Modelleme

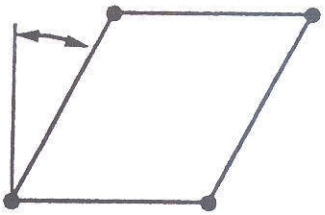
Modelleme bir fiziksel yapı veya sürecin analitik veya sayısal olarak yeniden inşa edilmesidir. Sonlu elemanlar metodunda modelleme basitçe nod ve elemanlardan oluşan bir ağ yapısı hazırlamak değildir. Problemi gerekli şekilde modelliyebilmek için gerekli sayı ve tipteki elemana karar vermek ancak problemin fiziğinin iyi şekilde anlaşılmasıyla mümkündür. Kötü şekil verilmiş elemanlar ile hesaplanması istenilen büyüklüğün hesaplama alanı içindeki değişimini yansıtamıyacak kadar büyük boyutlu elemanlar modellemede istenmez. Şekil 2.1 de elemanlarda genelde müsade edilebilecek geometrik biçim bozukluklarının seviyesi gösterilmektedir. Diğer yandan zaman ve bilgisayar olanaklarını boş yere harcamamıza neden olacak, gereksiz kadar çok sayıda elemanlardan oluşan bir modellemede istenmemektedir. Hesaplanması istenilen büyüklüğü ve hesaplama alanı içindeki değişimini yeterli doğrulukta verecek kadar sıklıkta bir eleman dağılımına ihtiyaç vardır. Örneğin Şekil 2.2'de silindirik yüzeylerin modellenmesi için 4 nodlu veya 8 nodlu dört kenarlı elemanlar kullanılması durumunda tipik bir eleman dağılımı gösterilmiştir. Diğer yandan Şekil 2.3' de bir delik etrafında olması gereken tipik eleman dağılımı görülmektedir.

Hesaplanan değerlerin kabul edilebilir olup olmadıklarının kontrol edilmesi ayrı bir öneme sahiptir. Dikkat edilmesi gereken hususlar aşağıda kısaca belirtilecektir.

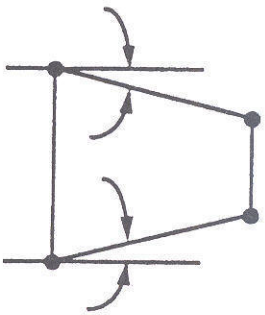
Sınır koşullarının doğru olarak anlaşılıp, modellenmesi son derece önemlidir. Sınır koşullarının yorumlanması sıkça hata yapılan noktalardan birisini oluşturmaktadır. Özellikle simetrik yapılarda modelin sadece bir kısmının hesaplamalarda kullanılması yeterli olabilmektedir (örneğin yarısı veya dörtte biri gibi). Böyle durumlarda yüklemenin simetrik olup, olmamasına göre hesap alanının sınırındaki nodlarda sınır koşullarının doğru yorumlanması son derece önemlidir. Aşağıdaki örnekte anti-simetrik yükleme altında statik davranışı incelenen bir levhanın, geometrik simetri özelliği kullanılarak hesaplamalar için levhanın sadece yarısı kullanılmaktadır. Bu da gerek zaman ve gerekse hesaplamalar açısından büyük tasarruf sağlamaktadır. Böyle bir problem için sonlu elemanlar metodunda, sınır koşullarının nodlarda nasıl tarif edileceği aşağıdaki örnek problemde gösterilecektir.



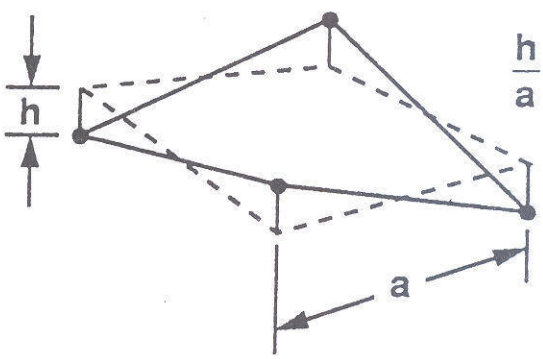
uzunluk oranı a/b için genelde
10:1 oranına kadar müsade edilebilir.



açı < 20°-30°

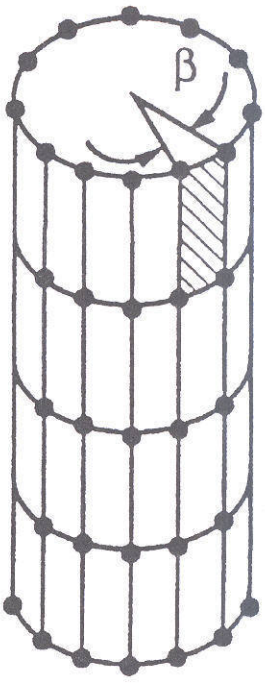


iki açıda < 20°-30°



genelde h/a oranı %5 den küçük olmalı

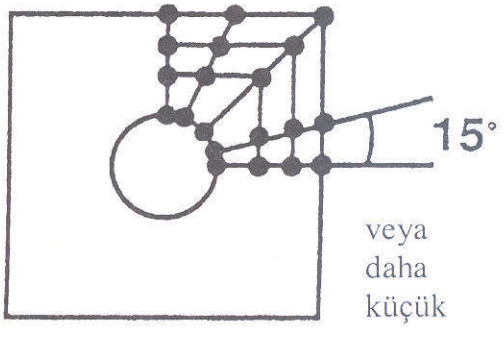
Şekil 2.1 Eleman geometrisinde müsade edilebilir defonmasyonlar.



$\beta < 15°$ 4 nodlu dört kenarlı elemanlar için

$\beta < 30°$ 8 nodlu dörtgen elemanlar

Şekil 2.2 Bir silindirik yüzey etrafındaki tipik eleman dağılımı.



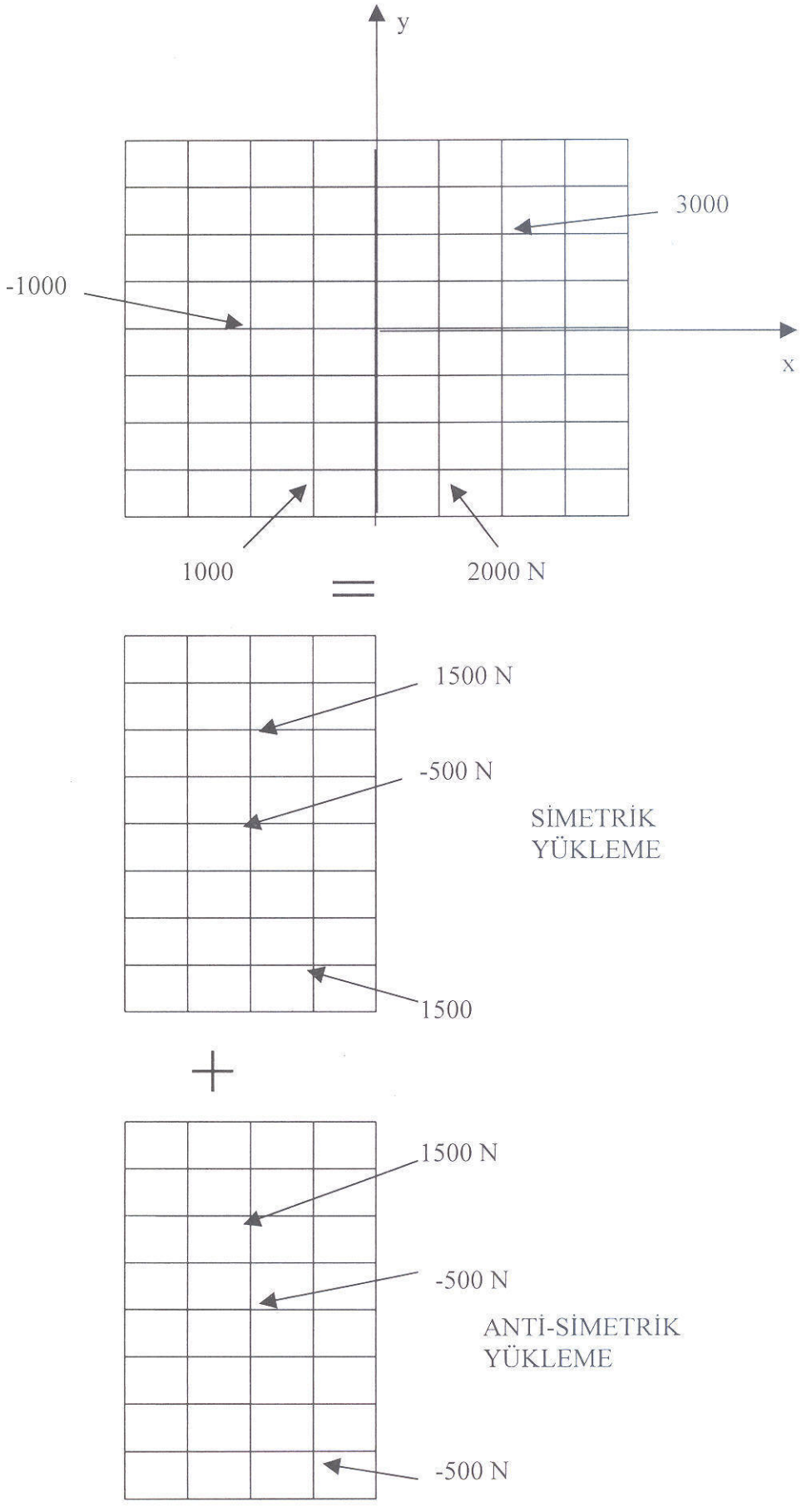
Şekil 2.3 Bir delikli geometride delik etrafındaki tipik eleman dağılımı.

Örnek Problem: Bu örnekte kenarları 4 m olan, 4 köşesinden basit mesnetle desteklenmiş ve normal doğrultuda simetrik olarak yüklenmemiş bir levhanın statik davranışı incelenecektir. Levha parçası çelikten imal edilmiş olup, Elastisite modülü E=2.11E+11 N/m^2, yoğunluğu $\rho = 7800\ kg/m^3$ ve kalınlığı t = 0.01 m dir. Yükler Şekil 2.4' de görüldüğü gibi dört noda normal doğrultuda etkimekte olup, değerleri sırasıyla 1000 N, 2000 N, -1000 N ve 3000 N dır. Bu yükleme durumu altında plağın uğrayacağı deformasyonların hesaplanması istenmektedir. Eğer sonlu eleman modellemesinde levhanın yarısı kullanılacak ise, iki farklı yükleme durumu için (simetrik ve anti-simetrik yükleme durumları) hesaplamalar yapılır ve iki hesabın toplamı levhanın gerçek yükleme durumu altındaki davranışını vermektedir.

Levha için simetri düzlemi x = 0.0 dan geçen doğru parçasıyla tarif edilmektedir. Hesaplamalar için levhanın simetri düzleminin solunda kalan parçası kullanılacaktır. Simetrik yükleme durumu için yükleme sadece simetri düzlemine göre simetrik kalmaktadır. Simetrik yükleme durumunda simetri düzlemi üzerinde yer alan nod noktaları sadece y veya z doğrultusunda öteleme yapabilir ve x = 0.0' dan geçen eksen etrafında dönebilir. Bu nodlar x-ekseni doğrultusunda öteleme, y- ve z-eksenleri etrafında dönme yapamazlar ve nodların bu serbeslik dereceleri için hareket 0.0 ile sınırlandırılmalıdır.

Anti-simetrik yükleme durumu için yarı- modelde simetri düzlemi üzerindeki nodlarda sadece y-ekseni doğrultusunda öteleme ve y-ekseni etrafında dönme görülecektir. Diğer serbestlik dereceleri için sonlu elemanlar modelinde sıfır ataması yapılabilir.

Gerilme analizinde, sonlu elemanlar metodu nodlardaki deplasman değerlerini hesaplamaktadır. Daha sonra bu deplasman değerleri kullanılarak gerilme değerleri bulunmaktadır. Eğer deplasman değerleri yanlış olarak hesaplandıysa, gerilme değerleride büyük ihtimalle yanlış olarak bulunacaktır. Bu nedenle deplasman değerleri ilk önce incelenmesi gerekli olan sonuçlardır. Eğer hesaplar bizim ön gördüğümüzden çok farklı ise modellemede bir hata yapıldığını düşünmemiz gerekir. Deplasman değerlerini çizdirerek modelin yükleme altında ön gördüğümüz şekilde davranıp, davranmadığını tesbit edebiliriz.

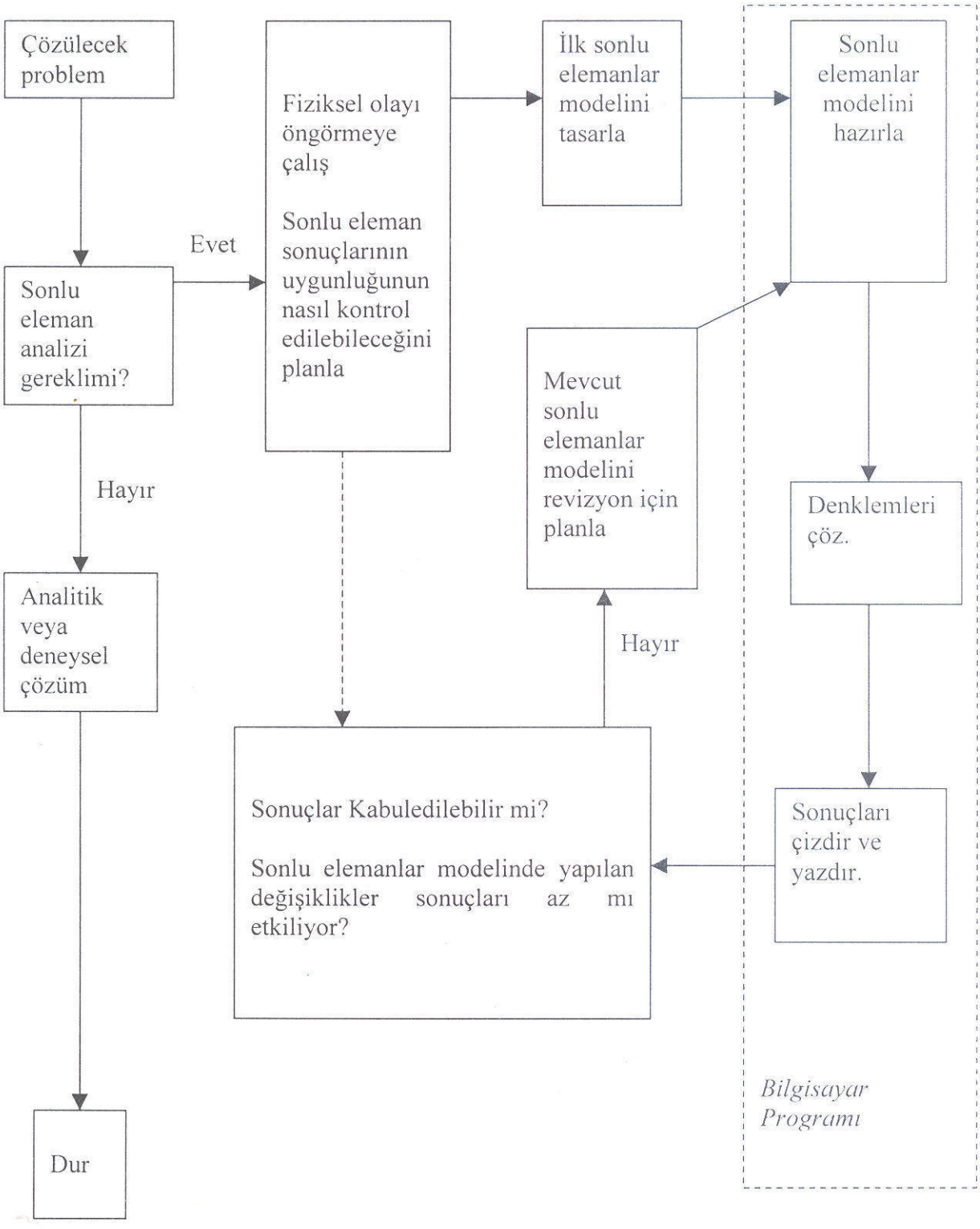


Şekil 2.4 Bir levha probleminin sonlu elemanlar yöntemi ile modellenmesi.

Sonlu eleman programlarında genellikle gerilme değerleri ya kontur çizgileri ile veya değişik renk bantlarıyla sunulmaktadır. Bir gerilme konturu aynı gerilme değerine sahip noktaları birleştiren eğridir. Programlarda ortalama gerilme değerinin çizdirilmesi de istenebilmektedir. Bu modellemenin uygunluğunu inceleme aşamasında tavsiye edilmemektedir. Çünkü gerilme değerleri elemanlar arasındaki sınırlarda süreksizliğe sahiptir. Büyük süreksizliklerin olduğu bölgeler bize o bölgelerde daha sık eleman ağı oluşturmamız gerektiğini söylemektedir. Eğer ortalama gerilme değerinin çizdirilmesini istersek, modelleme açısından önemli olan bu bilgiye ulaşmamız mümkün olmayacaktır.

Diğer yandan değişik gerilme değerleri (σ_x, σ_y, v.s.) çizdirilerek beklenen değerlerle karşılaştırılması yapılabilir. Teoriden yapının bazı bölgelerinde gerilme değerlerinin küçük, bazı bölgelerde ise büyük olabileceğini; bazı gerilme değerlerinin basınca, bazılarının ise çekmeye çalışacağını tahmin etmemiz mümkün olabilir. Bu ön görüler ile hesaplamalar arasında olabilecek uyumsuzluklar, bize yine modellemede problem olduğunu gösterecektir.

Bir sonlu eleman kullanıcısı aynı zamanda mukayese amacıyla deneysel ve analitik çözümlerde elde edebilmelidir. Bir çok problem için yaklaşık çözümler, literatürde tablolar halinde sunulmuştur (Young (1989)). Şekil 2.5'de sonlu elemanlar metodu ile analiz için bir prosedur sunulmaktadır.



Şekil 2.5 Sonlu Eleman Analiz Proseduru

2.2 Eleman Seçimi

Sonlu elemanlar ile modelleme aşamasında, "eleman tipi (çubuk, kabuk, v.s), eleman şekli (dörtgen, üçgen) ve eleman sayısı ne olmalı?", "ara nodlu elemanlar ihtiyaç varmı ?" gibi bir takım soruların cevaplanması gerekmektedir. Bu soruların cevabı ancak analiz edilen yapının ve seçilen eleman tiplerinin davranışı hakkında bilgi sahibi olunduktan sonra cevaplanabilir. Örneğin, gerilme analizinde yapının bir bölgesindeki gerilme durumunu en iyi yansıtan eleman tipi o bölge için seçilmelidir. Aşağıda bazı eleman tipleri ve bunların kullanılabileceği mühendislik problem tipleri hakkında bilgi verilmektedir.

2.2.1 3D Kiriş Elemanı

3D Kiriş elemanı genel amaçlı bir sonlu eleman tipi olup, 3 boyutlu işlem yapabilme kapasitesine sahiptir. Bu eleman tipi aynı zamanda uzay kiriş elemanı olarak da adlandırılmaktadır. Eleman uzayda iki adet nod ile tarif edilmektedir. Üçüncü bir nod ise serbestlik derecesine haiz olmayan ve eleman koordinat sistemini tarif etmek amacıyla kullanılmaktadır. Elemanın iki ucunu tesbit eden iki adet nod için 12 adet serbestlik derecesi mevcuttur. Her bir nod 3 adet öteleme ve 3 adet dönme serbestliğine sahiptir.Eleman herhangi doğrultuda gelen kuvvet ve herhangi bir eksen etrafında dönme zorlamasına direnç gösterecek kapasiteye sahiptir. Elemanı tarif etmek için nodların koordinatına, elastisite modülüne (E), kayma modülüne (G), kesit alanına, kesit atalet momenti değerlerine, burulma sabitine (J) ve kiriş eksenine dik doğrultudaki deformasyon faktörlerine ihtiyaç vardır.

2.2.2 Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman (SGU)

SGU elemanı sabit kalınlığı olan, üç nod noktasını birleştiren ve toplam altı serbestlik derecesi ile tarif edilen bir elemandır (Şekil 2.6). Eleman deplasman alanı aşağıdaki gibi tarif edilmektedir.

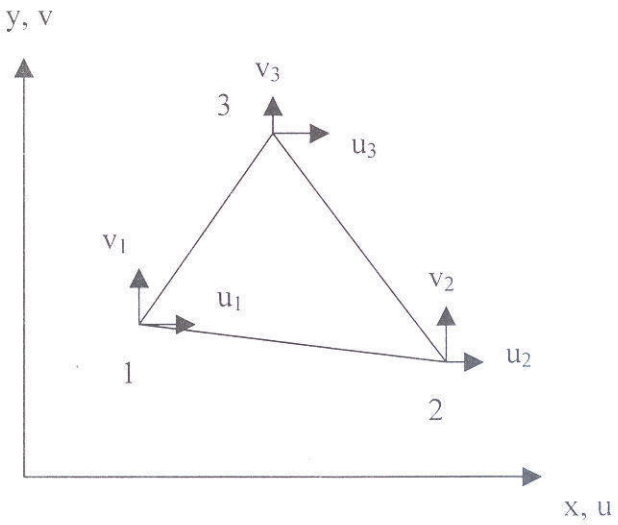
$$u = a_1 + a_2 x + a_3 y \qquad (2.1)$$

$$v = a_4 + a_5 + a_7 y \qquad (2.2)$$

Yukarıdaki deplasman bağıntılarından görüldüğü gibi deplasman alanı eleman içinde ve kenarlar boyunca lineer dir. Eleman sınırları içinde ise gerilme değerleri sabittir.

Birbirine bağlı elemanlar arasında deplasman uyumluluğu (compatibility), bağlı iki nod noktası arasındaki lineer kenar deformasyon karakteristiği dolayısıyla sağlanmaktadır. Yapının bütün olarak kuvvet dengesi ise nod noktalarında sağlanır.

SGU elemanı sonlu eleman modellerinde küçük gerilme gradyeni karakteristiğine sahip bölgelerde iyi sonuç verecektir. Diğer durumlarda SGU elemanının kullanılması iyi sonuç vermeyecektir. Örneğin sadece eğilmeye maruz bir yapıyı SGU elemanlarıyla modellemek gerçek problem ile uyumsuz sonuçlar verecektir. SGU elemanlarının bu olumsuzlukları, daha sık bir eleman ağ yapısıyla kısmen giderilebilir.



Şekil 2.6 Sabit Gerilmeli Üçgen Eleman

2.2.3 Lineer Gerilmeli Üçgen Eleman (LGU)

LGU elemanları SGU tip elemanların aksine, köşe noktalarına ilaveten kenar orta noktalarında birer adet daha nod noktasına sahiptir. Böylece her bir LGU elemanı 6 adet nod noktasına ve toplam olarak 12 nod serbestlik derecesine sahiptir. Eleman deplasman alanı ise aşağıdaki gibi tarif edilmektedir.

$$u = a_1 + a_2x + a_3y + a_4x^2 + a_5xy + a_6y^2 \quad (2.3)$$

$$v = a_7 + a_8x + a_9y + a_{10}x^2 + a_{11}xy + a_{12}y^2 \quad (2.4)$$

SGU elemanının aksine gerilme büyüklüğü LGU elemanı içerisinde x ve y koordinatları ile lineer olarak değişmektedir. Sadece eğilmeye maruz yapılar için LGU elemanlarıyla yapılan modellemelerde, deplasman ve gerilme alanları için çok iyi yaklaşımlar elde edilecekdir.

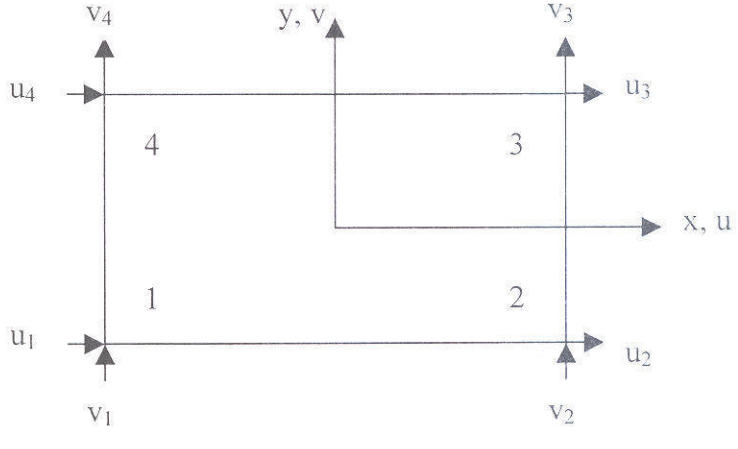
2.2.4 Çifte Lineer Dörtgen Eleman

2 Boyutlu problemler için diğer bir tip eleman, çifte lineer dörtgen elemanlardır. Eleman köşelerinde dört adet nod yer almaktadır ve eleman sekiz nodal serbestlik derecesine sahiptir. Diğer yandan 8 nodlu eleman tipi için ise kenarların orta noktalarında dört adet nod vardır. Dört nodlu eleman için deplasman alanı aşağıdaki bağıntılarda verilmiştir.

$$u = a_1 + a_2x + a_3y + a_4xy \quad (2.5)$$

$$v = a_5 + a_6x + a_7y + a_8xy \quad (2.6)$$

Burda elemanın çifte lineer diye isimlendirilmesi u ve v deplasman bağıntılarının iki lineer polinomun çarpımından oluşmasından dolayıdır.



Şekil 2.7 Dört Nodlu Çifte Lineer Dörtgen Eleman

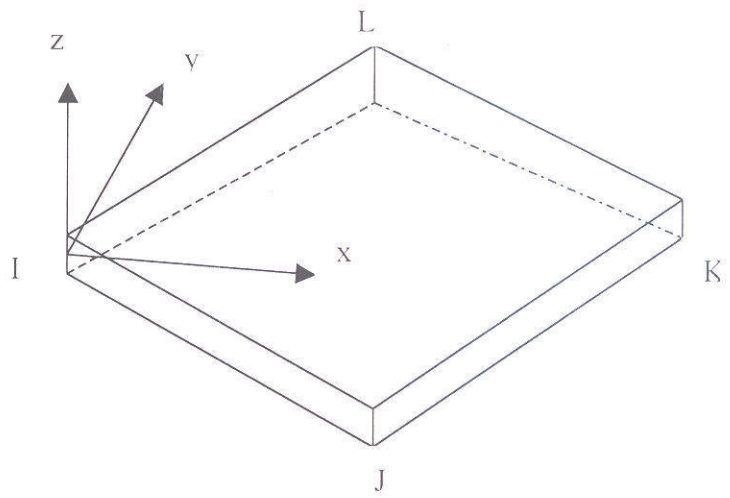
Elemanın en önemli özelliği σ_x değeri x- koordinatından bağımsızdır. Bu eleman tipi, örneğin ucundan yüklü konsol kirişlerin modellenmesinde uygun sonuç vermeyecektir.

2.2.5 Kabuk Elemanlar

Bir genel kabuk eleman membran ve eğilme etkisini aynı anda temsil edebilmelidir. Örneğin dört nodlu basit bir dörtgen eleman tarif edilebilir. Elemanı tarif eden tüm nodlar aynı düzlem üzerinde olmayabilir. Bu da elemanda çarpılmaya neden olur. Elemanın çarpılması performansını olumsuz yönde etkiler. Ticari paket programlarda küçük miktarlarda çarpılmaya müsade edilmektedir. Bu dört nodlu elemanın en büyük avantajı formülasyonunun basit olmasıdır. Genellikle az sayıda daha karışık bir eleman tipi kullanılması yerine, daha fazla sayıda basit bir eleman tipi kullanılması tavsiye edilmektedir. Dört kabuk elemanın en büyük dezavantajı düzgün eğrisel yüzeylerin düzlem elemanlarla veya az miktarda çarpılmış şekle sahip olan elemanla temsil edilmesidir. Kabuk teorisine dayanarak elde edilen eğrisel yüzeyli elemanlar düzlemsel elemanların yaratmış olduğu problemleri ortadan kaldırmaktadır. Fakat diğer yandan beraberinde başka zorlukları getirmektedir. Eğrisel elemanı tarif etmek için çok daha fazla geometrik bilgiye ihtiyacımız olmaktadır. Elemanın formülasyonu ise düzlemsel elemanlara nazaran çok daha zordur.

2.2.5.1 Dört Nodlu ve Dört Kenarlı Elastik Kabuk Eleman

Çoğu ticari programda yer alan bu eleman tipi eğilme ve membrane yüklerini taşıyabilme özelliğine sahiptir. Eleman düzlemi içinde ve düzlemine dik doğrultudaki yüklemelere müsade eder. Her nod, üç tanesi x, y, z- doğrultusunda öteleme ve üç taneside bu eksenler etrafında dönme serbestiği olmak üzere altı adet serbestlik derecesine sahiptir (Şekil 2.8). Eleman dört nod ile tarif edilmekte ve değişken kalınlığa müsada edilebilmektedir. Değişken kalınlıklı elemanlar için kalınlık eleman içerisinde düzgün olarak değişmelidir. Bu eleman tipi plakların olduğu kadar düzgün eğrisel yüzeylerin modellenmesinde de kullanılmaktadır. Eğrisel yüzeylerde iyi bir yaklaşım elde edebilmek için fazla sayıda bu elemandan kullanılmalıdır. Formülasyonunun basit olması nedeniyle diğer tip elemanlara göre daha avantajlıdır.



Şekil 2.8 Dört nodlu ve dört kenarlı elastik eleman (x,y eksenleri eleman düzlemi içindedir).

2.3 Yükler

Tekil yükler mutlaka nod noktalarına uygulanmalıdır. Bu nedenle ağ yapısı tekil yüklerin nodal noktalara uygulanmasını sağlıyacak şekilde yapılandırılmalıdır. Klasik lineer teoriye göre bir noktaya tekil yük uygulandığı zaman, o noktada;

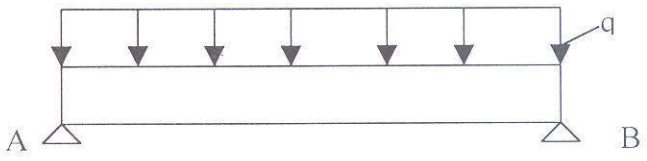
- kiriş için sonlu bir deplasman ve gerilme değeri oluşur,
- levha için sonlu deplasman, sonsuz gerilme değeri oluşur,
- iki- veya üç boyutlu geometrik cisim için ise sonsuz deplasman ve gerilme değeri oluşur.

Diğer yandan bir tekil yük malzemede o bölgede akmaya neden olacaktır. Lineer teori ise akmayı modellemez. Sonuç olarak tekil yükler küçük alanlar üzerine dağıtılmış yüksek yoğunluklu yayıl yükler olarak modellenebilir. Eğer tekil yük bir nod noktasına uygulanırsa sonsuz deplasman ve gerilme değerleri hesaplanmaz.

Bir tekil moment sadece öteleme serbestlik derecesine sahip bir noda uygulanamaz. Bu durumda tekil momentler eşlenik kuvvetler olarak temsil edilirler. Diğer yandan yayılı yükler nod noktalarına tekil yükler olarak uygulanırlar.

2.4 Sınır Koşulları

Sınır koşulları yapıların mekaniğinde mesnet şartları olarakda isimlendirilmektedir. Sonlu eleman modellemelerinde sınır koşulları (mesnet şartları) sık sık yanlış veya eksik olarak tanımlanmaktadır. Modellemede sınır koşullarına gerekli özen daima gösterilmelidir. Her ne kadar yapılan hata küçük gibi görülsede, sonuçlar üzerindeki etkisi oldukça büyük olacaktır. Örneğin Şekil 2.9 da görülen ve iki ucu basit mesnetlenmiş kirişin sonlu elemanlar modelinde, elemanlar tarafsız ekseninden geçen çizgi üzerinde yer alırlar. Kiriş parçasının uçlarının yatay doğrultudaki hareketi sınırlandığı için, kiriş bu doğrultuda zorlanmaya maruz kalacaktır. Bu nedenle kirişin sonlu eleman modelinin uçları düşey bağlantılarla A ve B noktalarına bağlanır.



Şekil 2.9 İki ucu basit mesnetli kiriş.

Sonlu elemanlar modelinde aktif olmayan serbestlik dereceleri çözüm işleminden önce sınırlandırılmalıdır. Bu sınırlandırılması gereken serbestlik derecesi modelin sınırda veya başka bir bölgesinde olabilir. Örneğin düzlem elemanlar nodlarda düzlem içinde iki doğrultudaki ötelemeye karşı direnç gösterirler. Fakat genel amaçlı bir sonlu elemanlar programı her bir noda üçü öteleme ve diğer üçüde dönme olmak üzere altı serbestlik derecesi atıyacaktır. Rijidlik matrisinde tekillikleri önlemek amacıyla düzlem elemanlar için her noddaki üç dönme serbestliği ve eleman düzlemine dik doğrultudaki öteleme serbestliği kısıtlanmalıdır. Çünkü seçilen eleman tipi bu serbestlik dereceleri için direnç gösteremiyeceğinden, rijidlik matrisinde tekillikler oluşacak, bu da denklemlerin çözümünü zorlaştıracak veya imkansız hale getirecektir. Doğru bir modelleme için düzlem elemanların her bir nodu için üç serbestlik derecesi atanır. Sınır koşulları için ise yine sınırda yer alan nodlar için bu serbestlik derecelerinden bazılarının kısıtlanması gerekebilir.

Bazı durumlarda gerçek problem için sınır koşulları net olarak anlaşılır olmayabilir. Böyle durumlar için çözümün üst ve alt sınırlarını iki ayrı analizle saptamak fiziksel olarak daha anlamlı olabilir. Örneğin iki ucundan mesnetlenmiş üniform yüklü bir kirişin uçları dönmeye belli olmayan bir dereceye kadar kısıtlanmış olabilir. Böyle bir durum için kirişin uçları bir çözüm için basit mesnetli olarak kabul edilir, diğer bir analiz içinse tamamiyle tesbit edilmiş olarak kabul edilerek problem çözülür. İki analizden elde edilen değerler aslında gerçek problem için alt ve üst sınırları göstermektedir.

2.5 Ayrıklaştırma ve Dikkat Edilmesi Gerekli Hususlar

Bir problemin sonlu elemanlar metoduyla çözümü için kaç adet eleman gereklidir? Böyle bir soruya cevap aramak için aynı problemi iki farklı modelle ayrı ayrı analiz edelim. İkinci analizde daha fazla sayıda eleman ile daha sık bir ağ kullandığımızı farz edelim. İkinci sonlu eleman modeli daha küçük bir ayrıklaştırma hatası verecektir. Ayrıca gerçek fiziksel objenin geometrisi daha iyi modellenmiş olacaktır. Eğer iki analiz neticesinde bulduğumuz sonuçlar arasında önemli bir fark yoksa, sonuçların yakınsamış olduğunu kabul edebiliriz.

Yazılımlarda genelde bir takım hatalar bulunabilir. Sonlu eleman paket programları oldukça büyük yazılımlar olup, devamlı düzeltmeler yapılmaktadır. Elde edilen hatalı sonuçlar için programı suçlamak kolay bir yol olmasına rağmen, hatalı sonuçlara genelde yanlış modellemeler neden olmaktadır.

Doğru modelleme yapabilmek için ayrıklaştırma esnasında bir takım hususlara dikkat edilmesi gerekmektedir. Bu hususlar aşağıda sıralanmaya çalışılmıştır.

(a) Sonlu elemanlar grid ağının mümkün olduğu kadar üniform olmasına dikkat edilmelidir. Fakat yüklemede ve yapının davranışında hızlı değişimlerin görüldüğü bölgelerde daha sık bir ağ yapısı için üniformluğun bozulmasına müsade edilebilir.

(b) Dört kenarlı elemanların üçgen elemanlara göre bir çok avantajı olması nedeniyle, dört kenarlı elemanlar daima üçgen elemanlara tercih edilmelidir. Fakat geometrinin ve/veya yüklemenin üçgen eleman gerektirdiği durumlarda bu kural bozulabilir.

(c) Deplasman analizi için gerilme analizinde kullanıldığı kadar sık ağ yapısına gerek yoktur.

(d) Geometride veya malzemede non-lineerliliği hesaba katan analizler için lineer analizlere kıyasla daha sık bir ağ yapısına ihtiyaç vardır.

(e) Titreşim modlarının hesabı doğal frekansların hesabına kıyasla daha sık ağ yapısı gerektirmektedir.

(f) Nodların numaralandırılması mümkün olduğu kadar büyük deplasman bölgelerinden küçük deplasman bölgelerine doğru yapılmalıdır. Fakat genelde sonlu eleman paket programlarında sonuçlar numaralandırmadan etkilenmezler.

(g) Eğrisel yüzeylerin düzlemsel elemanlar ile tarif edilmesi durumunda yüzey normali etrafındaki dönme serbestliği kaldırılmalıdır. Aksi taktirde kötü koşullu bir matrisle uğraşılması gerekecektir.

(h) Elemanların kenar uzunluk oranları (aspect ratio) eleman tipleri arasında değişiklik göstersede, uzunluk oranı deplasman hesapları için 10'un altında, gerilme hesapları için ise 5'in altında kalmalıdır.

(i) Yüksek mertebeden elemanlar için ara nodların dağılımı mümkün olduğu kadar üniform olmalıdır.

(j) Sonlu eleman hesaplarının ilk kontrolü için yüklerin, kuvvetlerin ve reaksiyonların dengesinin kontrol edilmesi tavsiye edilmektedir.

(k) Eğer analiz edilen yapı ve yükleme simetrik ise, hesaplamalarda bu avantaj kullanılmalıdır. Yani analiz için yapının yarısı veya dörtte biri modelleme için kullanılabilir. Fakat burkulma ve özdeğer problemlerinde dikkatli olunması gerekir, çünkü anti-simetrik modlar bu problemler için önemli olabilir.

(l) Yüksek frekanslı tepkisel değerlerin önemli olmadığı dinamik analizler için, statik analizde kullanılanılana benzer bir ağ yapısı yeterli olacaktır.

(m)Transient dinamik analizlerde eleman boyu, zaman adımı, integrasyon metodu ve pulse süresi uyumlu olmalıdır.

(n) Yüksek uzunluk oranlı dörtgen elemanlar, büyük açılı üçgen eleman gibi elemanlardan mümkün olduğu kadar sakınılması gerekmektedir.

(o) Yakınsaklık analizinde orjinal mesh kullanılarak ağ sıkılaştırılmalıdır. Eğer farklı bir mesh kullanılırsa yakınsaklık analizine tekrar başlamak gerekecektir.

(p) Yüksek ve düşük mertebeden elemanların birbirine bağlanması gerilmelerde düzensizliklere neden olacaktır.

(q) Eleman boyutlarında hızlı değişiklikler mümkün olduğu kadar minimize edilmelidir.

(r) Anisotropik malzemeler için Poisson oranı açıkça tanımlanmalıdır. Ayrıca υ, E ve G değerlerinin teorik limitlerinin aşılıp aşılmadığı kontrol edilmelidir.

(s) 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 bölge daha sıkı bir ağ yapısı ile analiz edilebilir.

2.6 Sonlu Eleman Program Kullanıcısının Sorumlulukları

Günümüzde ticari sonlu eleman paket programları son derece yaygınlaşmıştır. Tecrübesiz bir kullanıcı bile bir takım sonuçlar üretip, son derece cazip grafikler hazırlayabilir. Örneğin bir gerilme analizi için sonlu eleman modeli iyide olsa, kötüde olsa ehliyetsiz bir kullanıcı bile kolaylıkla gerilme konturları üretebilir. Kötü bir ağ yapısı, kötü seçilmiş eleman tipleri, doğru olmayan yükleme şekliyle yaratılan modeller bile dikkatsizce yapılan bir kontrolde gözden kaçabilecek uygunlukta sonuçlar verebilir.

Ehliyetli bir kullanıcı ancak mevcut problemin fiziğini anladıktan sonra uygun bir modellemeye gidebilir ve sonuçları yorumluyabilir. Kullanıcı aynı zamanda yarattığı modelin yükleme altında nasıl davranacağını öngörebilmelidir. Gerilme analizinde uzmanlaşmış olmak, örneğin manyetik alan problemlerinin çözümünde yeterli olmak anlamına gelmemektedir. Elde edilen çözümlerdeki yanlışlıklar yazılımdaki hatadan kaynaklansa bile, sonuçların sorumluluğu programcıya değil, kullanıcıya aittir.

Bölüm 3 : STATİK ANALİZ

3.1 Giriş

Statik analizde zaman bağımsız bir değişken olarak göz önüne alınmaz. Deformasyonların sabit ve yavaşça değiştiği kabul edilir. Bazı problemlerde titreşim frekansı çok düşük olabilmektedir (en düşük doğal frekansın 1/3'ünden daha küçük). Bu durumlarda problem "quasi-statik" olarak düşünülebilir. Yani atalet kuvvetleri hesaplanarak, bunlar sanki birer statik yükmüş gibi yapıya uygulanarak, yapı statik olarak analiz edilebilir.

Bir statik analiz için aşağıdaki adımların yerine getirilmesi gerekmektedir:

1. Sonlu elemanlar modelini hazırla.
   - yapıyı sonlu elemanlara bölerek ayrıklaştır.
   - yapının nasıl yüklendiğini tanımla
   - yapının nasıl desteklendiğini tanımla

2. Hesaplamaları gerçekleştir. Program sırasıyla aşağıdaki adımları gerçekleştirir.
   - Rijitlik matrisi [**K**] her bir eleman için hesaplanır.
   - Elemanlar birbirleriyle birleştirilerek, tüm sistem için global rijitlik [**K**] elde edilir.
   - Yükler global yük vektöründe, [**R**], yerleştirilir.
   - Mesnet koşulları uygulanır.
   - Global denklem takımı [**K**] . [**D**]= [**R**], bilinmeyen [**D**] değerleri için çözülür. Yapı problemlerinde [**D**] matrisi nodal deplasman değerlerini temsil etmektedir.
3. Sonuçları ([**D**] matrisini) kullanarak, örneğin gerilme değerlerini hesaplayınız.

3.2 Rijitlik Matrisinin Oluşumu

Genel olarak rijitlik matrisi [**K**] bir eleman için aşağıdaki şekilde temsil edilebilir.

$$[K] = \int [B]^T [E][B] dV \qquad (3.1)$$

Burada [B] şekil değiştirme-deplasman matrisi, [E] sabitler matrisi olup, malzeme özelliklerini göstermektedir. dV ise elemanter hacim elemanıdır. Rijitlik matrisleri eleman tipine bağlı olarak, eleman deplasman alanını tarif eden şekil (shape functions) fonksiyonları kullanılarak her tip eleman için ayrı ayrı hesaplanabilirler (örneğin kaynaklar 16-18'e bakınız).

Eleman rijitlik matrisiyle, sistem global rijitlik matrisleri simetriktir. Bu durum yapıya etkiyen kuvvetler ile deformasyonlar arasında lineer ilişki olduğu sürece geçerlidir. Rijitlik matrislerinde diyagonal terimler daima pozitiftir. Diğer yandan bir yapı hiç mesnetlenmemiş veya uygun şekilde mesnetlenmemişse, rijidlik matrisinde tekillikler oluşur. Bu durumda program [K] . [D] = [R] denklemini nodal serbestlik dereceleri için çözemiyecektir. Matristeki tekillikleri önleyebilmek amacıyla tüm rijid cisim hareket serbestlikleri uygun şekilde engellenmelidir. Bu rijid hareket serbestlikleri yapı içerisinde deformasyon ve dolayısıyla gerilme yaratmayan hareket şekilleridir.

Her bir nod noktasına genel amaçlı bir sonlu eleman programı altı serbestlik derecesi atıyacaktır. Bunlar üç adet öteleme ve üç adette dönme serbestliğidir. Eğer bu global serbestlik derecelerinden biri bile bu noda bağlı olan elemanların biri için bile şekil değiştirme oluşturmuyorsa, rijitlik matrisinde tekillik oluşacaktır. Bu tür serbestlik dereceleri çözümden önce kısıtlanmalıdır.

3.3 Yükler

Yükler yapıya değişik şekillerde uygulanabilir. Bu tek bir noktaya uygulanan kuvvet veya moment olarak veya yüzey basınç yükü olarak gerçeklenebilir. Diğer bir yükleme şekli ise cismin kendi ağırlığı dolayısıyla veya atalet kuvvetlerinin varlığı dolayısıyla oluşan kuvvetlerdir.

Yayılı yükler sonlu eleman programlarında "Kinematik Eşdeğer" nodal yüklerle değiştirilirler. Kinematik eşdeğer nodal yükler toplamda orjinal yüke eşit olup, herhangi bir noktaya göre orjinal yüklemeyle aynı moment değerini vermektedir. Kinematik eşdeğer olmayan nodal yüklemeler ise genelde "lumped" yükleme olarak adlandırılır ve genelde dönme serbestliğine sahip elemanlar için tercih edilmektedir.

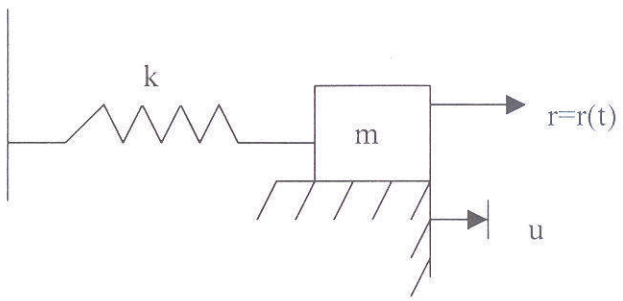
Bölüm 4 : TİTREŞİM VE DİNAMİK ANALİZ

4.1. Giriş

Bir yapı üzerine yapılan yükleme altında hareket edecektir. Eğer yükleme bir frekansa bağlı olarak değişiyor ve bu frekansta yapının doğal frekansının 1/3'den daha düşük ise problem statik problem olarak sınıflandırılabilir. Diğer yandan yükleme yüksek frekanslı veya rastgele olarak değişiyorsa veya yük aniden uygulanıyorsa, problem için dinamik analiz gerekmektedir. Dinamik analizde de statik analizde olduğu gibi rijitlik matrisi kullanılmakta, fakat bir kütle ve bir sönüm matrisine de analiz için gerek duyulmaktadır.

4.2 Temel Titreşim Denklemleri

En basit bir titreşim sistemi tek serbeslik dereceli bir yay-kütle sistemidir. Burada kütlenin hareketi yatay doğrultuda tek bir koordinatla tamamiyle tarif edilmiş olmaktadır (Şekil 4.1). Sistemin hareketi Newton'un 2. hareket kanunu ile tarif edilmektedir.



Şekil 4.1 Yay-kütle sistemi

Newton'un ikinci kanununu uygularsak f = ma, sistemin hareket denklemi sönümsüz titreşim için aşağıdaki şekli alır.

$$r - k\,u = m\,\ddot{u} \qquad \text{veya} \qquad k\,u + m\,\ddot{u} = r \qquad (4.1)$$

Burada r dışardan etkiyen ve zamana bağlı olanak değişen yüklemeyi göstermektedir. Eğer titreşim sistemi için sönüm kuvvetlerinide hesaba katarsak (4.1) deki denklem aşağıdaki formda yazılmalıdır.

$$r - ku - c\dot{u} = m\ddot{u} \qquad \text{veya} \qquad ku + c\dot{u} + m\ddot{u} = r \tag{4.2}$$

Burada m kütleyi, c ise sönüm katsayısını göstermektedir.

Eğer bir sonlu eleman modellemesinde olduğu gibi çok sayıda serbeslik derecesi ile ilgileniyorsak (4.2) deki denklemi matris formunda yazmalıyız

$$[K].[D] + [C].[\dot{D}] + [M].[\ddot{D}] = [R] \tag{4.3}$$

Bu denklemde **[K]** rijitlik matrisini, **[C]** sönüm matrisini, **[M]** kütle matrisini ve **[R]** kuvvet vektörünü temsil etmektedir. Bir dinamik analizde bilinmeyen **[D]** deplasman vektörünün, $[\dot{D}]$ hız vektörünün ve $[\ddot{D}]$ ivme vektörünün hesaplanması istenmektedir.

4.3 Matris İndirgeme

Dinamik analizde tüm matris sisteminin çözümü yerine çok daha az sayıda serbeslik derecesi kullanılarak, yani daha küçük bir matrisle çözüm yapılabilir. Biz bu işleme matrisin indirgenmesi işlemi diyoruz (kaynak [19]). Bu şekilde dinamik analizler daha az bilgisayar kapasitesi ile gerçeklenebilir. Burada matriste kullanılacak aktif serbestlik derecelerinin seçimi özel bir önem kazanmaktadır. Bu serbestlik dereceleri genelde büyük deplasmanlı nodlardan seçilmesi uygun olacaktır. Çoğu ticari sonlu eleman programlarında bu serbestlik otomatik olarak seçilebilmekte ve "master" serbestlik dereceleri otomatik olarak isimlendirilmektedir. En yaygın olarak kullanılan indirgeme metodu Guyan [20] metodudur. Master serbestlik dereceleri için aşağıdaki önerilere dikkat edilmelidir.

- master serbeslik dereceleri için kütle/rijitlik oranı büyük olmalıdır.
- master serbestlik derecelerinin seçimi yapının sadece bir bölgesinden değil, tüm bölgelerinden yapılmalıdır. Aksi halde bazı modlar iyi bazı modlar ise kötü olarak temsil edilecektir.
- Master'lar beklenen hareket doğrultusunda seçilmelidir.

4.4 Modelleme

Dinamik yapı analiz, statik analize göre daha fazla çalışma gerektiren bir analiz türüdür. Yükleme zamanın bir fonksiyonudur. Dinamik analizde çeşitli metodlar aynı amaca ulaşılabileceği gibi, aynı model için değişik amaçlar için analizler gerçeklenebilir. Dinamik analizin diğer bir zorluğuda sonuçların kontrolu için gerekli adımlardan biri olan yapının davranışını mevcut şartlar altında kestirmektir (statik analiz için bu çok daha kolay şekilde yapılabilir). Diğer yandan yapı statik ve dinamik yükler altında oldukça farklı tepkiler verebilir.

Analizden önce dinamik analizin gerekli olup olmadığına karar vermek gerekmektedir. Eğer yapı frekansa bağlı bir kuvvetin altında zorlanıyorsa, zorlayıcı frekans yapının en düşük doğal frekansıyla karşılaştırılır ve doğal frekans zorlayıcı frekansın 1/3'ünden daha düşük ise dinamik analize gerek yoktur, problem statik analiz ile çözümlenebilir. Genellikle böyle durumlarda dinamik yüke verilen tepki değeri, dinamik yükün genliğine sahip statik yükleme altında elde edilecek değerin %10 daha fazladır.

Eğer bir dinamik analiz yapılmasına karar verildiyse bazı sorulara cevap verilmesi gerekecektir. Bunlar şöyledir; "Analizin hedefi nedir ?", "Hangi basitleştirmeleri yapmak mümkündür?", "Malzeme ve geometrik non-lineerlikler hesaba alınmalımıdır?", "Hangi frekans değerleri yüklemede göz önüne alınmalıdır?", "Hangi frekanslardaki tepkiler yapı için önemlidir?", "Hangi hesaplama yöntemleri problem için uygundur?".

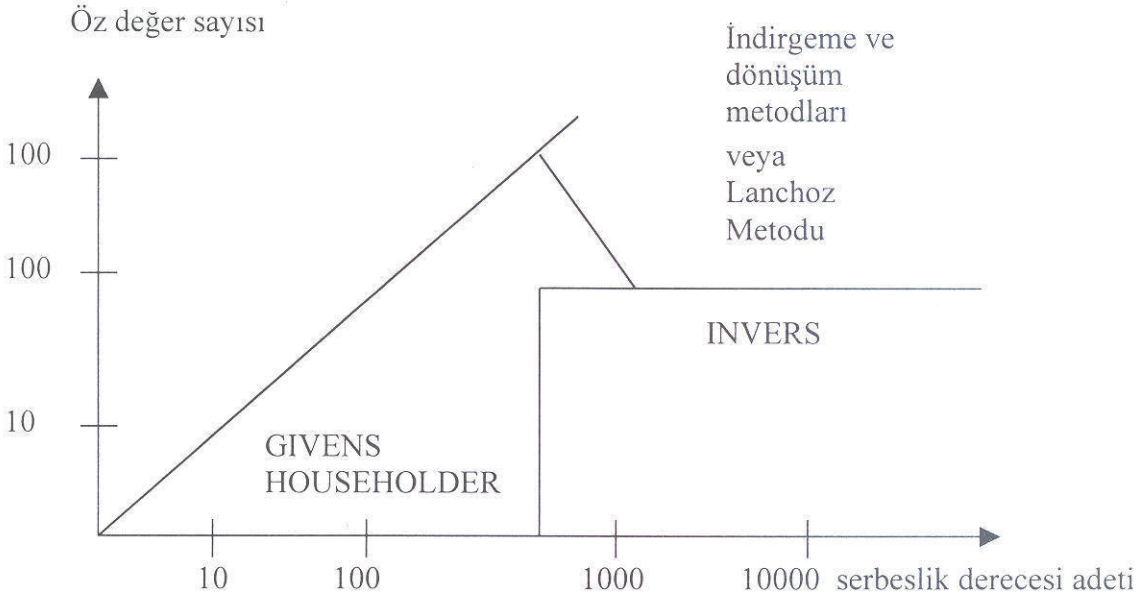
Dinamik analizlerde ilk adım olarak genelde doğal frekans değerleri ve bu frekanslara ait şekil değiştirme modları hesaplanmaktadır. Bu değerler yapının her hangi bir zorlayıcı kuvvet altındaki davranışını tesbit ederler. Bu modları inceliyerek zorlayıcı kuvvetlerin yapıya hangi modlarda daha çok enerji verebileceğini ve yapının hangi noktasındaki tepkiye hangi modun daha büyük katkı yapacığını görebiliriz.

4.5 Titreşim Hesabı

Öz değer problemi çözümleri için değişik çözüm metodları kullanılabilir. Şekil 4.2' de bu metodların seçim bölgeleri gösterilmiştir. Bu metodlar uygulanabilirliği ve effektifliği açısından farklılıklar göstermektedir. Metodlar tüm modelin serbestlik derecesinin sayısı ve

hesaplanması istenen mod sayısına göre değişiklikler göstermektedir. Genellikle çoğu problemlerde az sayıda modun ve bunlarla ilgili frekans değerlerinin hesaplanması pratik açıdan yeterlidir. Genellikle, yapının tüm modlarının %10'u yeterli olmaktadır.

Eğer yapı tamamiyle tesbit edilmemişse $[K]$ rijitlik matrisinde tekillikler oluşacak, bu sebeplede her bir rijid cisim titreşim modu için sıfır frekans değerleri elde edilmesine neden olacaktır. Böyle durumlarda programlar öz değerlerde kayma yaparak, hesaplamaya devam eder. Eğer kütle matrisinin köşegeninde sıfır değeri varsa kütle matrisi $[M]^{-1}$ de tekillik olacak ve her bir sıfır kütle değeri için sonsuz frekans değerini bulunacaktır. Bu istenen bir durum değildir.



Şekil 4.2 Öz değer çözüm metodlarının karşılaştırılması

Bölüm 5 : Uygulamalar

5.1 Bir Konteyner Gemisinin Yapısal Analizi

5.1.1 Sonlu Elemanlar Yöntemi ile Modelleme

Gemi Bünyesinin Sonlu Elemanlar Yöntemi ile modellenmesi genel olarak üç kategoride toplanabilir.

i- Kiriş elemanlarla modelleme: Daha çok lokal yapısal analizde ızgara ve düzlem çerçeve problemleri olarak , global analizde ise üç boyutlu çerçeve problemlerinde kullanılır.

ii- Kabuk Elemanlarla Modelleme: Lokal analiz olarak panel, desteklenmiş panel hesaplarında, global analiz olarak üç boyutlu modellemede daha sık kullanılır.

iii- Karma Sonlu Eleman Modeli: Hem kabuk hem de kiriş elemanların birlikte kullanıldığı Sonlu Eleman Modelidir. Genel olarak üç boyutlu global yapısal analizde kullanılır.

Kiriş elemanın en önemli dezavantajları, taşıyıcı sistemdeki gerilme dağılımını tam olarak yansıtamaması, gerilme yığılmalarının görülememesi ayrıca, panel burkulma hesabı için yeterli bilgi verememesidir. Bununla birlikte modelleme süresinin daha kısa olması, diğer eleman tiplerine göre daha az hafızaya ihtiyaç göstermesi ve çözüm süresinin azlığı avantajlı yanıdır.

Kabuk eleman ise, taşıyıcı sistemdeki gerilme dağılımının daha ayrıntılı elde edilmesine olanak sağlaması, daha hassas hesap yapılabilmesi açısından avantajlıdır. Buna karşılık yapısal modellemenin daha zor, süresinin daha uzun olması yüksek kapasiteli bilgisayar gereksinimi dezavantajıdır.

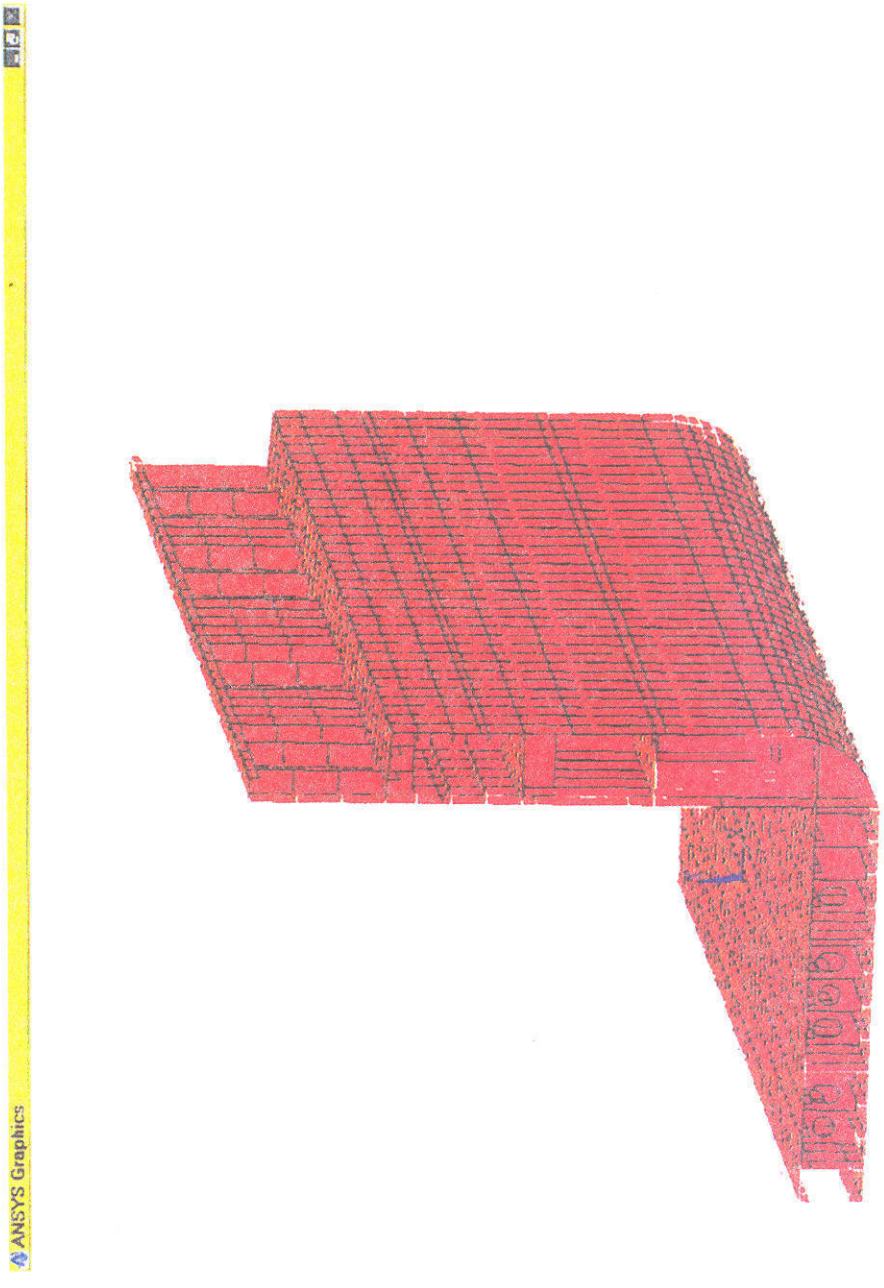
İki eleman tipinin kullanıldığı karma modellemede ise amaç her iki eleman tipinin yerine göre avantajlı yanlarının kullanılmasıdır. Bu tip modellemenin en önemli dezavantajı ise tecrübeye ihtiyaç göstermesidir.

5.1.2 750 TEU Çift Cidarlı Konteyner Gemisi Modeli

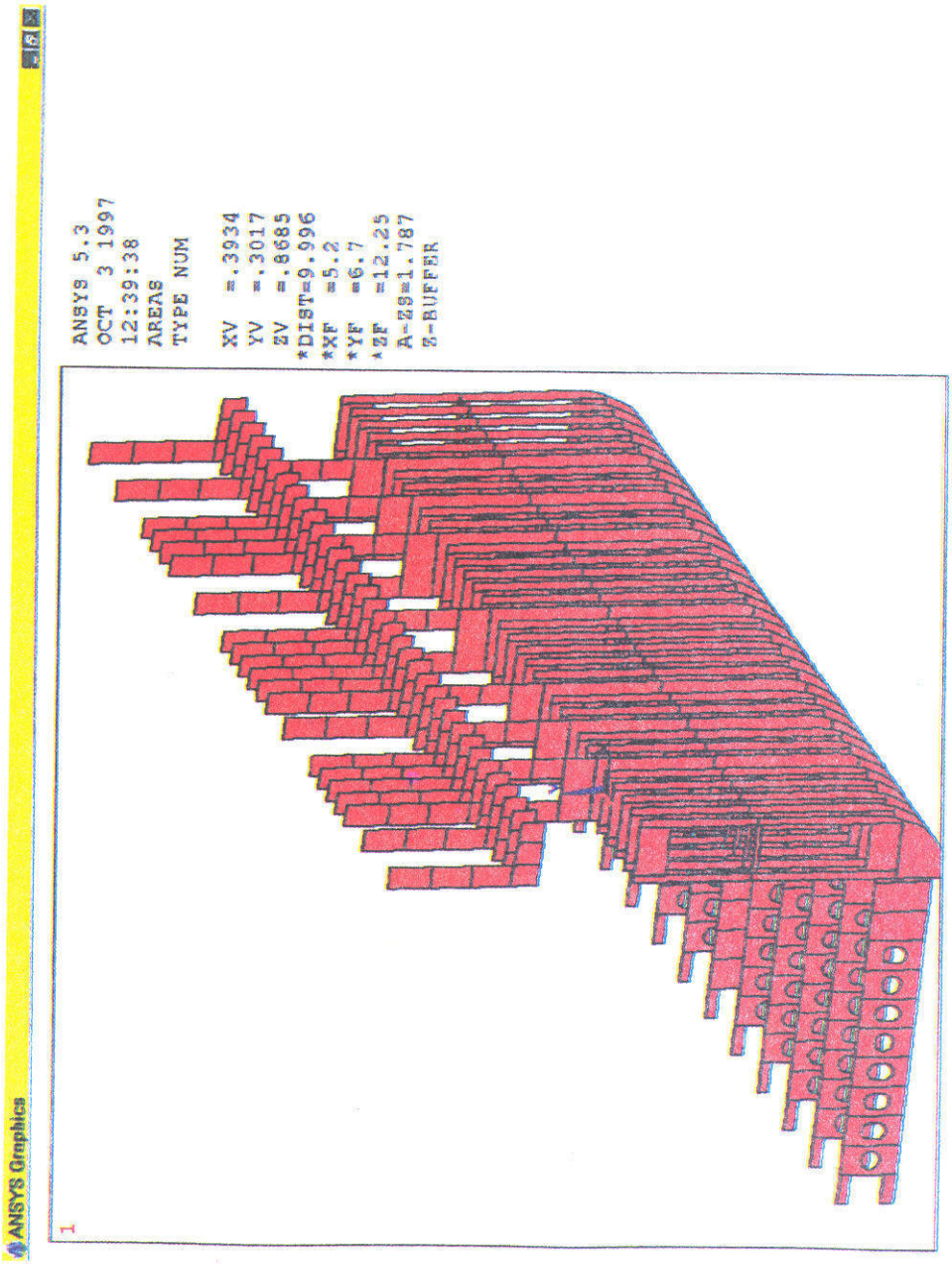
Yapılan üç boyutlu yapısal analizde, anılan geminin mastori bölgesinde (60 – 90) postalar arası ambar bölgesi modellenmiştir. Modellemede ANSYS sonlu elemanlar paketi [21,22] kullanılmıştır. Toplam 9844 adet kabuk eleman kullanılarak blok'un simetrik bir yarımının yapısal modeli hazırlanmış (Şekil 5.1.1) ve statik gerilme analizi yapılmıştır. Anılan geminin yapısal modeli hazırlanırken aşağıdaki elemanlar gözönüne alınmıştır. (Şekil 5.1.2)

- Borda iç ve dış cidar kaplama sacları
- Dip ve iç dip sacları
- Güverte kaplama sacı
- Borda ,güverte enine ve boyuna kirişleri
- Orta iç ve yan iç tülaniler, dolu döşekler
- Mezarna ve braketleri

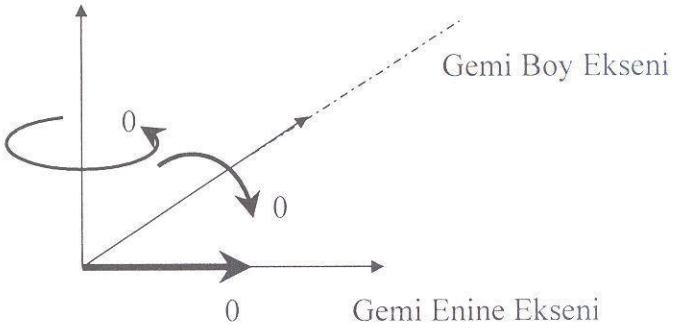
Geminin boyuna simetri düzlemi üzerinde simetri şartları uygulanarak bloğun yarısı alınıp yapısal analiz yapılmıştır. Simetri şartları olarak boyuna simetri düzlemi üzerindeki düğümlerde (nodlarda); boyuna eksen ile su hattı düzleminin normali etrafındaki dönme değerleri ve gemi enine ekseni doğrultusundaki yer değiştirme değeri sıfırlanmıştır. (Şekil 5.1.3)



Şekil 5.1.1. Konteyner gemisi yapısal modeli.



Şekil 5.1.2. Konteyner gemisi destek elemanları görünümü.



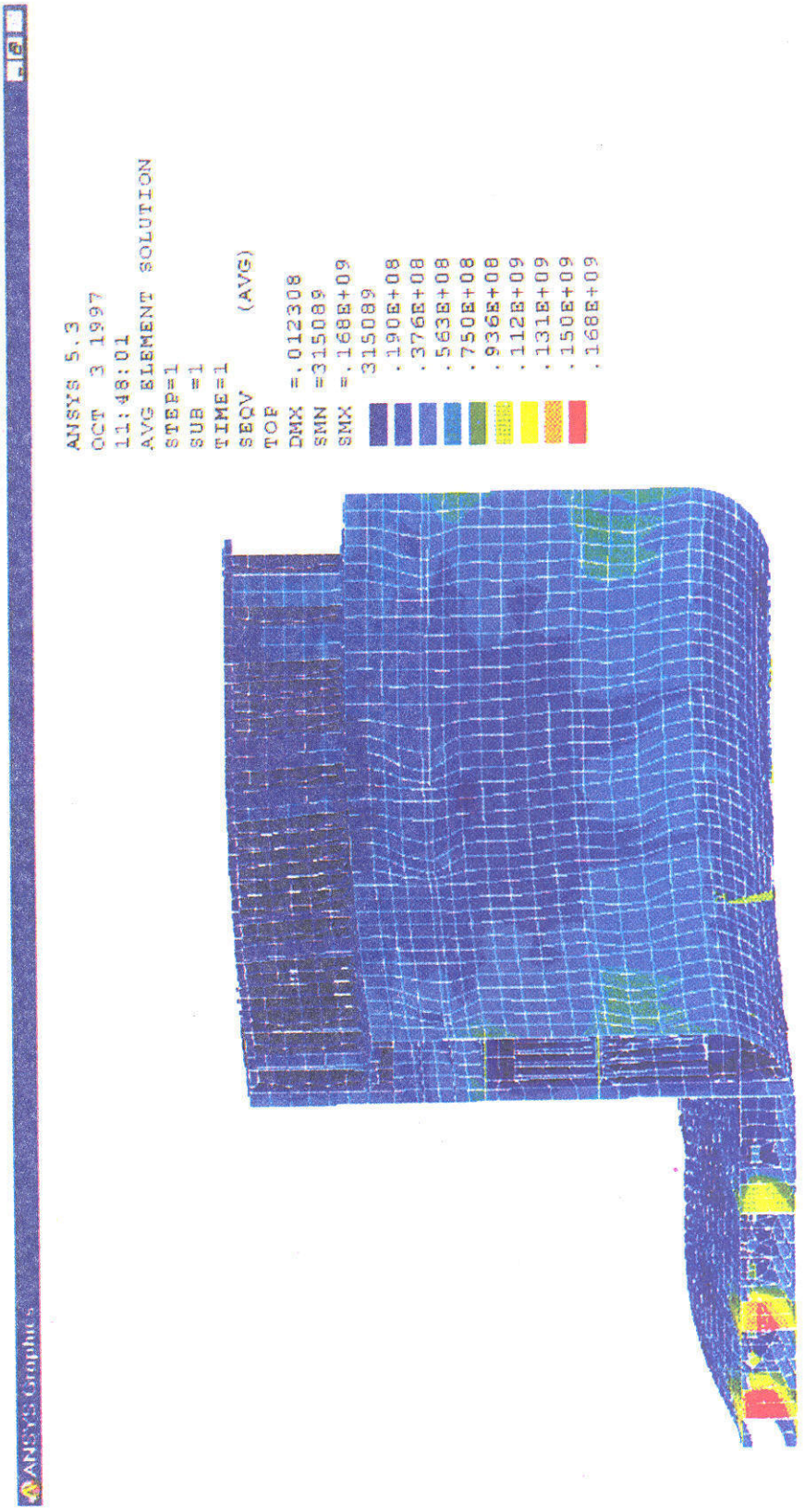
Şekil 5.1.3. Simetri Koşulları

Yapısal analizde en tehlikeli 6 yükleme durumu dikkate alınmıştır. Bu yükleme durumlarındaki boyuna mukavemet hesapları ayrıca yapılarak sonuçları sonlu elemanlar yöntemi ile elde edilen sonuçlarla birleştirilmiştir. Yapısal modele etkiyen yükler; yükleme durumlarındaki draftlarda hesaplanan kural dizayn basınçları ve konteynerlerin yapıya uyguladıkları yüklerdir.

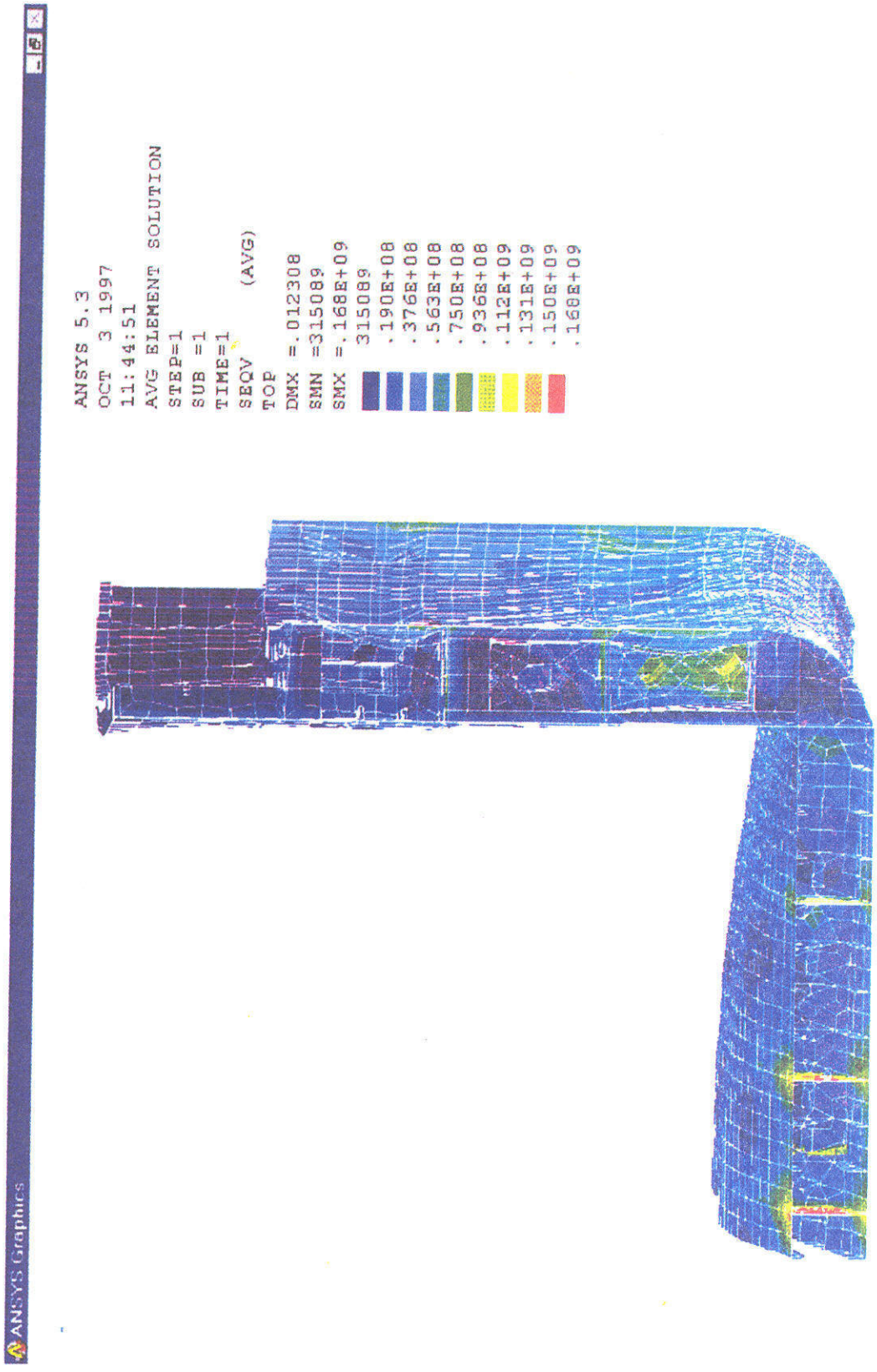
5.1.3. Sonuçlar

Yapılan analiz, verilen yükleme durumlarındaki draftlara karşılık gelen dizayn yükleri ve konteyner ağırlığının etkisine göre yapılan statik yapısal analizdir. Her yükleme durumu için Von Mises gerilmeleri hesaplanmış ve renk düzeyleri olarak çizdirilmiştir. Böylece kritik noktalar, bölgeler rahatlıkla görülebilmekredir. Buna karşılık yine de üç boyutlu modelin iç kısımlarındaki kritik noktaların görülmesi mümkün olmadığından, üç boyutlu yapı çeşitli düzlemlerden ayrılıp gerilme dağılımları incelenmesi gerekir.

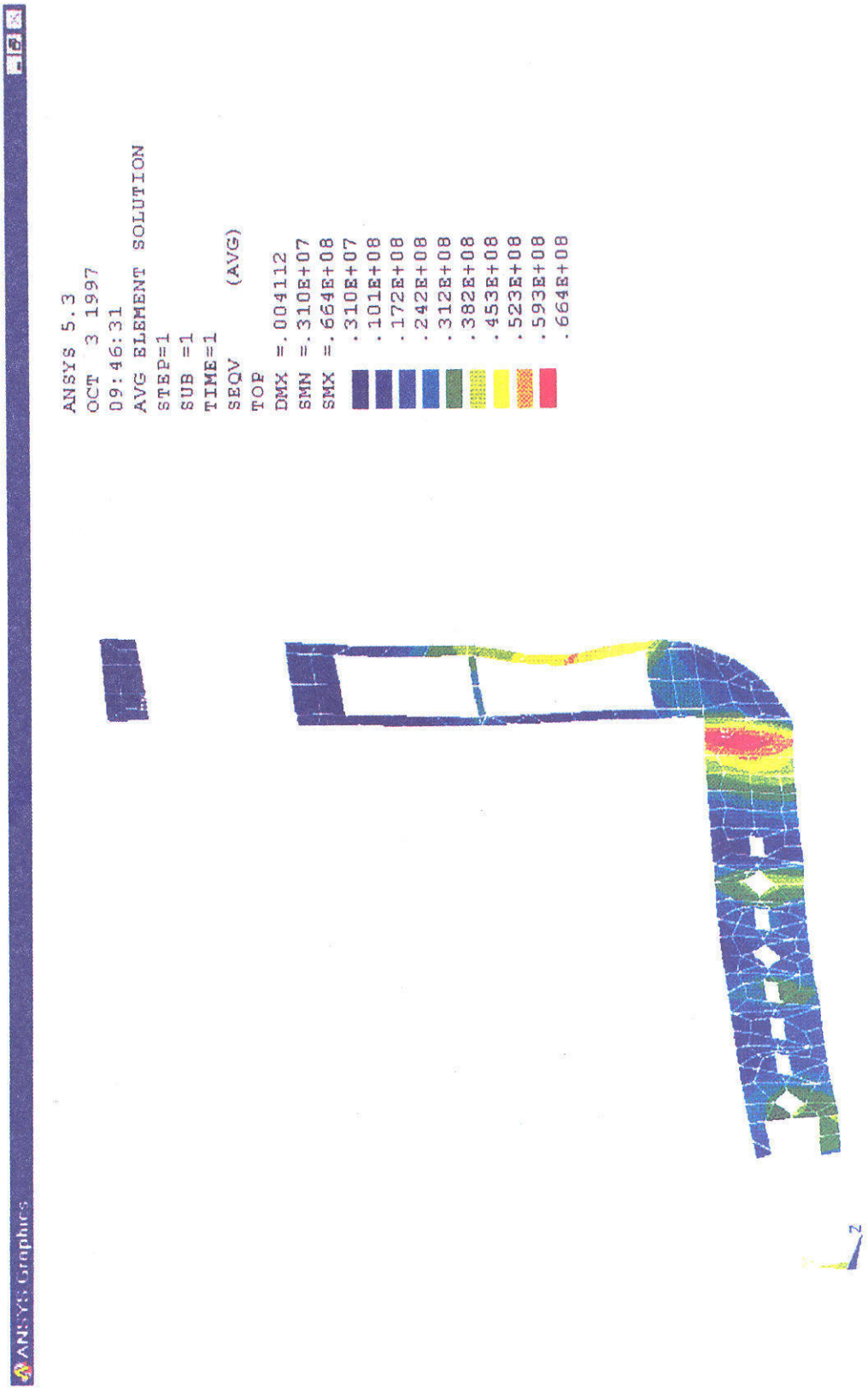
Bu çalışmada gerilme dağılımları ilk olarak üç boyutlu model üzerinde çeşitli açılarda sunularak genel bir görüş sağlanması amaçlanmıştır (Şekil 5.1.4 , 5.1.5). Daha sonra çeşitli düzlemlerde ve elemanlardaki gerilmeler ayrı ayrı incelenmiş bunlardan bazıları örnek olarak bu çalışmada sunulmuştur. Enine kesitlerdeki gerilmeler (Şekil 5.1.6 , 5.1.7), dip yapıdaki boyuna elemanlar (Şekil 5.1.8 , 5.1.9) , iç dip sacı (Şekil 5.1.10, 5.1.11) , dip sacı (Şekil 5.1.12) , iç cidar ve borda kaplaması (Şekil 5.1.13 , 5.1.14) verilmiştir. Bütün gerilme dağılımları yapısal modelin şekil değiştirmiş hali üzerinde verilmiştir.



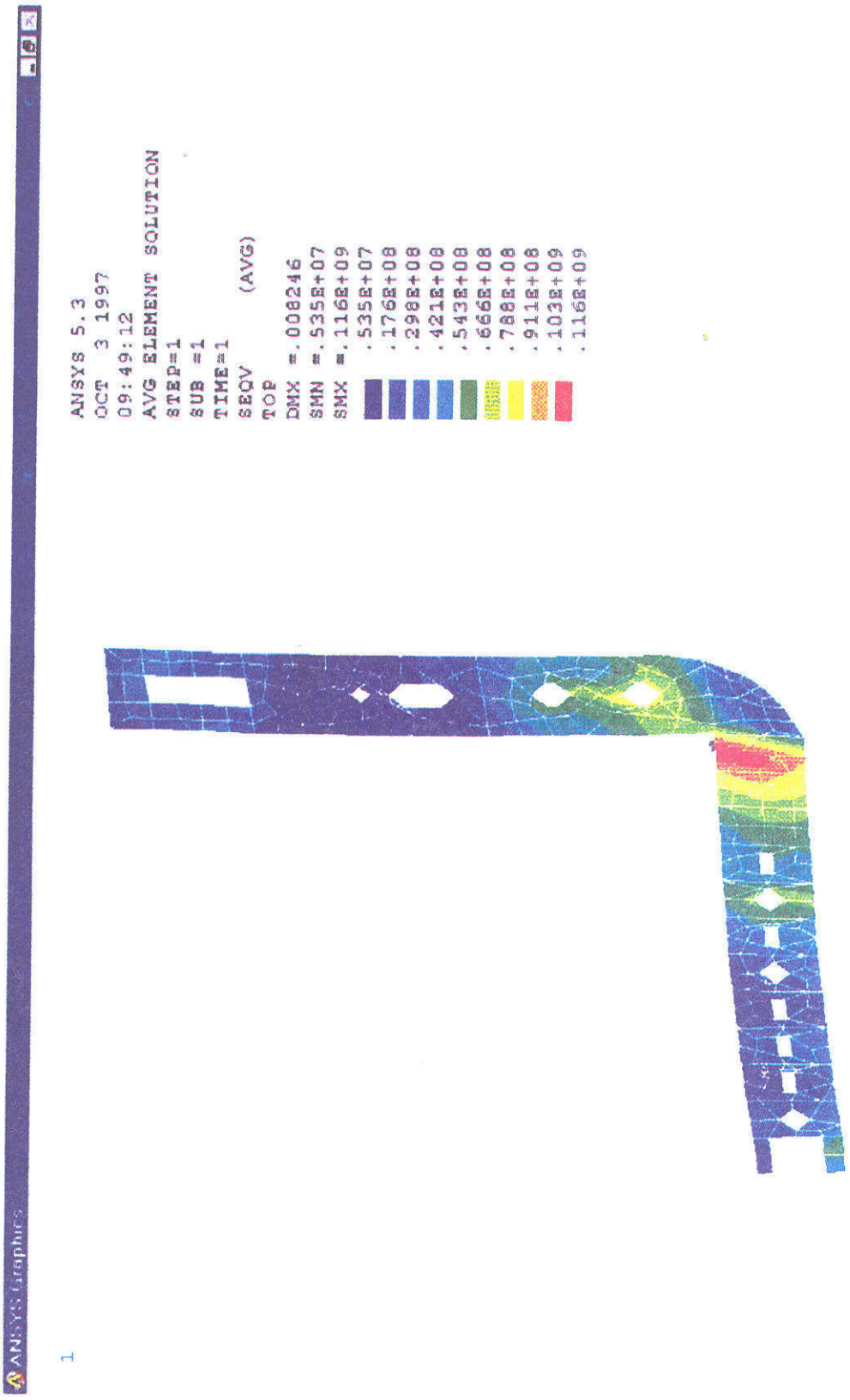
Şekil 5.1.4. Sonlu elemanlar modeli genel görünümü üzerinde Von Misses gerilme dağılımı.



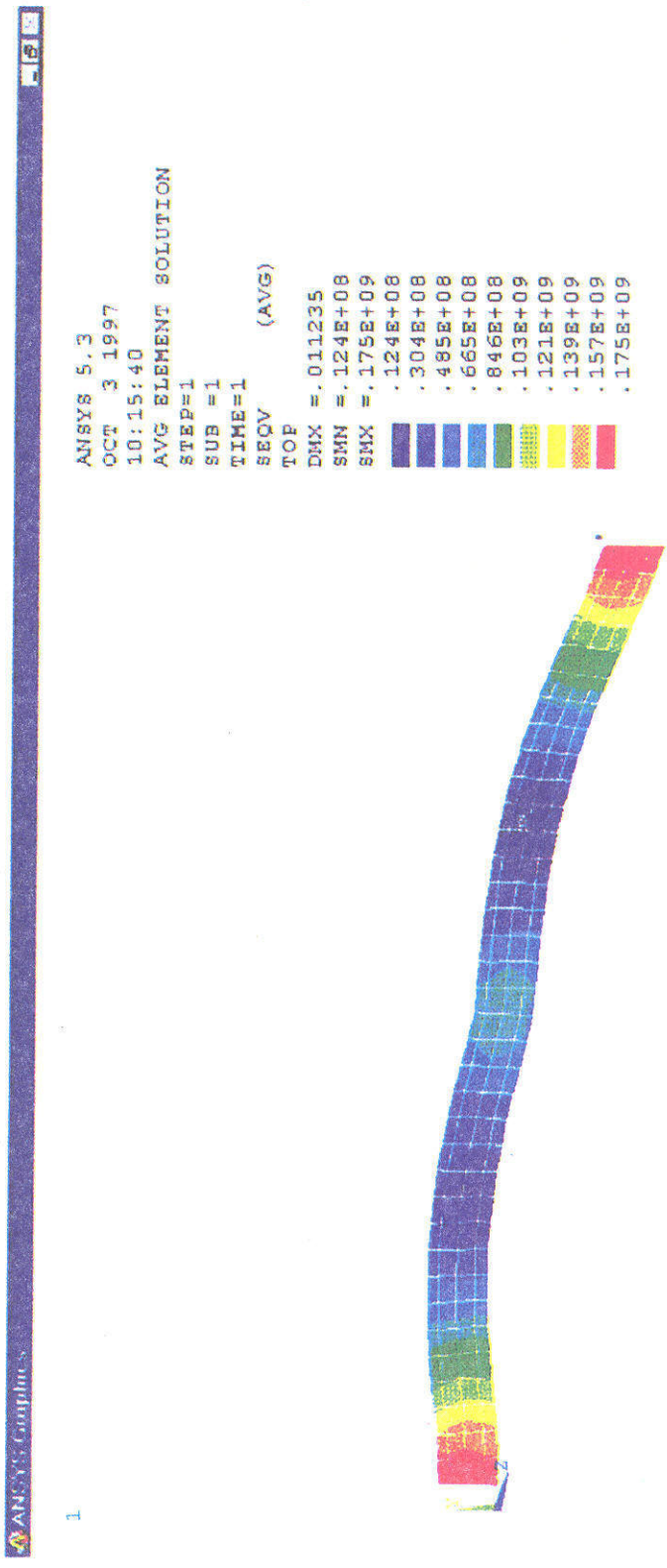
Şekil 5.1.5. Sonlu elemanlar modeli genel görünümü üzerinde Von Misses gerilme dağılımı.



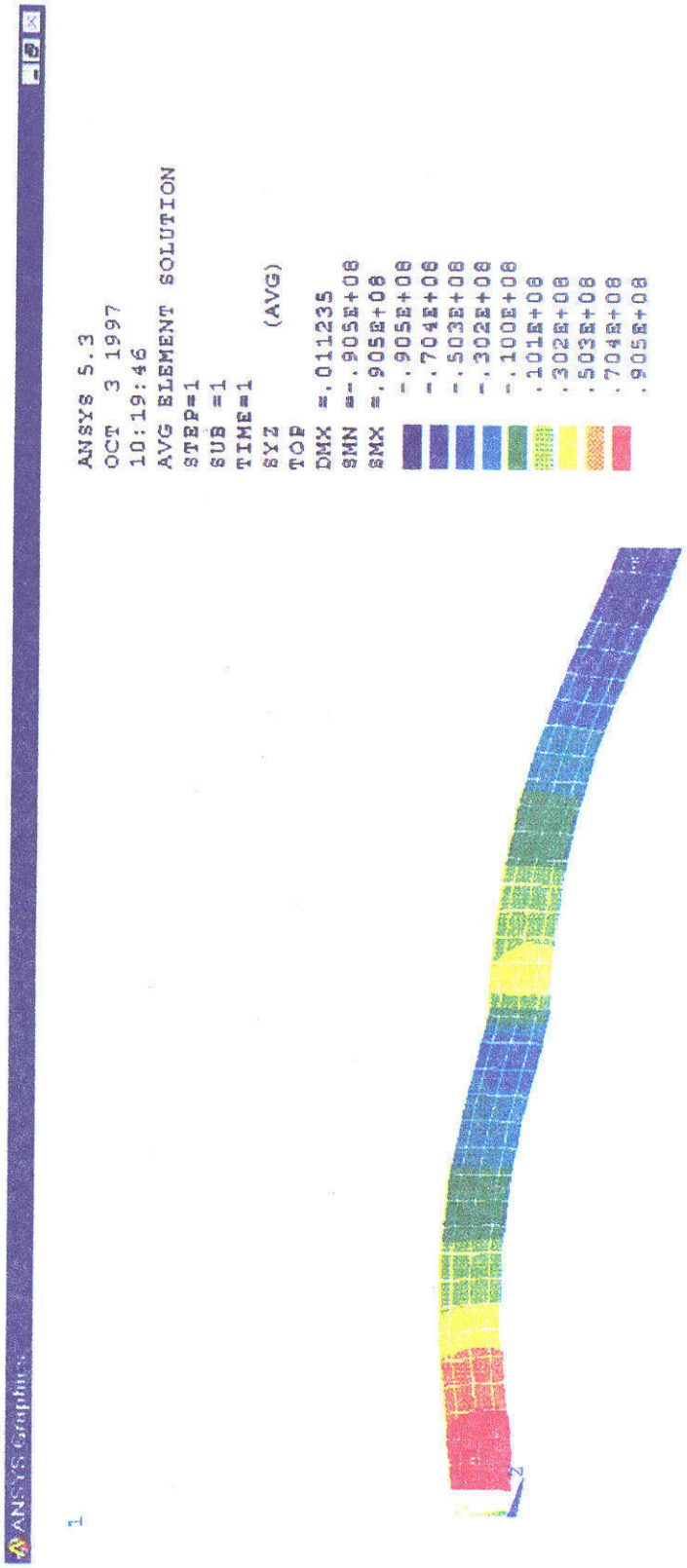
Şekil 5.1.6. Kesit 63 - Von Misses gerilme dağılımı ve deformasyonlar.



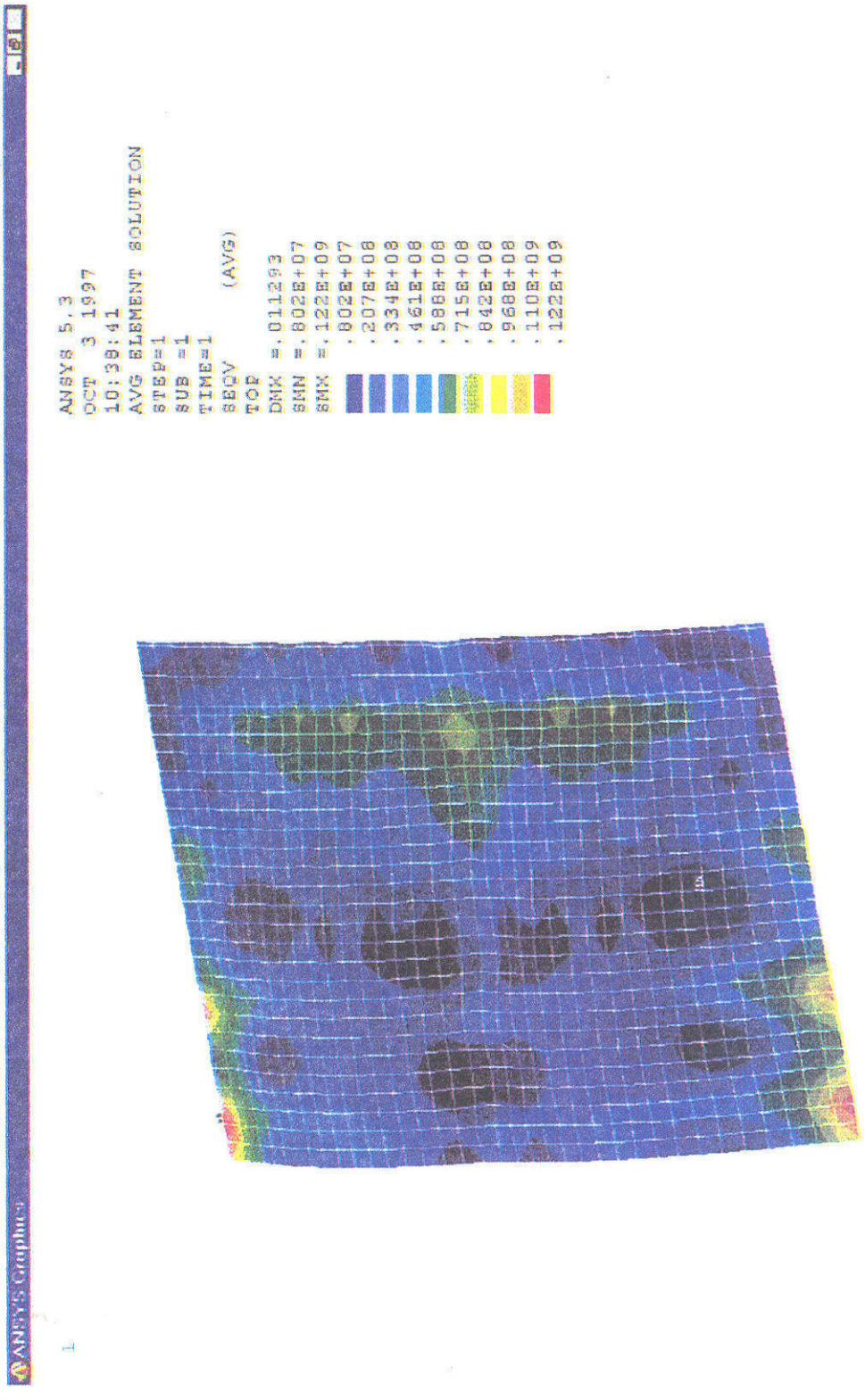
Şekil 5.1.7. Kesit 66 - Von Misses gerilme dağılımı ve deformasyonlar.



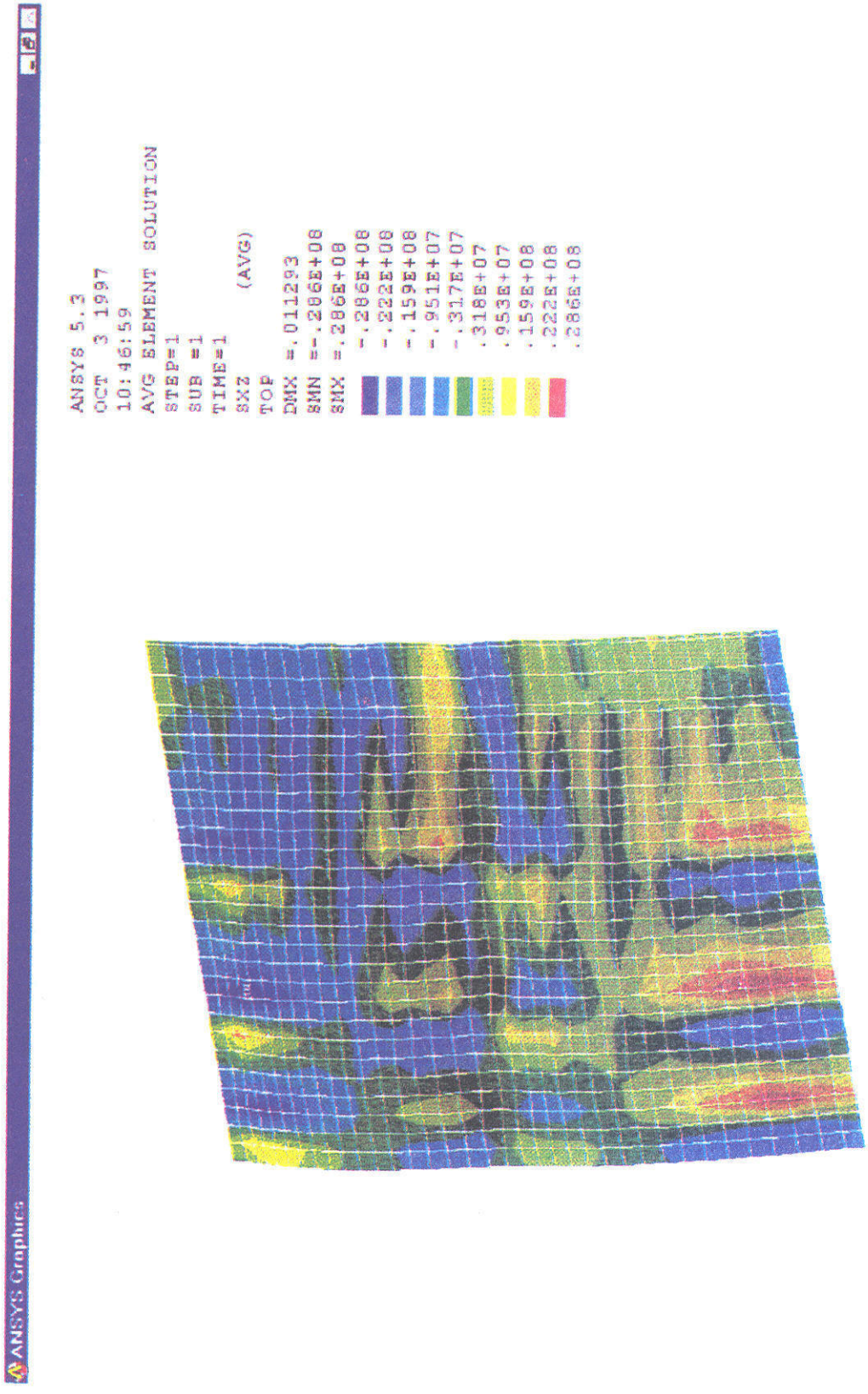
Şekil 5.1.8. Orta iç tulani - Von Misses gerilme dağılımı ve deformasyonlar.



Şekil 5.1.9. Orta iç tulani - kayma gerilmesi dağılımı ve deformasyonlar.

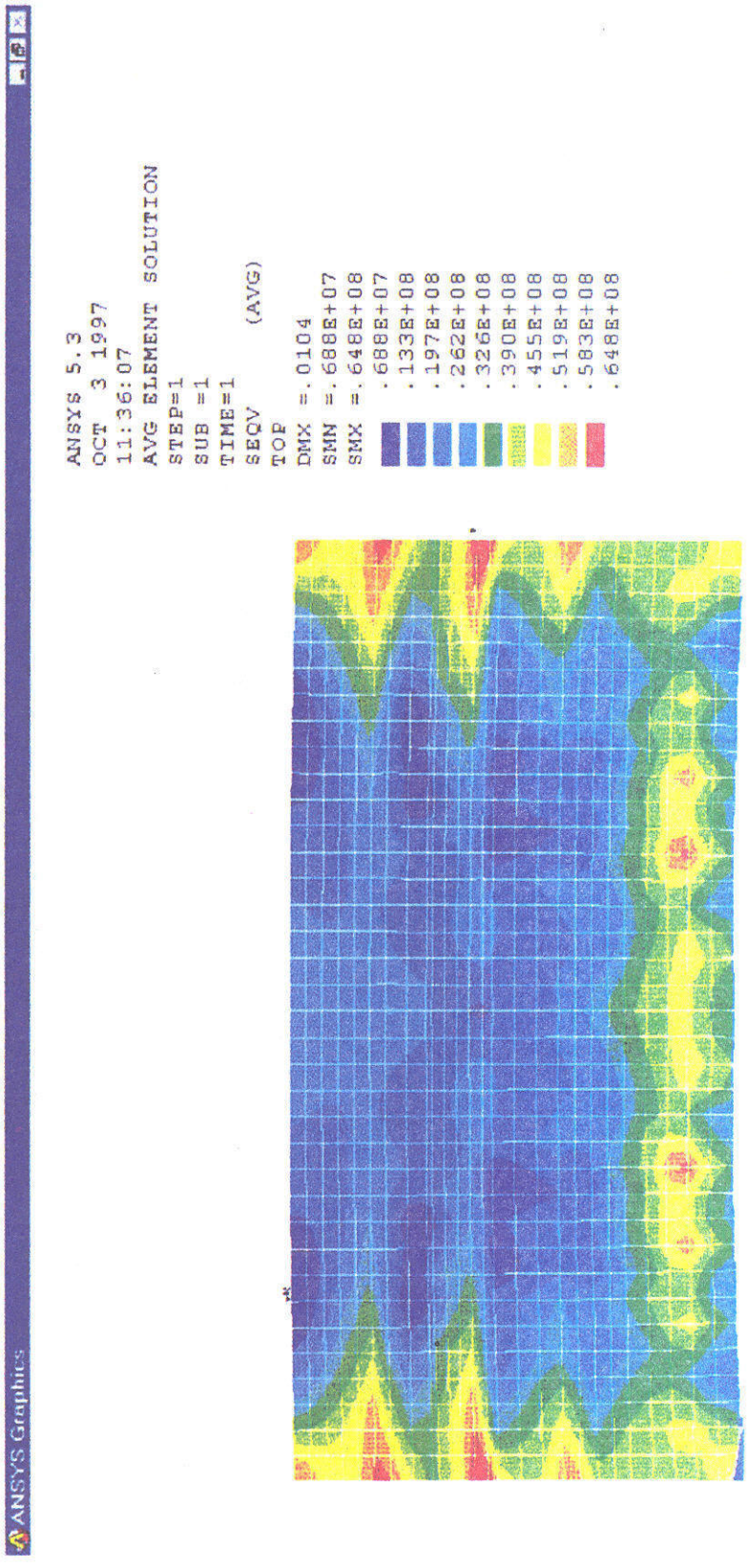


Şekil 5.1.10. İç dip kaplama sacı- Von Misses gerilme dağılımı ve deformasyonlar.

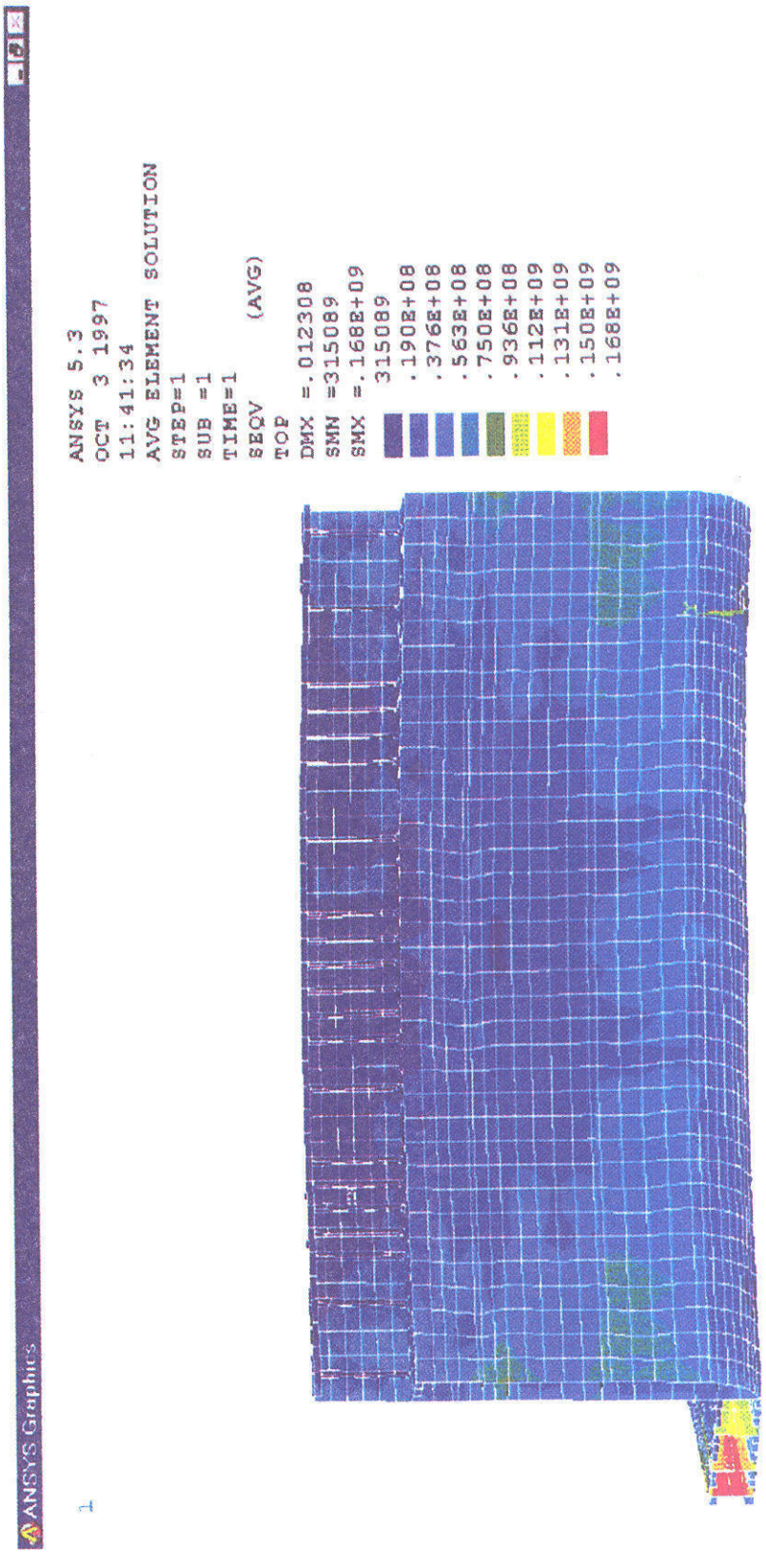


Şekil 5.1.11. İç dip kaplama sacı - kayma gerilmesi dağılımı ve deformasyonlar.

Şekil 5.1.12. Dip kaplama sacı - Von Misses gerilme dağılımı ve deformasyonlar.



Şekil 5.1.13. Dip kaplama sacı - kayma gerilmesi dağılımı ve deformasyonlar.



Şekil 5.1.14. Borda kaplama sacı - Von Misses gerilme dağılımı ve deformasyonlar.

5.2 Bir Petrol Platformu İçin Çimento Tankı Taşıyıcı Yapısının Analizi

5.2.1 Problemin Tanımı

Bir petrol platformu ayaklarının içinde yer alan çimento tanklarını altındaki destek yapsımının gerilme analizi yapılmıştır. Amaç yeni bir dizayn olmayıp dizaynı yapılmış bir sistemin kontrolüdür.

Burada çimento tankının altındaki ana destek elemanlarının (temel) sonlu elemanlar metodu ile analizi yapılmıştır. Çimento tanklarının yapısal detayları Şekil 5.2.1 ve Şekil 5.2.2 'de sunulmuştur. Çimento tanklarını destekleyen yapının analizi için ızgara sistem modellemesi yapılmıştır. Izgara sistem elemanlarının geometrik boyutları Şekil 5.2.3 ve Şekil 5.2.4 'de sunulmuştur. Çimento tanklarını destekleyen elemanların mesnet durumları ayrıca Şekil 5.2.3 'de sunulmaktadır. Çimento tanklarının ağırlıkları destek elemanların tespit edildikleri noktalarda tekil yükler olarak uygulanmışlardır. Düşey ivmelerden dolayı meydana gelen atalet kuvvetleri hesaplanmış ve yapılan analizin içinde statik yük olarak tanımlanarak hesaba katılmıştır. Hesaplamalarda düşey ivme 2.7 ms^{-2} alınmıştır. Tekil yüklerin listesi Tablo 5.2.1 'de verilmiştir.

5.2.2 Yükler

Analizde kullanılan yükler aşağıdaki gibidir:

1. Taşıyıcı Sistemin Ağırlığı

Taşıyıcı sistemin ağırlığı gravite yükü olarak tanıtılmış ve analiz içinde kullanılmıştır.

2. Tank yükleri

Tank yükleri içine konulacak malzemeye göre hesaplanmıştır. Bu yükler Şekil 5.2.5 'den de görülebileceği gibi 33 - 48 arasındaki nodlara tekil yük olarak uygulanmıştır. Her bir nod Şekil 5.2.5 'de görülebileceği gibi Z ekseninin tersi yönünde ve 460 kN 'luk bir yükle yüklenmiştir.

3. Atalet kuvvetleri

Toplam atalet kuvveti 2025.7 kN olarak hesaplanmıştır. Bu kuvvet aşağıdaki formül yardımıyla hesaplanabilir;

$$F_{inertia} = [\ W / g\ ] * a$$

Burada ;

W : çimento tankının toplam ağırlığı.

g : yerçekimi ivmesi.

a : düşey ivme.

Bu formül yardımıyla, 33 - 48 arasındaki nodlar, düşey ivmelerden dolayı 126,6 kN 'luk bir yüklere maruz kalmaktadır.

Kullanılan nodal yükler Tablo 5.2.1 'de verilmiştir.

Tablo 5.2.1. Nodal yükler ve uygulama yerleri.

No	X (m)	Y (m)	Z (m)	F_Z (kN)
1	-1.875	-3.24	0.0	-586.6
2	-3.240	-1.875	0.0	-586.6
3	-1.875	-0.526	0.0	-586.6
4	-0.510	-1.875	0.0	-586.6
5	1.875	-3.240	0.0	-586.6
6	0.510	-1.875	0.0	-586.6
7	1.875	-0.526	0.0	-586.6
8	3.240	-1.875	0.0	-586.6
9	-1.875	0.526	0.0	-586.6
10	-3.240	1.875	0.0	-586.6
11	-1.875	3.240	0.0	-586.6
12	-0.510	1.875	0.0	-586.6
13	1.875	0.526	0.0	-586.6
14	0.510	1.875	0.0	-586.6
15	1.875	3.240	0.0	-586.6
16	3.240	1.875	0.0	-586.6

5.2.3 Yapının sonlu elemanlar ile modellemesi

Çimento tanklarının taşıyıcı yapısının sonlu elemanlar modellemesi Şekil 5.2.5 'den görülebilir. Yapının sonlu elemanlar analizi için ANSYS program paketi kullanılmıştır. Modellemede bütün elemanlar için BEAM 44 elemanı kullanılmıştır. BEAM44 tek eksenli kiriş elemanı olup çekme, basma, burulma ve eğilme kabiliyetli bir elemandır. Nod numaraları ve eleman numaraları Şekil 5.2.6 ve 7 'de verilmiştir. Nod numaraları ve eleman numaralarını aynı anda Şekil 5.2.8 'den görülebilir.

Izgara sistemin perdelere basit mesnetle bağlandığı kabul edilmiştir. Bu durum Şekil 5.2.5'de gösterilmiştir. 1,3,4 ile 49 - 60 arasındaki nodların X, Y ve Z yönlerindeki deplasmanları sıfıra eşitlenecek şekilde kısıtlanmıştır. Dönme serbestlik dereceleri için herhangi bir kısıtlama getirilmemiştir.

Izgara sistemin her bir elemanın etkin genişliği tablo 5.2.2 'de verilmiştir.

Tablo 5.2.2. Hesaplanan etkin genişlik

Elemanlar (Şekil 5.2.7)	Etkin genişlik (m)
1, 3-56	0.41
2, 57-72	0.31

5.2.4 Gerilme Kriterleri

Bu analizde akma gerilmesi σ = 355 MPa olarak alınmıştır.

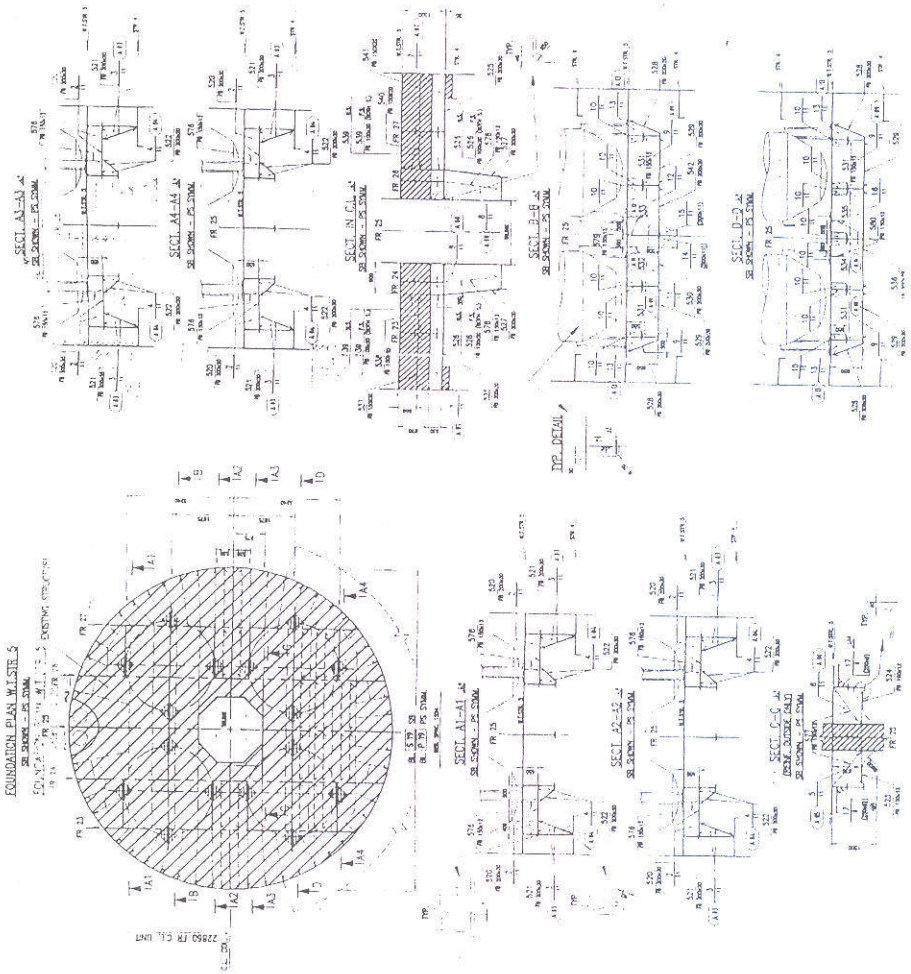
Kabul edilebilir maksimum bileşik gerilme yüksek mukavemetli çelik için σ_p=282 N/mm^2 olarak alınmıştır.

5.2.5 Sonuçlar

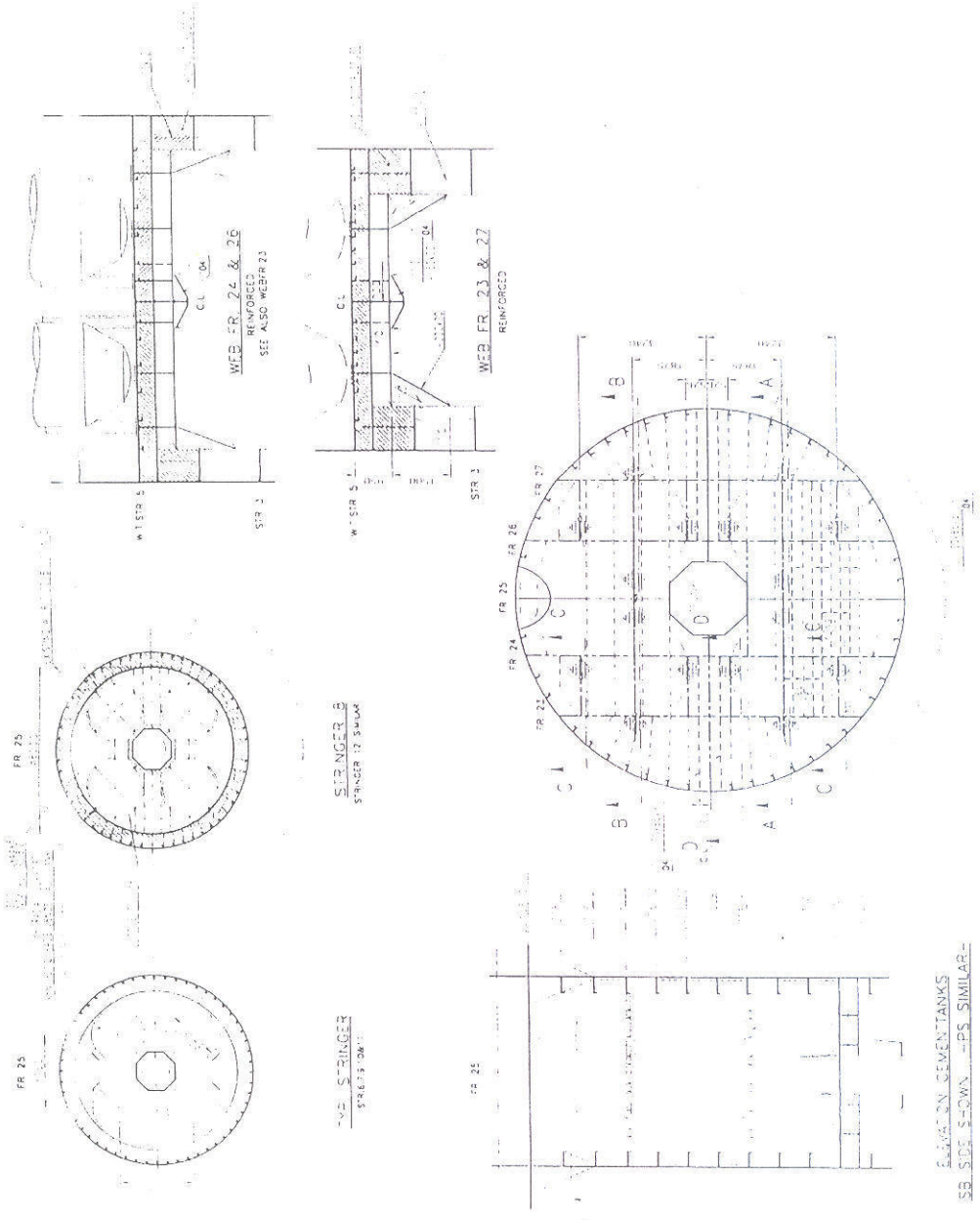
Şekil 5.2.9 'da analizi yapılan destek yapısının deformasyondan önceki ve sonraki durumları görülmektedir. Maksimum yerdeğiştirme 1.9 mm. olarak hesaplanmıştır. Maksimum yer değiştirme Şekil 5.2.9 'dan görülebileceği gibi 2 numaralı nodda meydana gelmiştir.

Maksimum ve minimum bileşik gerilme hallerinin gerilme dağılımlarına göre çizimleri Şekil 5.2.10 ve 5.2.11 'de görülebilir. En büyük bileşik gerilme değeri 204 N/mm^2 'dir ve bu değer 2 numaralı eleman üzerinde meydana gelmiştir. Hesap edilen maksimum bileşik gerilme kabul edilebilir gerilmenin altında kalmıştır.

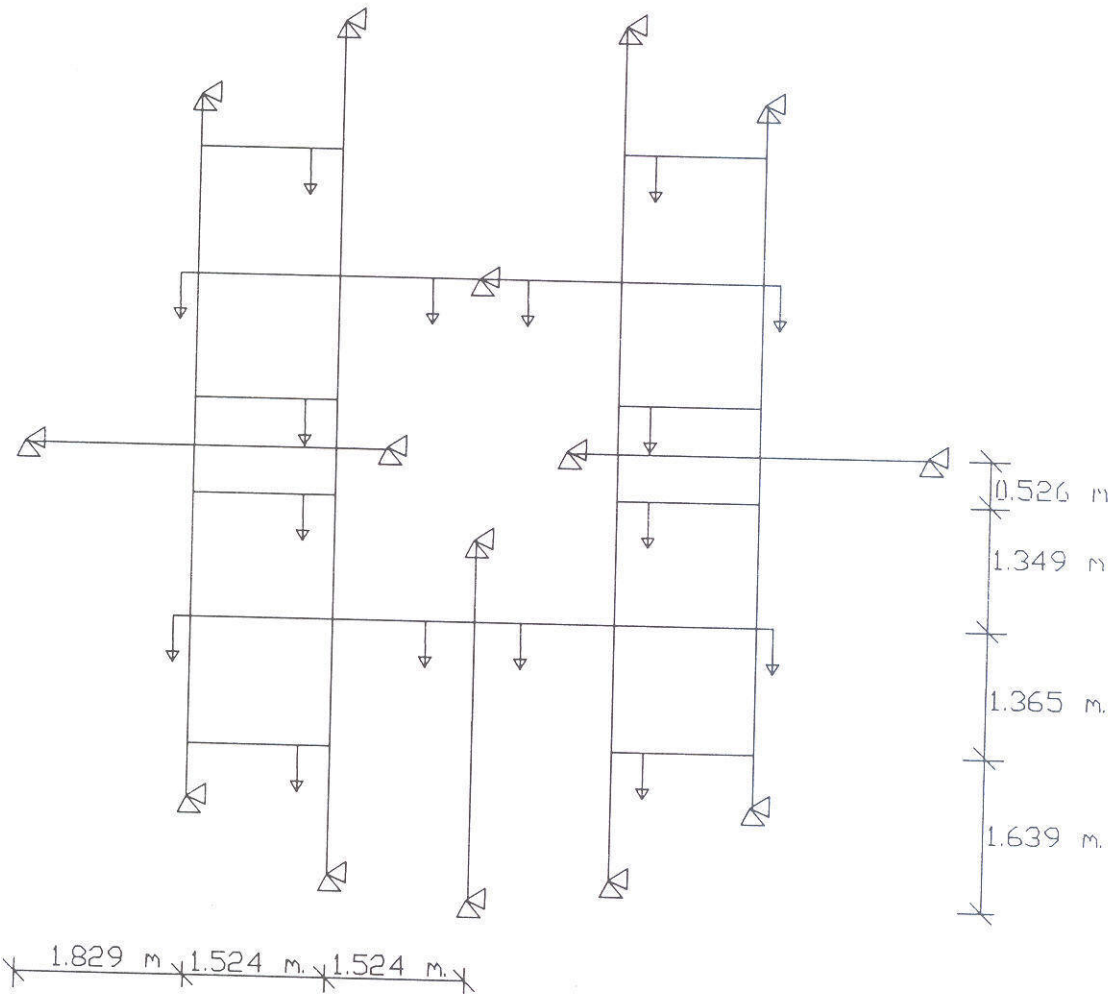
Çimento tanklarının altındaki destek yapısı , sistem içindeki gerilme değerini güvenli bir şekilde karşılayacak yeterlilikte dizayn edilmiştir. Hesap edilen maksimum bileşik gerilme kabul edilebilir gerilmenin altında kalmıştır.



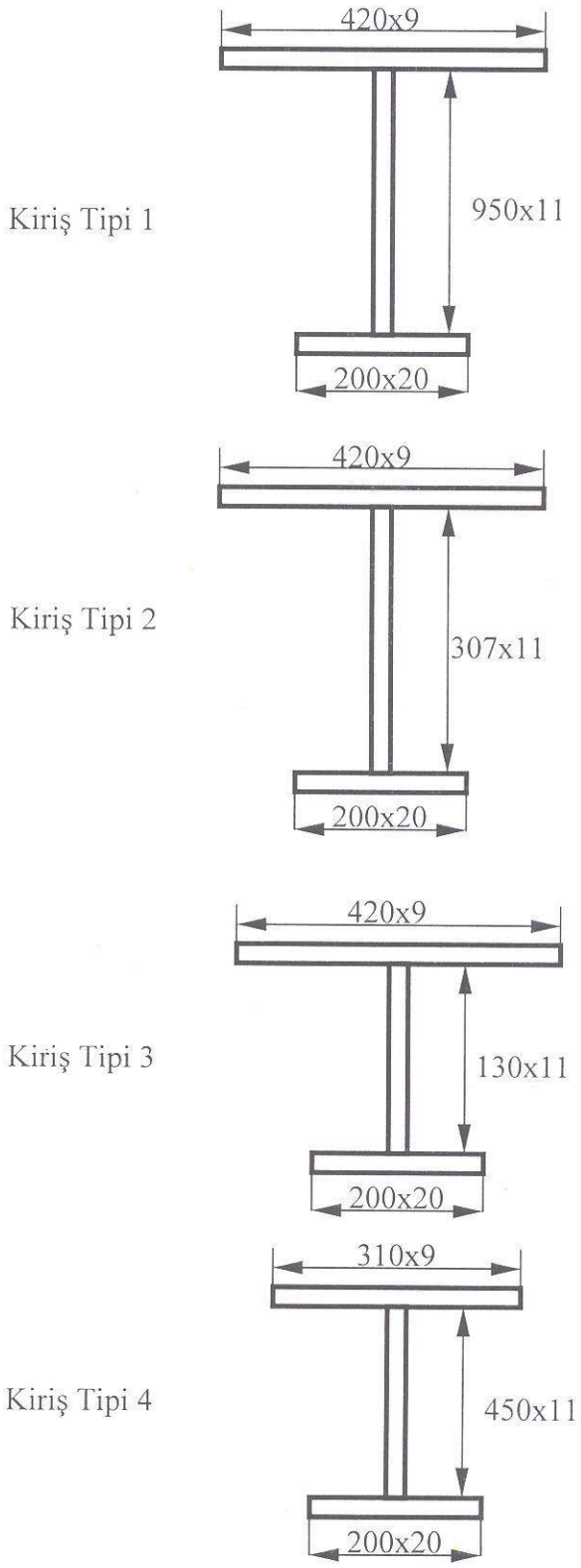
Şekil 5.2.1. Çimento tankı yerleşimi.



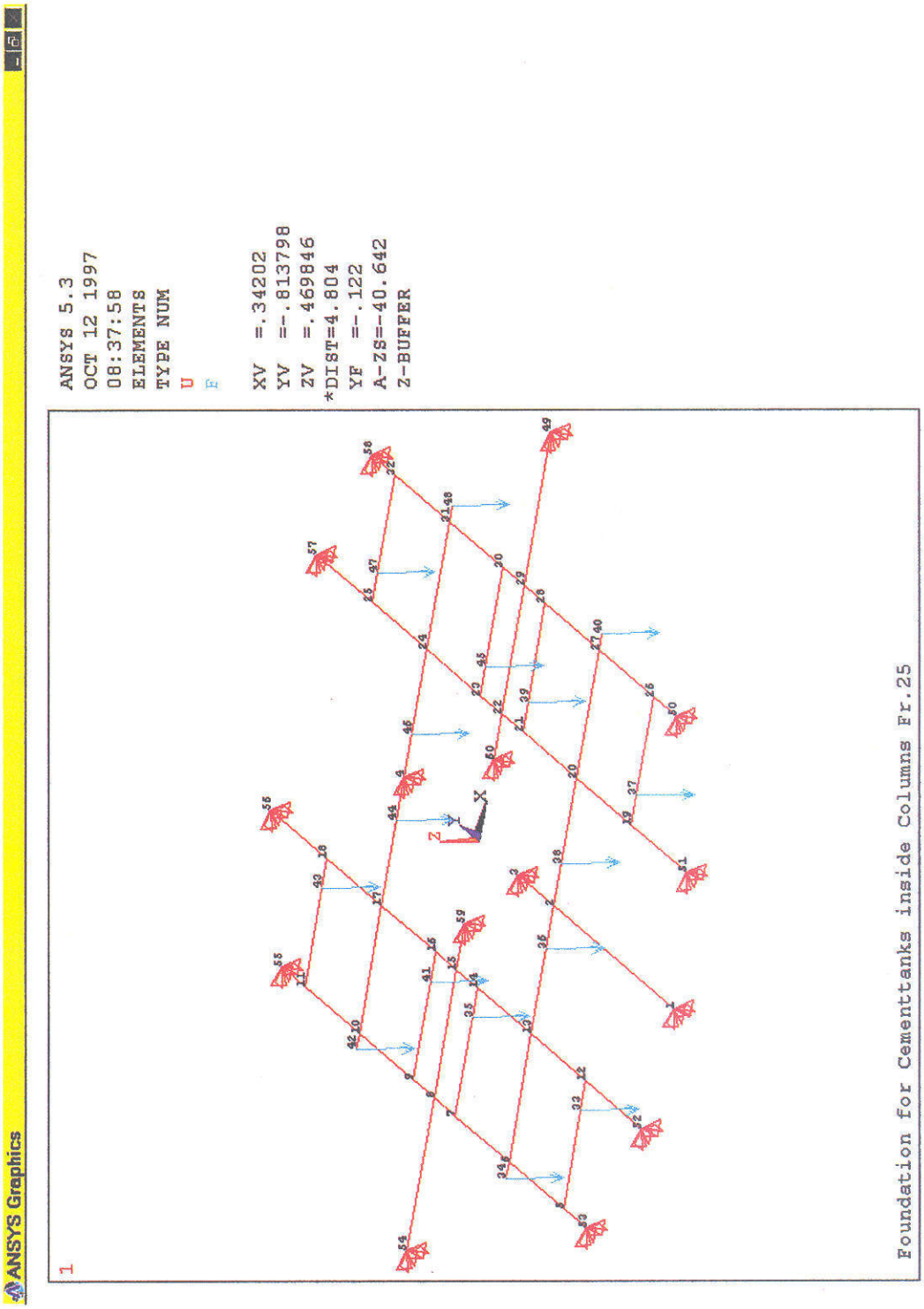
Şekil 5.2.2. Çimento tankı yerleşimi.



Şekil 5.2.3. Izgara sistem modelinin geometrik boyutları.



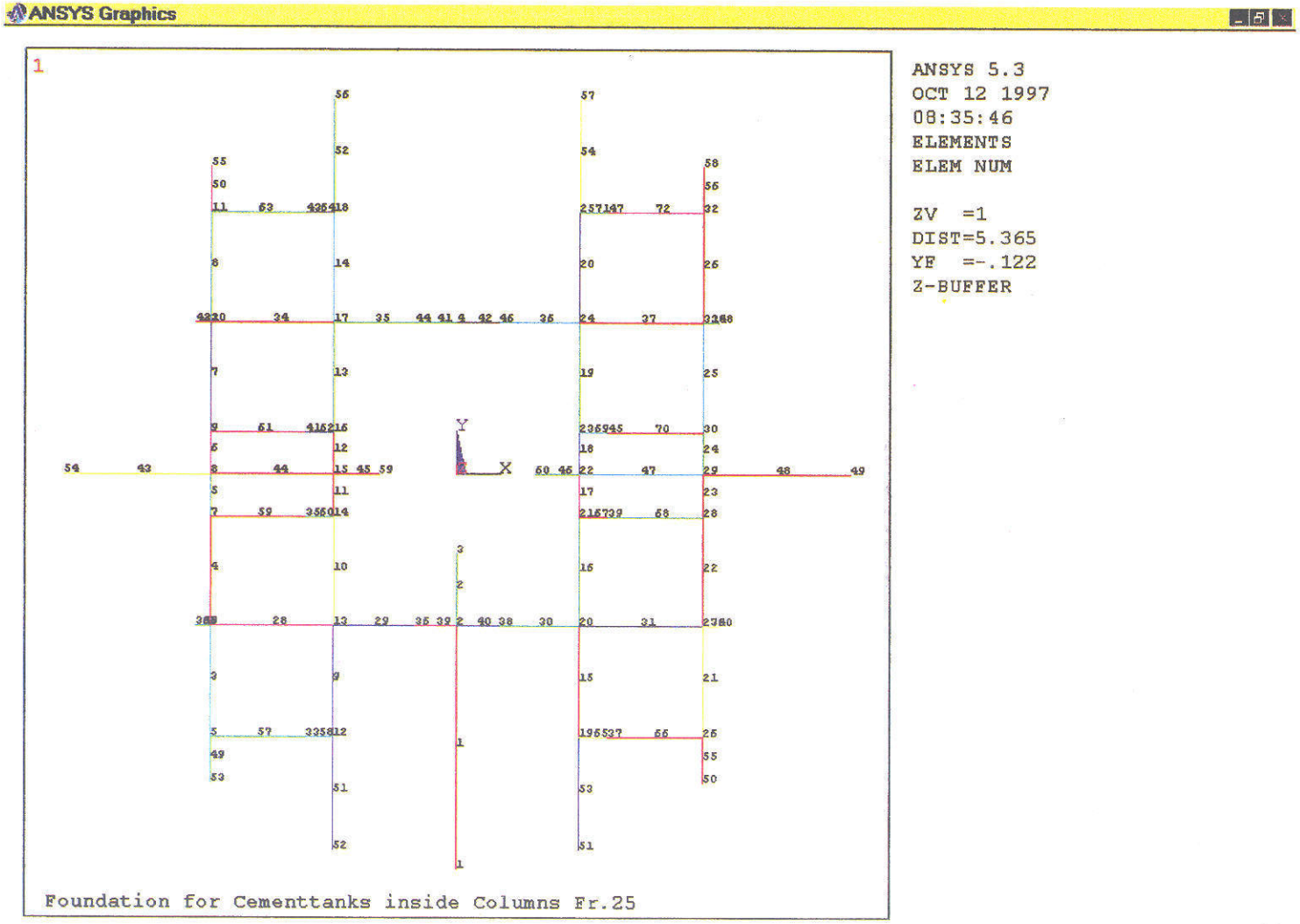
Şekil 5.2.4. Izgara sistem yapısının elemanları.



Şekil 5.2.5. Taşıyıcı sistemin sonlu elemanlar modeli.

Şekil 5.2.6. Nod numaraları.

Şekil 5.2.7. Eleman numaraları.



Şekil 5.2.8. Nod ve eleman numaraları.

Şekil 5.2.9. Şekil değiştirmeye uğramış ve uğramamış yapı.

Şekil 5.2.10. Maksimum birleşik gerilme.

Şekil 5.2.11. Minimum birleşik gerilme.

5.3 Bir jeneratötör odası Taşıyıcı Yapısının Analizi

5.3.1 Problemin Tanımı

Bu problem, bir jeneratör odası destek yapısının gerilme analizidir. Jeneratör, kaplama sacı altındaki elemanlar tarafından taşınacaktır. Ancak elemanların boyu ve kesitleri yeterli olmadığından takviye yapılmak üzere yeniden dizayn edilmiştir.

Jeneratörün içinde bulunduğu jeneratör odasının mukavemet kontrolü, jeneratörü taşıyan ana yapı elemanlarının analizi ile mümkün olur. Jeneratör odasının yapısal detayları Şekil 5.3.1'de görülebilir. Önerilen profillerin kesiti 300X10, 120X15 **T** olup, ayrıntılı konum ve boyutları Şekil 5.3.2 ve 5.3.3'den görülebilir. Jeneratör odasının analizi ızgara yapı modellemesi yardımıyla yapılmıştır. Izgara yapı elemanlarının geometrik boyutları Şekil 5.3.2 ve 5.3.3'de verilmiştir. Bu bölümde statik durumda jeneratörün taşıyıcı yapısının analizi ve sonuçları vardır. Jeneratörün boyutları ve ağırlığı üretici firmanın dökümanlarından alınmıştır (Şekil 5.3.4.). Jeneratör temellerinin taşıyıcı sistemle irtibatta olduğu mesnetlerin konumları Şekil 5.3.6'da ayrıntılı olarak verilmiştir.

5.3.2 Yükler

Analizde kullanılan yükler aşağıdaki gibidir:

1. Taşıyıcı Sistemin Ağırlığı

Taşıyıcı sistemin ağırlığı gravite yükü olarak tanıtılmış ve analiz içinde kullanılmıştır.

2. Jeneratör yükü

Jeneratörün ağırlığı 17.5 ton olup 12 mesnete eşit olarak dağıtılmıştır (Şekil 5.3.2,5.3.6-5.3.7). Yükler tekil yük olarak taşıyıcı sistem üzerindeki nodlara uygulanmıştır. (nod 4, 6-9, 11, 14,

16-19, 21) (Şekil 5.3.7). Tekil yüklerin büyüklükleri ve uygulama yerleri tablo 5.3.1'de listelenmiştir. Her bir destek noktasındaki tekil yük 14.4 kN olup Z ekseninin ters yönünde etkimektedir (Şekil 5.3.7) .

Tablo 5.3.1. Tekil yüklerin büyüklükleri ve uygulama noktasının koordinatları.

No	X (m)	Y (m)	Z (m)	F_Z (kN)
1	0.905	3.474	0.0	-14.2
2	0.905	4.344	0.0	-14.2
3	0.905	5.219	0.0	-14.2
4	0.905	6.094	0.0	-14.2
5	0.905	6.969	0.0	-14.2
6	0.905	7.844	0.0	-14.2
7	2.085	3.474	0.0	-14.2
8	2.085	4.344	0.0	-14.2
9	2.085	5.219	0.0	-14.2
10	2.085	6.094	0.0	-14.2
11	2.085	6.969	0.0	-14.2
12	2.085	7.844	0.0	-14.2

3. Dizayn yükleri

Dizayn yükleri yapının bağlı olduğu klas kuruluşundan hesaplanarak 11.5 kNm^{-2} olarak alınmıştır. Hesaplarda kullanılan dizayn basıncı ve tekil yükler enine doğrultuda bulunan 3 kiriş üzerine dağıtılmıştır (Şekil 5.3.7.).

5.3.3 Yapının modellenmesi

Jeneratör temellerini desteklemek için önerilen taşıyıcı sistemin sonlu elemanlar modeli Şekil 5.3.7'den görülebilir. Yapının sonlu elemanlar analizini yapmak için ANSYS sonlu elemanlar program paketi kullanılmıştır. Sistem toplam olarak 27 adet BEAM44 kiriş eleman yardımıyla modellenmiştir. BEAM44 tek eksenli olup çekme, basma, burulma ve eğilme kabiliyetli bir elemandır. Nod numaraları ve eleman numaraları Şekil 5.3.8 ve 5.3.9 'da verilmiştir. Nod numaraları ve eleman numaralarını aynı anda Şekil 5.3.10 'dan görülebilir.

Izgara sistemin perdelere basit mesnetle bağlandığı kabul edilmiştir (Şekil 5.3.7). 1-3, 5, 12, 13, 15, 22, 25, 26 Numaralı nodlarda X, Y ve Z yönlerindeki deplasmanlar sıfıra eşitlenecek şekilde kısıtlanmıştır. Dönme serbestlik dereceleri için herhangi bir kısıtlama getirilmemiştir.

Izgara sistemin her bir elemanın etkin genişliği Tablo 5.3.2 'de verilmiştir.

Tablo 5.3.2. Hesap edilen etkin levha genişlikleri.

Elemanlar (Şekil 5.3.7)	Etkin genişlik (m)
3-11	0.525
14-22	0.550
25-26	0.492
2, 13, 24	0.343
1, 12, 23, 27	0.343

5.3.4 Gerilme kriterleri

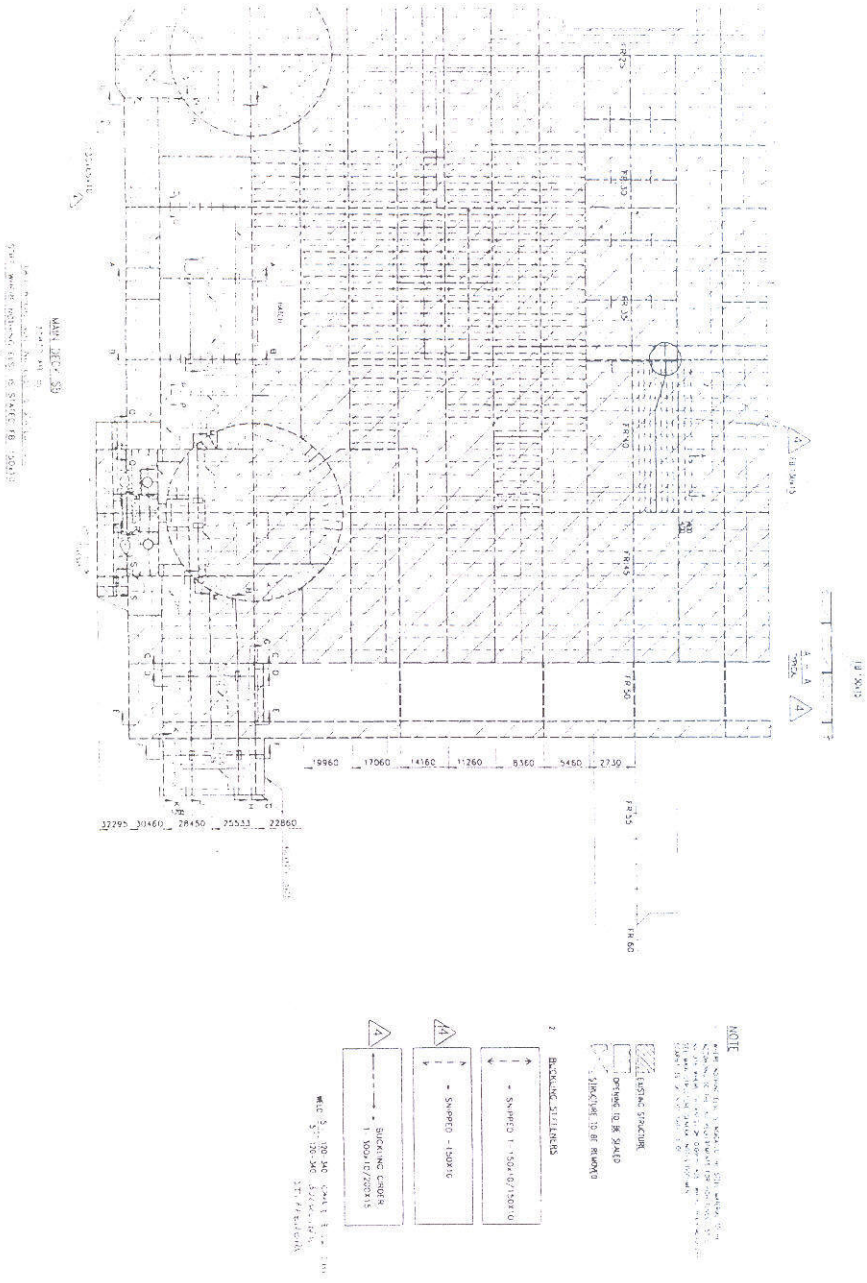
Bu analizde akma gerilmesi σ = 355 Mpa olarak alınmıştır. Kabul edilebilir maksimum bileşik gerilme bu malzeme için σ_p=214.6 N/mm^2 olarak alınmıştır.

5.3.5 Sonuçlar

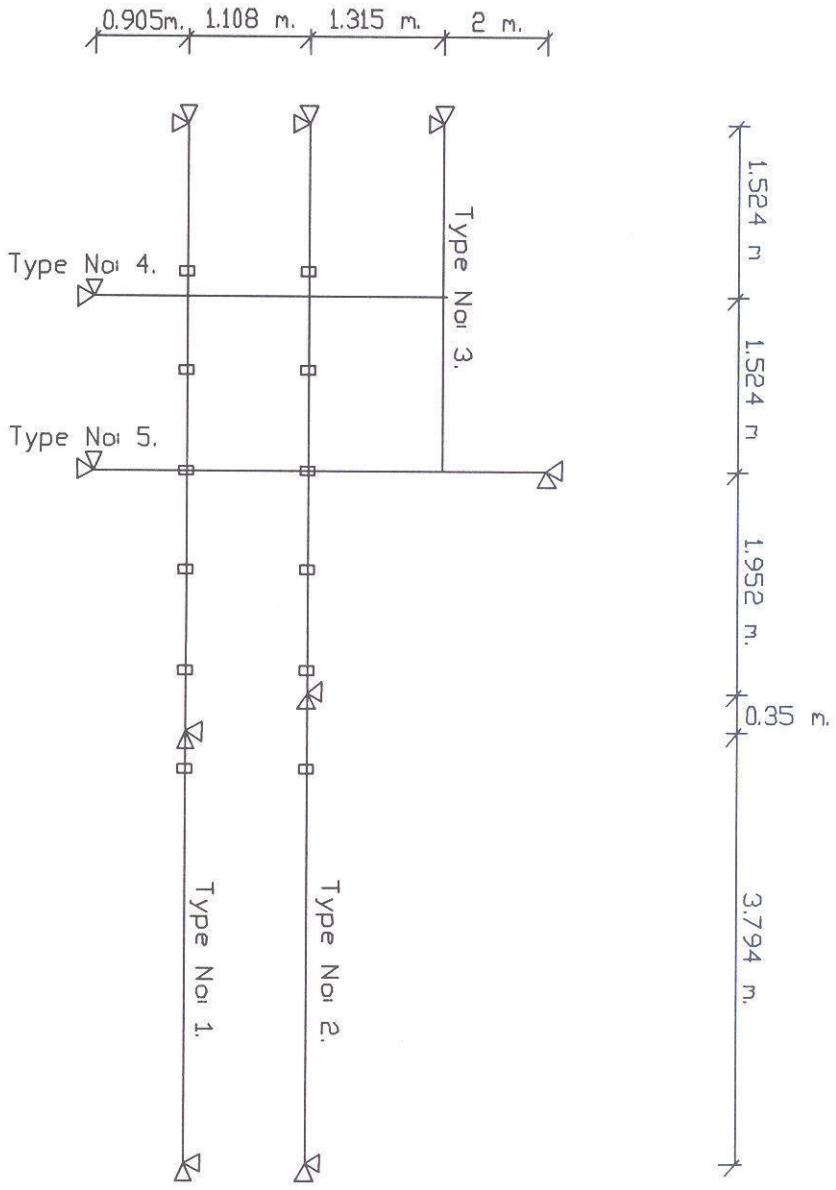
Şekil 5.3.11 'de analizi yapılan yapının deformasyondan önceki ve sonraki durumları görülmektedir. Maksimum yerdeğiştirme 1 mm. olarak hesaplanmıştır. Maksimum yer değiştirme Şekil 5.3.11 'den görülebileceği gibi 19 numaralı nodda meydana gelmiştir.

Maksimum ve minimum birleşik gerilmelerin dağılımı Şekil 5.3.12 ve 5.3.13'de verilmiştir. En büyük bileşik gerilme değeri 45 N/mm^2 'dir ve bu değer 15 ve 16 numaralı elemanlar üzerinde meydana gelmiştir. Hesap edilen maksimum bileşik gerilme kabul edilebilir gerilmenin altında kalmıştır.

Jeneratör odasındaki taşıyıcı yapının yeni dizaynı , sistem içindeki gerilme miktarını güvenli bir şekilde karşılayacak yeterlilikte dizayn edilmiştir. Hesap edilen maksimum bileşik gerilme değeri kabul edilebilir gerilmenin altında kalmıştır.

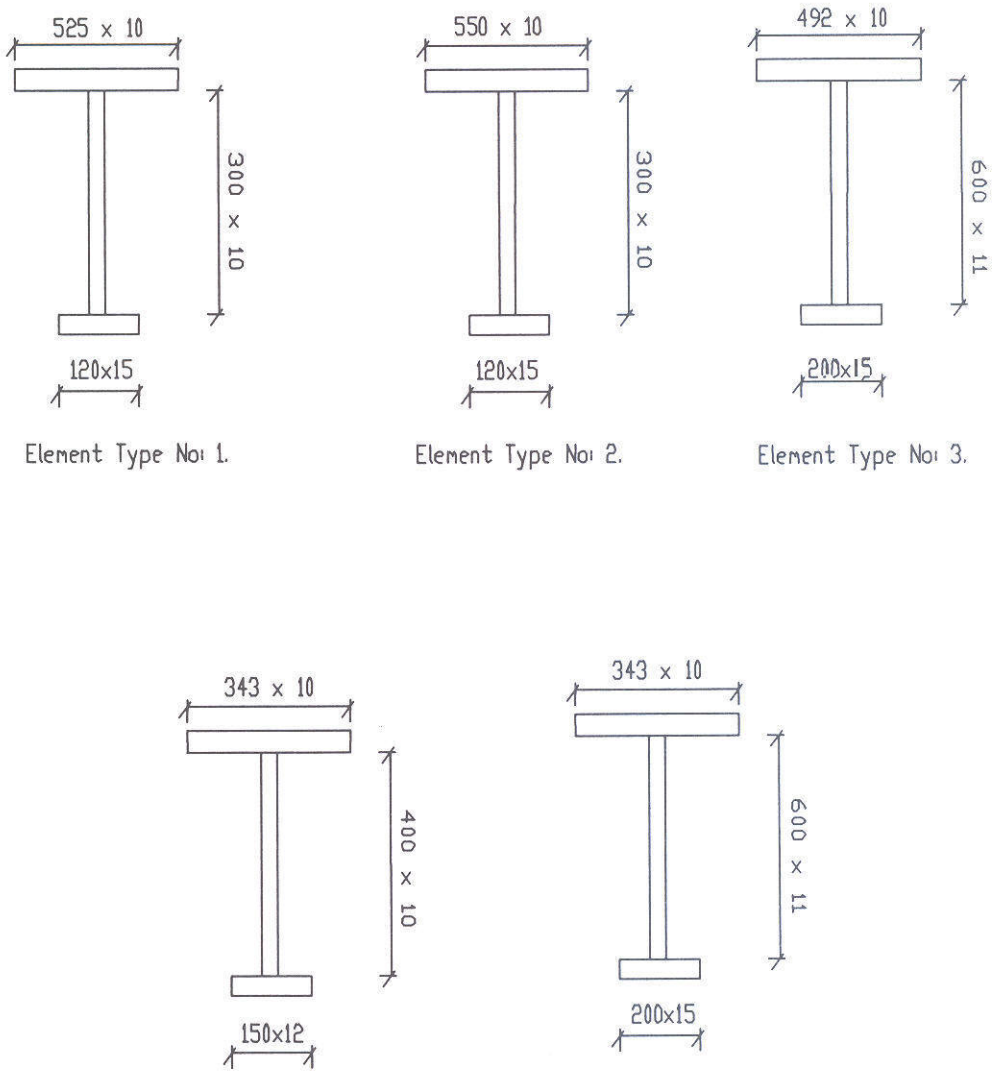


Şekil 5.3.1. Jeneratör odası.

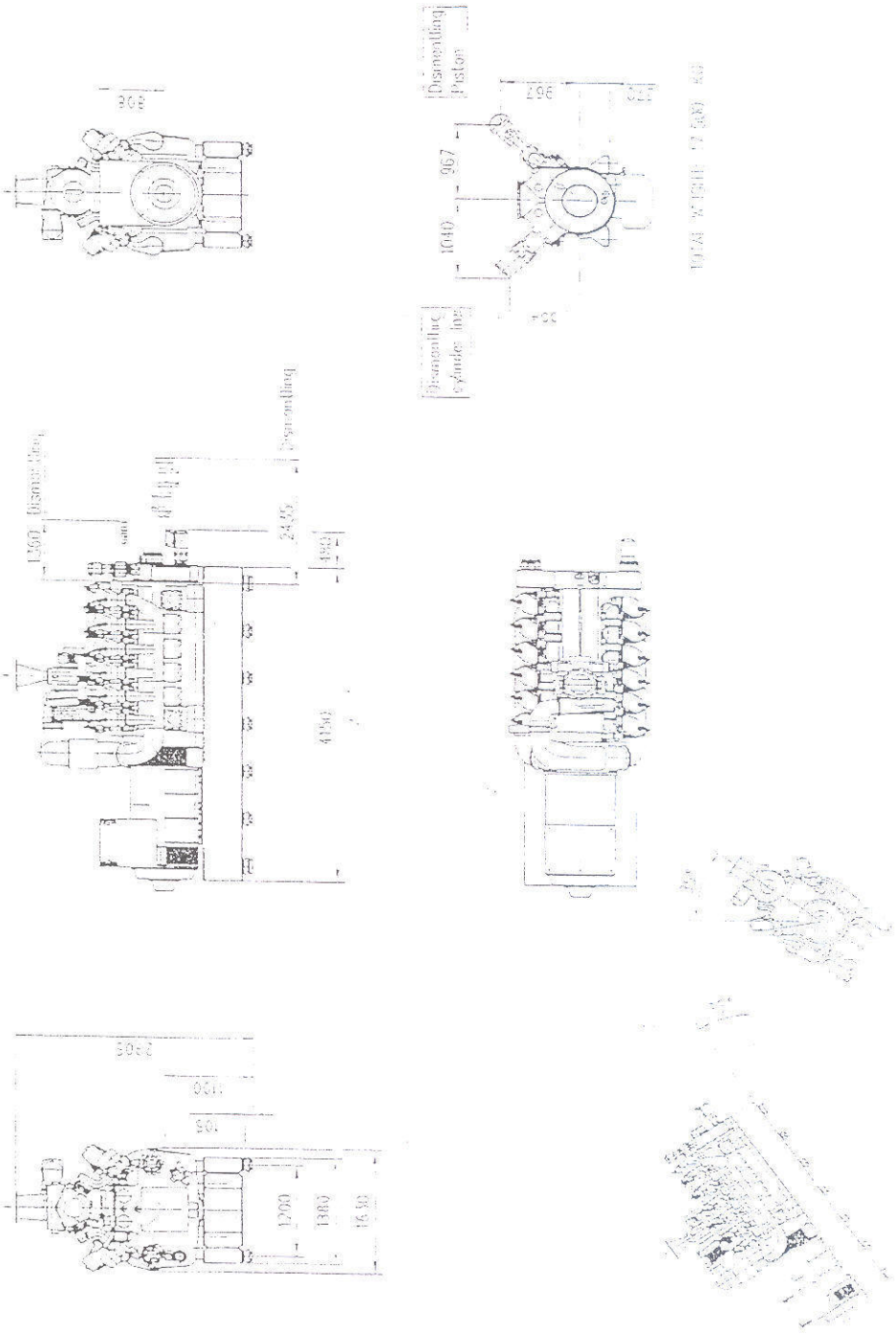


▭ : Jeneratör ayakları.

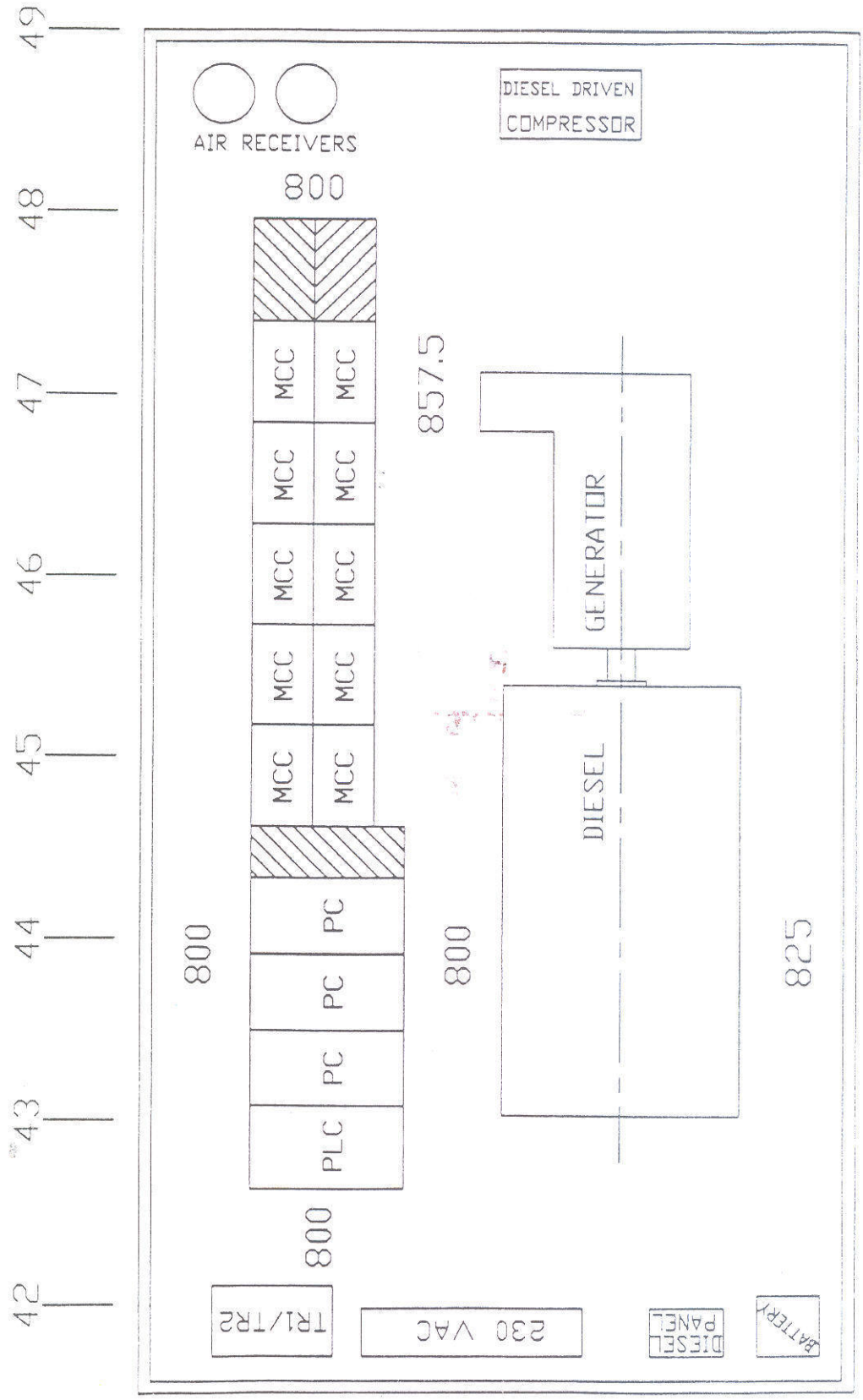
Şekil 5.3.2. Izgara modelin geometrik büyüklükleri.



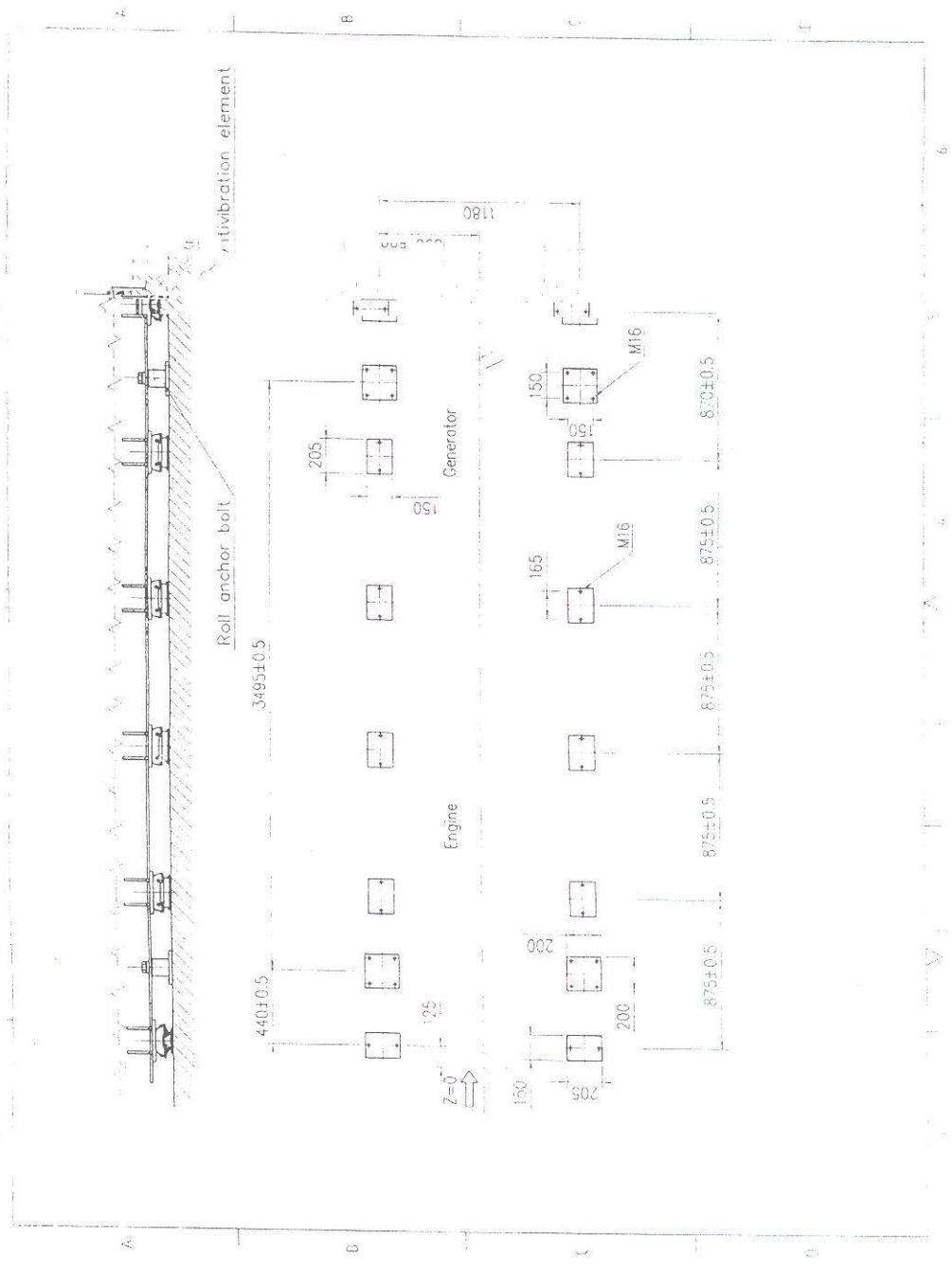
Şekil 5.3.3. Izgara yapısında bulunan elemanların boyutları.



Şekil 5.3.4. Jeneratörün boyutları.



Şekil 5.3.5. Jeneratör odasının genel görünümü.



Şekil 5.3.6. Disel jenerartörün temellerinin irtibat noktalarının yerleşim planı.

Şekil 5.3.7. Jeneratör odası taşıyıcı yapısının sonlu elemanlar modeli.

Şekil 5.3.8. Nod numaraları.

Şekil 5.3.9. Eleman numaraları.

Şekil 5.3.10. Nod ve eleman numaraları.

Şekil 5.3.11. Şekil değişimine uğramış ve uğramamış yapı.

Şekil 5.3.12. Maksimum birleşik gerilmeler.

Şekil 5.3.13. Mininmum birleşik gerilmeler.

5.4 BİR BOP Arabası Taşıyıcı Sisteminin Analizi

5.4.1. Problemin Tanımı

Bir petrol platformu üzerinde hareket eden BOP arabasını taşıyan yapının sonlu elemanlar metodu ile analizi yapılmıştır. BOP arabası sondaj milinin etrafını çevreleyen borunun ağzını kapatacak oldukça ağır bir kapama sistemini taşımaktadır. Bu sistem borudan petrol fışkırdığı zaman basınçlı petrolü tutabilecek kadar ağırdır.

BOP arabasını taşıyan yapının mukavemeti ANSYS sonlu elemanlar program paketi kullanılarak kontrol edilmiştir. Taşıyıcı yapının detayları Şekil 5.4.1'de ayrıntılı bir şekilde verilmiştir. Taşıyıcı yapı platform ortasından 4560 mm. ve 5460 mm. uzakta bulunan iki enine perdeye tesbit edilmiştir. Bu enine perdeler (Şekil 5.4.1) taşıyıcı yapının uzun kenarı boyunca irtibatlandırılmıştır. Taşıyıcı yapı için iki farklı yükleme durumunda analiz yapılmıştır (park ve hareketli yük durumu). Analizde kullanılan yükleme Şekil 5.4.2'de ayrıntılı biçimde verilmiştir. Analizlerde BOP arabası (hareketli ve park durumlarında) 290 ton alınarak hesaplar yapılmıştır. Analizde kullanılan hareketli ve park durumundaki yükler Şekil 5.4.3'de skeç halinde gösterilmiştir. BOP arabasının taşıyıcı yapısının iki farklı yükleme durumu için kontrolünün analizinin sonuçları ayrıca sunulmuştur.

5.4.2 Yükler

Analizde kullanılan yükler aşağıdaki gibidir:

1. Taşıyıcı Sistemin Ağırlığı

Taşıyıcı sistemin ağırlığı gravite yükü olarak tanıtılmış ve analiz içinde kullanılmıştır.

2. Hareketli halde yükleme durumu

Hareketli yük durumunda yapının analizi 290 tonluk araba yükü için yapılmıştır. Taşıyıcı sistemin değişik yükleme durumları için yük durumları Şekil 5.4.2'de tablo halinde verilmiştir. Yüklerin tekil yük halinde yapı üzerine uygulama tarzı Şekil 5.4.4'de verilmektedir.

3. Park halinde yükleme durumu

BOP arabası taşıyıcı yapısının sondaj için park ettiği zaman da kontrolünün yapılması gerekmektedir. Bu durumda araba yükü yine 290 ton olarak alınmış olup, yükleme durumu ayrıntılı olarak Şekil 5.4.2.'de tablolarda ayrıntılı olarak verilmiştir. Analizde kullanılan yüklerin büyüklükleri ve konumları Şekil 5.4.3'de verilmiştir. Bu yükler taşıyıcı yapı üzerine tekil yük olarak etki etkittirilmiştir.

5.4.3 Yapının modellenmesi

BOP arabasının taşıyıcı yapısının sonlu elemanlar modeli Şekil 5.4.5'de gösterilmiştir. Yapının sonlu elemanlar analizini yapmak için ANSYS sonlu elemanlar program paketi kullanılmıştır. Sistem toplam olarak 2318 adet 4-nodlu kabuk elemanlar yardımıyla modellenmiştir. Bu 4 nodlu kabuk elemanlar eğilme ve membran özelliklerini taşımaktadırlar. Merkez hattından 4560 ve 5460 mm uzakta bulunan perdeler (Şekil 5.4.1) üzerindeki nodlarda X, Y ve Z yönlerindeki yerdeğiştirmeler sınır koşulu olarak sıfır alınmıştır, dönme serbestlik derecesi için herhangi bir kısıtlama getirilmemiştir.

5.4.4 Gerilme Kriterleri

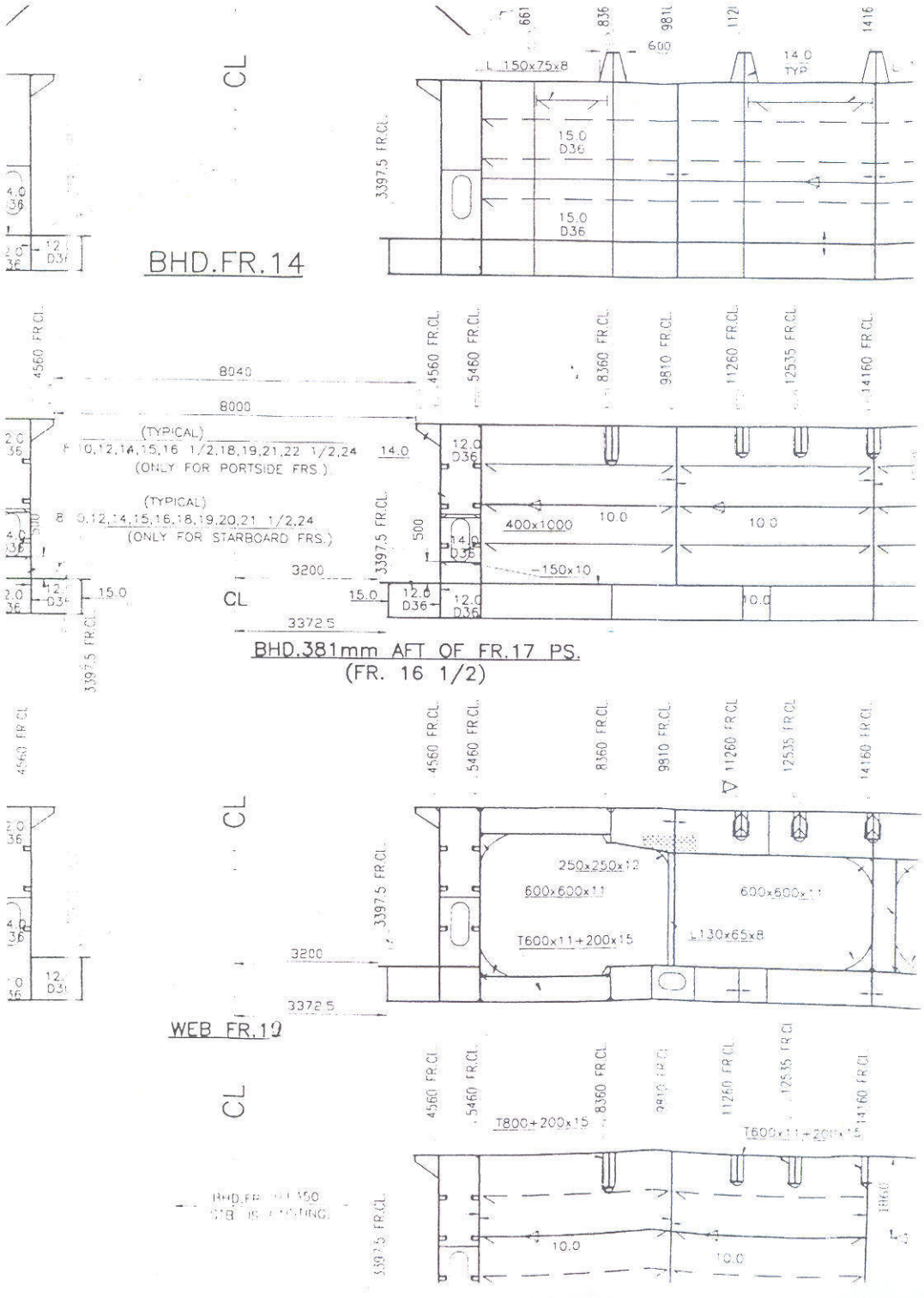
Yapılan bu analizde malzeme için akma sınırı σ = 355 N/mm^2 olarak alınmıştır. Kabul edilebilir maksimum bileşik gerilme yüksek mukavemetli çelik için σ_p=282 N/mm^2 olarak alınmıştır.

5.4.5 Sonuçlar

Hesaplamalar için enine perde kalınlıkları 12 mm. , diğer yerlerdeki bütün levha malzeme kalınlıkları 15 mm. olarak alınmıştır. Ray üzerindeki arabanın hareketleri hesaplarda dikkate alınmıştır. Taşıyıcı yapının şekil değiştirmesi ve Von Mises gerilmelerinin yapı içindeki dağılımı Şekil 5.4.6 - 5.4.9 'da gösterilmektedir. Şekil 5.4.6 - 5.4.7 arabanın park durumunda iken taşıyıcı yapı içindeki Von Mises gerilme dağılımını göstermektedir. Şekil 5.4.8 - 5.4.9 arabanın hareket halinde iken taşıyıcı yapı içindeki Von Mises gerilme dağılımını göstermektedir. Hesap edilen Von Mises gerilmeleri müsade edilebilir gerilme değerlerinin altında kalmaktadır.

Hesap edilen maksimum yerdeğiştirme miktarı park yük durumunda 2.3 mm. hareketli yük durumunda ise 2.1 mm dir

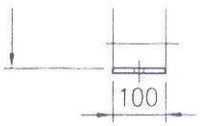
Hesap edilen maksimum bileşik gerilme kabul edilebilir gerilmenin altında kalmıştır. BOP arabasının taşıyıcı yapısı, gerilme ve deformasyonlar yönünden güvenli bir şekilde edilmiştir.



Şekil 5.4.1. BOP Arabasını taşıyıcı yapı.

DETAIL ON B

(9 PLACES) Scale : 1:10



DETAIL ON C

Scale : 1:10

LOAD CASES ACCORDING TO DNV 'LIFTING APPLIANCES'

BOP HANDLING – LOAD CASE IIa (kN) – WITH 290T LIVE LOAD – MOVING

F1x	F2x	F3x	F1y	F1z	F2z
345	248	172	295	1243	85

DRILLING – LOAD CASE IIb (kN) – WITH 290T LIVE LOAD – PARKED

F1x	F2x	F3x	F1y	F1z	F2z
NA	NA	282	435	1320	NA

DRILLING – LOAD CASE IIc (kN) – WITH 100T LIVE LOAD – MOVING

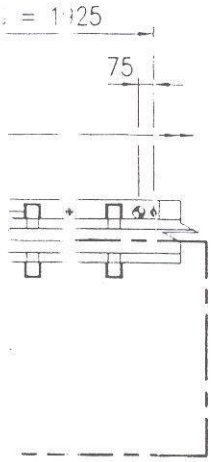
F1x	F2x	F3x	F1y	F1z	F2z
200	145	115	179	549	50

SURVIVAL – LOAD CASE III (kN) – WITH 100T LIVE LOAD – PARKED

F1x	F2x	F3x	F1y	F1z	F2z
NA	NA	240	358	630	NA

ACCIDENTAL HEEL 23.5° – LOAD CASE IIIa (kN) – WITHOUT LIVE LOAD – PARKED

F1x	F2x	F3x	F1y	F1z	F2z
NA	NA	90	120	158	NA



*ALL REACTIONS ARE PROVISIONAL PENDING ACCURATE BOP STACK INF

NOTES

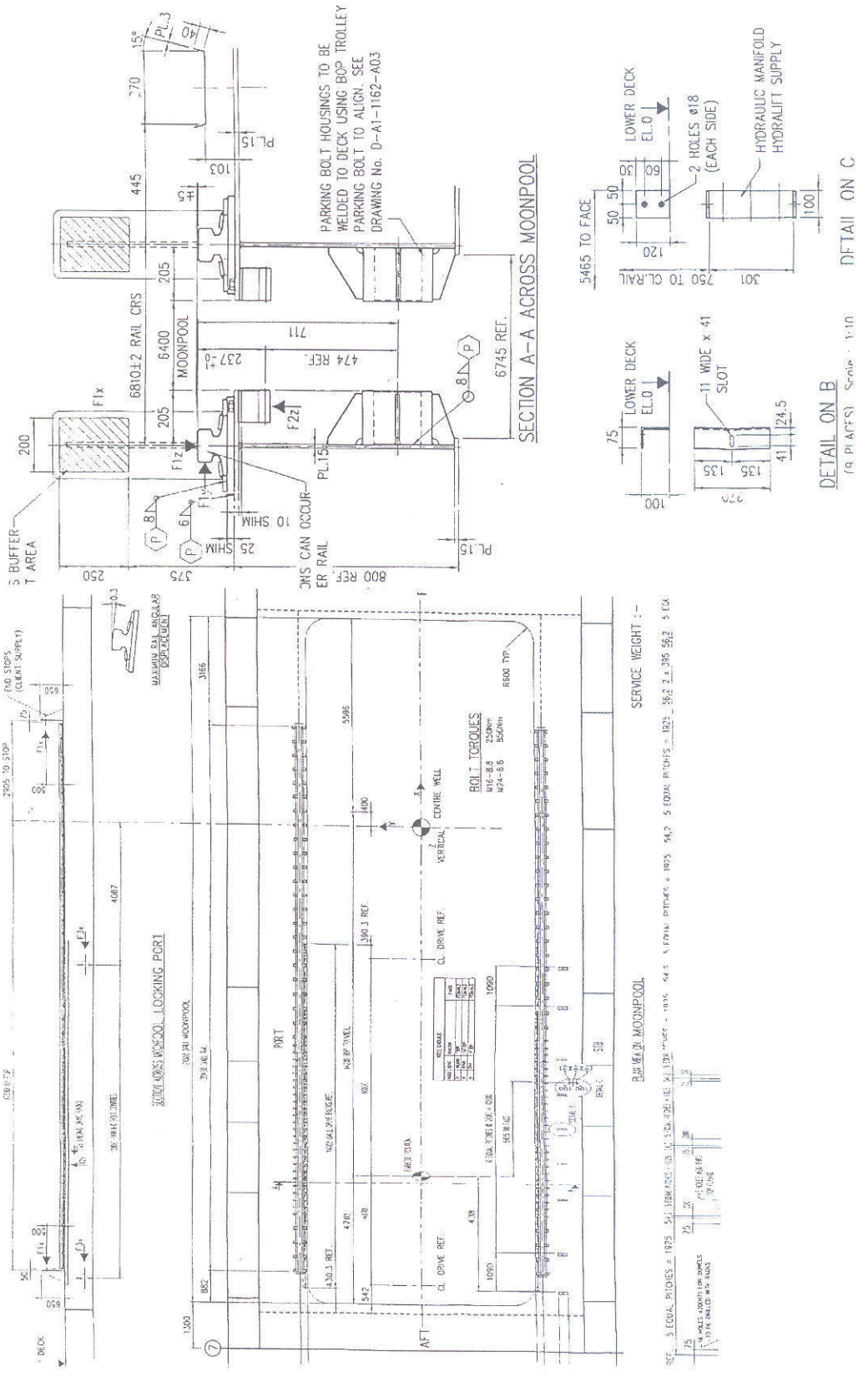
DRIVE RACK DOWELS MUST ONLY BE FITTED AFTER RACKS HAVE BEEN ALIGNED AND MESHING CHECKED WITH DRIVE PINION.

ALL RAIL TOLERANCES ARE TO NS 5514.

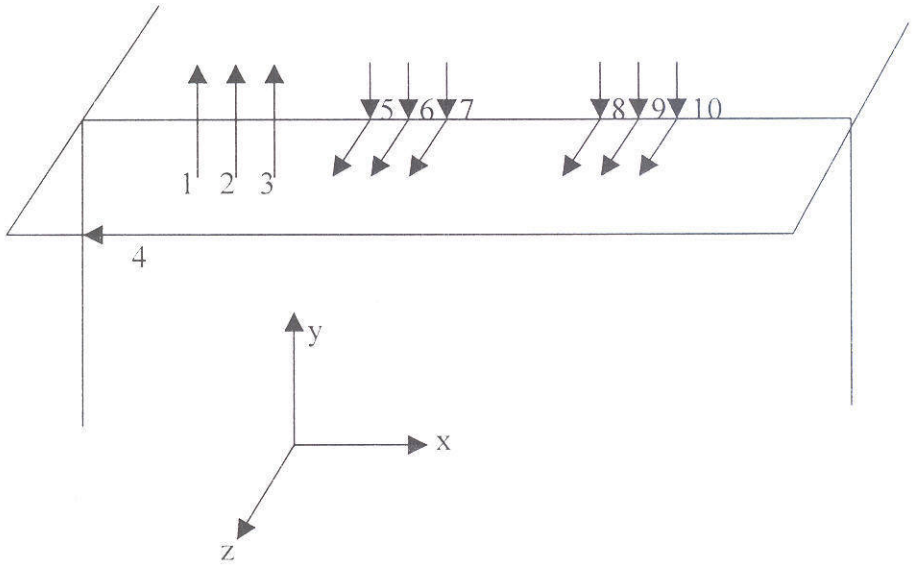
THIS DRAWING TO BE READ IN CONJUNCTION WITH D-A1-1162-A10 (RACK/RAIL ASSEMBLY)

FOR BOP TROLLEY ASSEMBLY SEE DRAWING No. D-A1-1162-A01

Şekil 5.4.2. BOP yükleme durumları.



Şekil 5.4.3. BOP arabasının taşıyıcı yapı üzerine uyguladığı yüklerin yerleri.

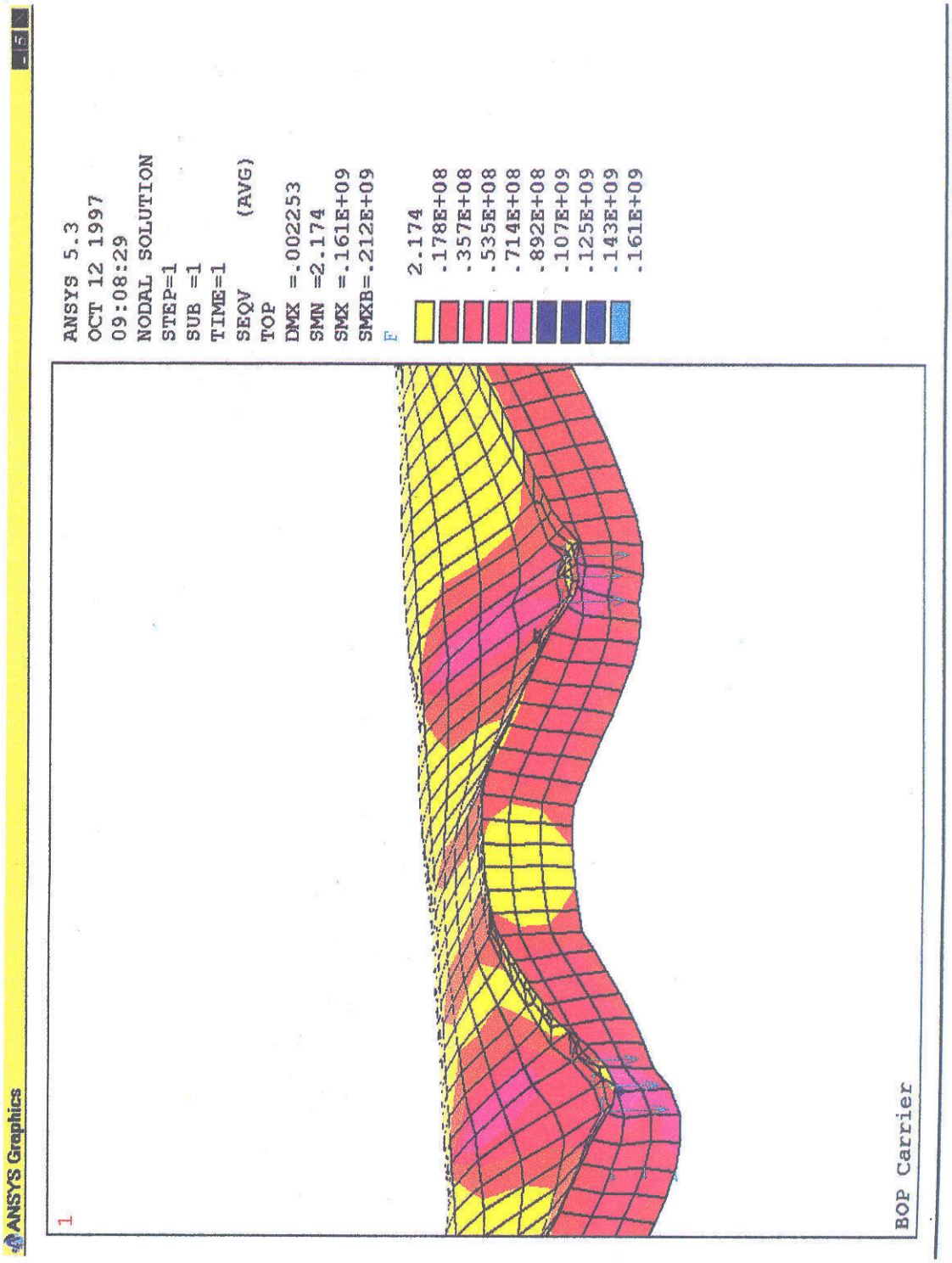


Eleman No	X (m)	Y (m)	Z (m)	Kuvvet (kN)	Yön
1	10.497	0.8	1.288	28.3	y
2	10.668	0.8	1.288	28.3	y
3	10.757	0.8	1.288	28.3	y
4	10.668	0.8	1.342	248	- x
5	10.922	0.8	1.162	414.3	- y
6	11.176	0.8	1.162	414.3	- y
7	11.430	0.8	1.162	414.3	- y
5	10.922	0.8	1.162	98.3	z
6	11.176	0.8	1.162	98.3	z
7	11.430	0.8	1.162	98.3	z
8	15.933	0.8	1.162	414.3	- y
9	16.210	0.8	1.162	414.3	- y
10	16.487	0.8	1.162	414.3	- y
8	15.933	0.8	1.162	98.3	z
9	16.210	0.8	1.162	98.3	z
10	16.487	0.8	1.162	98.3	z

Şekil 5.4.4. Hareketli yük durumu için yüklerin uygulama durumları.

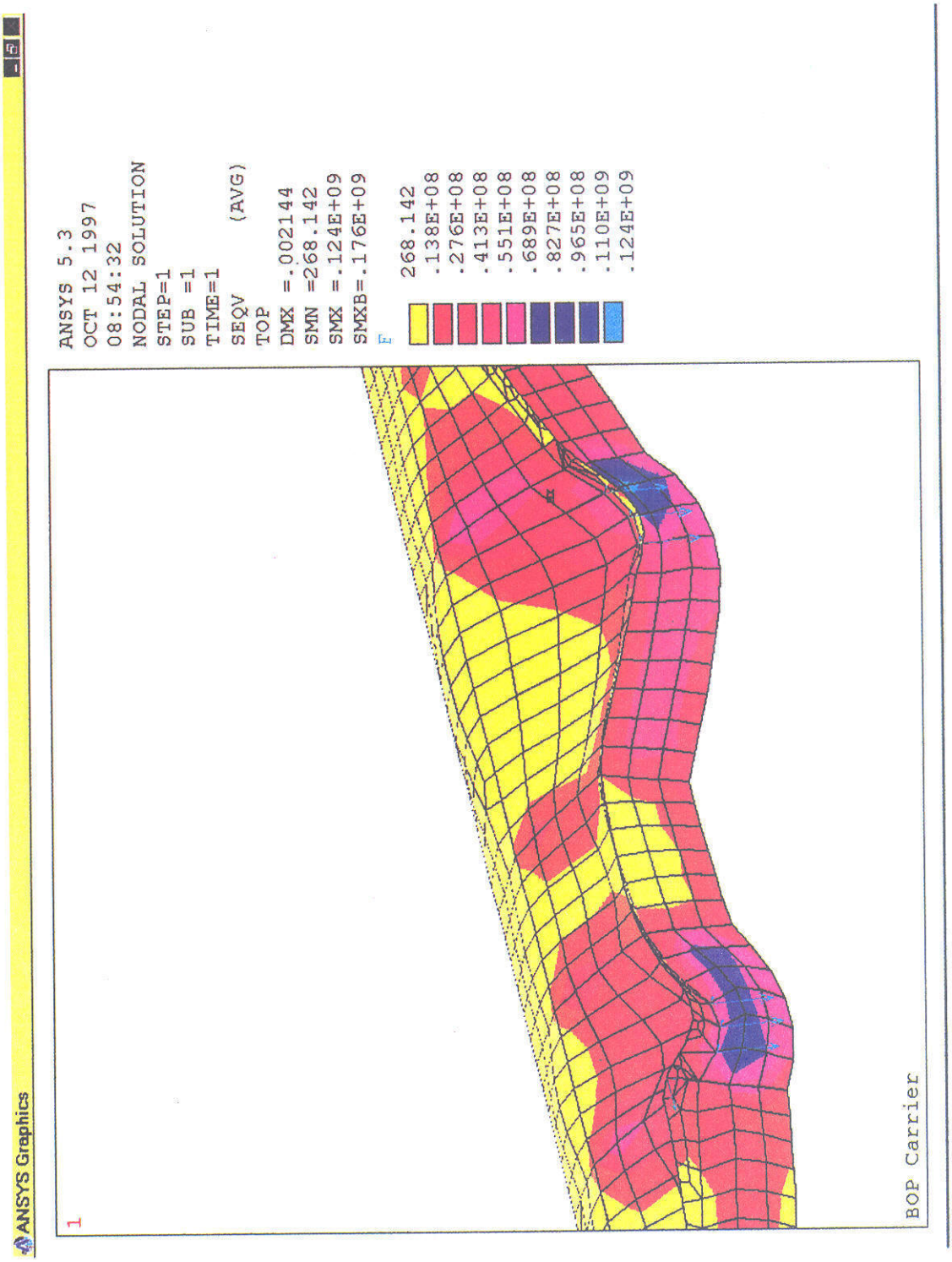
Şekil 5.4.5. BOP Taşıyıcı yapısının sonlu elemanlar modeli.

Şekil 5.4.6. BOP Arabasının park durumundaki Von Mises gerilme dağılımı.



Şekil 5.4.7. BOP Arabasının park durumundaki Von Mises gerilmeleri .

Şekil 5.4.8. BOP Arabasının hareketli durumundaki Von Mises gerilme dağılımı.



Şekil 5.4.9. BOP Arabasının hareketli durumundaki Von Mises gerilmeleri .