

İSTANBUL TEKNİK ÜNİVERSİTESİ ★ FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**YÜRÜYEN MERDİVEN SİSTEMLERİNİN SONLU
ELEMENLAR METODU İLE ANALİZİ VE
OPTİMİZASYONU**

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
Mak. Müh. Aydın ÇİL**

**Anabilim Dalı : MAKİNA MÜHENDİSLİĞİ
Programı : KONSTRÜKSİYON**

MAYIS 2002

**YÜRÜYEN MERDİVEN SİSTEMLERİNİN SONLU
ELEMENLAR METODU İLE ANALİZİ VE
OPTİMİZASYONU**

YÜKSEK LİSANS TEZİ

Mak. Müh. Aydın ÇİL

(503001206)

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 8 Mayıs 2002

Tezin Savunulduğu Tarih : 29 Mayıs 2002

Tez Danışmanı : Y. Doç. Dr. İsmail GERDEMELİ

Diğer Jüri Üyeleri: Y. Doç. Dr. Serdar TÜMKOR

Y. Doç. Dr. Ekrem TÜFEKÇİ

MAYIS 2002

ÖNSÖZ

Sonlu elemanlar metodu, özellikle bilgisayar teknolojisinin gelişmesi ile mühendislikte çok önemli bir yer edinmiştir. Bu metodun doğru kullanılması ile büyük zaman ve para kazancı sağlanmaktadır.

Ancak, bu yöntemin transport tekniğine, özellikle de yürüyen merdiven sistemlerine uygulanması konusunda literatürde bir boşluk yer almaktadır. Bu çalışma, bu eksiğin giderilmesine katkıda bulunma amacı ile gerçekleştirilmiştir.

Bu çalışmada, bir yürüyen merdiven iskeleti bilgisayarda modellenmiş ve üzerinde çeşitli sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilerek bu metodun yürüyen merdiven tasarımında kullanılması ile elde edilecek avantajlar ortaya konulmuştur. Ayrıca iskelet üzerindeki çeşitli ölçü ve parametrelerin gerilme ve deformasyonu nasıl etkilendiği karşılaştırmalarla incelenmiştir.

Bu çalışma boyunca desteğini esirgemeyen danışmanım Yrd. Doç. Dr. İsmail Gerdemeli'ye teşekkür ederim.

Mayıs 2002

Aydın ÇİL

İÇİNDEKİLER

ŞEKİL LİSTESİ

vi

ÖZET

viii

SUMMARY

ix

1. GİRİŞ	1
2. YÜRÜYEN MERDİVENLER	2
2.1 Yürüyen Merdivenlerin Tarihçesi	2
2.2 Yürüyen Merdivenlerin Genel Çalışma Prensibi	3
2.3 Genel Tasarım Ve Elemanları	3
2.3.1 İskelet	5
2.3.2 Tahrik Zinciri	6
2.3.3 Basamaklar	7
2.3.4 Tahrik Grubu	9
2.3.5 Fren	10
2.3.6 El Bandı	11
3. SONLU ELEMANLAR METODUNUN TANITIMI	13
3.1 Giriş	13
3.1.1 Genel Bilgi	13
3.1.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihi	13
3.1.3 Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları, Sınırları	14
3.1.4 Sonlu Elemanlar Metodunun Uygulama Alanları	15
3.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Uygulanması	16
3.3 Sonlu Elemanlarla İlgili Özellikler	18
3.3.1 Sonlu Eleman Kavramı	18
3.3.2 Sonlu Eleman Çeşitleri	19
3.4 Sistemle İlgili Özellikler	21
3.4.1 Sistemin Sonlu Elemanlara Bölünmesi	21
3.4.2 Sonlu Elemanların Numaralandırılması	22
4. ANSYS PROGRAMININ TANITIMI	25
4.1 Giriş	25
4.2 Programın Bölümleri	26
4.2.1 Preferences Menüsü	27
4.2.2 Preprocessor Menüsü	28
4.2.3 Solution Menüsü	29

4.2.4 General Postproc Menüsü	29
4.3 Ansys İle Tipik Bir Sonlu Elemanlar Analizi	30
5. YÜRÜYEN MERDİVENİN ÖLÇÜLERİNİN BELİRLENMESİ VE İSKELETİN MODELLENMESİ	32
5.1 Ölçüler	32
5.2 Taslak	33
5.3 İskeletin Bilgisayarda Modellenmesi	34
6. YÜRÜYEN MERDİVEN İSKELETİNİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ	37
6.1 Modelin Oluşturulması Ve Çözümü	37
6.2 Sonuçların Değerlendirilmesi	46
7. MODELİN OPTİMİZASYONU	50
7.1 Adım 1	50
7.1.1 Model Üzerinde Düzeltmeler	50
7.1.2 Yüklerin Uygulanması	53
7.1.3 Değerlendirme	57
7.2 Adım 2	58
7.2.1 Model Üzerinde Düzeltmeler	58
7.2.2 Yüklerin Uygulanması	59
7.2.3 Değerlendirme	61
7.3 Adım 3	62
7.3.1 Model Üzerinde Değişiklikler	62
7.3.2 Yüklerin Uygulanması	64
7.3.3 Değerlendirme	65
7.4 Adım 4	67
7.4.1 Model Üzerinde Değişiklikler	67
7.4.2 Yüklerin Uygulanması	69
7.4.3 Değerlendirme	70
8. İSKELET ÜZERİNDE ANALİZLER	72
8.1 Deformasyon Analizi	74
8.1.1 Toplam Deformasyon	74
8.1.2 Y Ekseninde Deformasyon	75
8.1.3 X Ekseninde Deformasyon	76
8.1.4 Z Ekseninde Deformasyon	77
8.2 Gerilme Analizi	78
9. KARŞILAŞTIRMALAR	80
9.1 Basamak Genişliğine Göre Karşılaştırmalar	80
9.1.1 Basamak Genişliği = 1000mm	80

9.1.2 Basamak genişliği = 800mm	82
9.1.3 Basamak genişliği = 600mm	83
9.1.4 Değerlendirme	84
9.2 Eğim Açısına Göre Karşılaştırmalar	85
9.2.1 Eğim Açısı = 27.5°	85
9.2.2 Eğim Açısı = 35°	87
9.2.3 Değerlendirme	89
9.3 Profil Tipine Göre Karşılaştırmalar	89
9.3.1 I-Profil	90
9.3.2 L-Profil	91
9.3.3 Değerlendirme	93
10. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME	94
KAYNAKLAR	95
EK A. BEAM189 Elemanı	96
ÖZGEÇMİŞ	97

ŞEKİL LİSTESİ

Şekil 2.1	: Yürüyen merdiven şeması ve elemanları.....	3
Şekil 2.2	: Yürüyen merdiven ve basamakların şematik görünüşü	4
Şekil 2.3	: Yürüyen merdivenin genel görünüşü	5
Şekil 2.4	: Taşıyıcı aksam (iskelet).....	6
Şekil 2.5	: Yürüyen merdivenler için lamelli zincir	7
Şekil 2.6	: Basamak tekerlekleri	8
Şekil 2.7	: Merdiven basamak etekleri	9
Şekil 2.8	: Basamak ve elbandı tahrik düzeni.....	10
Şekil 2.9	: Emniyet freni.....	11
Şekil 2.10	: Korkuluk ve el bandı	12
Şekil 3.1	: Çözüm bölgesinin üçgen elemanlara bölünmesi	17
Şekil 3.2	: Bir üçgen eleman ve düğüm noktaları (nodlar).....	17
Şekil 3.3	: Kiriş-kafes yapı sistemleri.....	18
Şekil 3.4	: İki boyutlu sürekli ortamın kiriş kafes sistemi gibi incelenmesi.....	19
Şekil 3.5	: Bir boyutlu bir sonlu eleman.....	20
Şekil 3.6	: Bir üçgen sonlu eleman.....	20
Şekil 3.7	: İki boyutlu sonlu elemanlar.....	20
Şekil 3.8	: Doğal bölmeye örnekler	22
Şekil 3.9	: Sonlu elemanların ve düğüm noktalarının numaralandırılması	23
Şekil 3.10	: Uygun numaralama ile şerit genişliğinin azaltılması	24
Şekil 4.1	: ANSYS ana penceresi	26
Şekil 4.2	: Preferences penceresi	27
Şekil 4.3	: Preprocessor Menüsü	28
Şekil 4.4	: MeshTool penceresi	28
Şekil 4.5	: Solution menüsü	29
Şekil 4.6	: General Postproc menüsü	30
Şekil 5.1	: İskelet Ölçüleri	33
Şekil 5.2	: Anahtar Noktalar	35
Şekil 5.3	: Ana bağlantı profilleri	35
Şekil 5.4	: Ara bağlantı profillerinin de eklenmesiyle ortaya çıkan model	36
Şekil 6.1	: Ana Bağlantı Profilleri	38
Şekil 6.2	: Ara Bağlantı Profilleri	39
Şekil 6.3	: Tüm profiller birlikte.....	40
Şekil 6.4	: BEAM 189 elementi için seçenekler.....	41
Şekil 6.5	: Malzeme özelliklerinin belirlenmesi	42
Şekil 6.6	: Profil kesitlerinin belirlenmesi	43
Şekil 6.7	: Yerçekimi etkisinin uygulaması.....	44
Şekil 6.8	: Yükleme tamamlanmış model	45
Şekil 6.9	: Deformasyon grafiği	47
Şekil 6.10	: Deformasyon faktörünün ayarlanması	48
Şekil 6.11	: Deformasyon faktörünün 3000 olarak seçilmesiyle elde edilen grafik ..	49
Şekil 7.1	: Ana bağlantı profilleri	51
Şekil 7.2	: Ara bağlantı profilleri	51
Şekil 7.3	: Modelin bu aşamadaki son hali	52
Şekil 7.4	: Sadece yerçekimi etkisi altında deformasyon	53
Şekil 7.5	: Kuvvetlerin üst nodlara uygulanması.....	54

Şekil 7.6 : Basamak ağırlığı dahil sonuç	55
Şekil 7.7 : Yolcu ağırlığının da eklenmesi ile elde edilen sonuç	56
Şekil 7.8 : En büyük deformasyonun üst ara profillerde olduğu görülmektedir	57
Şekil 7.9 : Yüklerin uygulanması	59
Şekil 7.10 : Deformasyon	60
Şekil 7.11 : Asimetri	61
Şekil 7.12 : Modelin son hali	63
Şekil 7.13 : Yüklemedeki değişiklikler	64
Şekil 7.14 : Maksimum deformasyon	65
Şekil 7.15 : Deformasyon faktörü 800 seçilerek elde edilen grafik	66
Şekil 7.16 : Ana bağlantı profillerinin uzunlukları	68
Şekil 7.17 : Yüklerin uygulanması	69
Şekil 7.18 : Maksimum deformasyon	70
Şekil 7.19 : Deformasyon faktörünün 1000 seçilmesiyle elde edilen sonuç	71
Şekil 8.1 : Eleman boyu = $4x$ Çizgi kalınlığı = 0 ile elde edilen model görüntüsü	73
Şekil 8.2 : Toplam deformasyon	74
Şekil 8.3 : Y ekseninde deformasyon	75
Şekil 8.4 : X ekseninde deformasyon	76
Şekil 8.5 : Z ekseninde deformasyon	77
Şekil 8.6 : Von Mises kriterine göre gerilmeler (nodal)	78
Şekil 8.7 : Von Mises kriterine göre gerilmeler (elemental)	79
Şekil 9.1 : Basamak genişliği = 1000mm için gerilme grafiği	81
Şekil 9.2 : Basamak genişliği = 800mm için gerilme grafiği	82
Şekil 9.3 : Basamak genişliği = 600mm için gerilme grafiği	83
Şekil 9.4 : Modelin 27.5° eğim açısına göre değiştirilmiş hali	85
Şekil 9.5 : Gerilme ve deformasyon analizi sonuçları	86
Şekil 9.6 : Modelin 35° eğim açısına göre değiştirilmiş hali	87
Şekil 9.7 : Gerilme ve deformasyon analizi sonuçları	88
Şekil 9.8 : I-profillerin ölçüleri	90
Şekil 9.9 : I-profiller ile gerilme grafiği	91
Şekil 9.10 : L-profillerin ölçüleri	92
Şekil 9.11 : L-profiller ile gerilme grafiği	92
Şekil A.1 : BEAM189 Elemanı	96

YÜRÜYEN MERDİVEN SİSTEMLERİNİN SONLU ELEMANLAR METODU İLE ANALİZİ VE OPTİMİZASYONU

ÖZET

Sonlu elemanlar metodu, son yirmi yılda bilgisayar destekli tasarımın vazgeçilmez bir parçası olmuştur. Özellikle hızlı ve güvenilir biçimde gerçekleştirilmesi gereken mukavemet analizlerinde, malzemenin tahribatını gerektirecek deneylerin bilgisayarda tahribatsız olarak gerçekleştirilmesinde, çok sayıda tekrar gerektiren hesaplarda bu metodun sağladığı faydalar tartışılmazdır. Bu çalışmada, bu metodun yürüyen merdivenlere uygulanması ele alınmıştır.

Sonlu elemanlar metodunun uygulanmasında ANSYS programı kullanılmıştır. Öncelikle standartlara uygun bir yürüyen merdiven iskeleti bilgisayarda modellenmiştir. Bu model, sonlu elemanlar analizleri ile elde edilen sonuçlara göre adım adım geliştirilmiş ve ideale mümkün olduğu kadar yakın bir model elde edilmiştir. Daha sonra bu model üzerinde çeşitli sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilmiş ve karşılaştırmalar ile iskeletin çeşitli özelliklerinin sonuca nasıl etki ettiği tesbit edilmiştir. Sonuçta basamak genişliğinin azalması ve eğimin artması ile gerilmelerin düştüğü ve kutu profillerin bu tür bir yürüyen merdiven iskeletinde en iyi mukavemeti sağladığı ispatlanmıştır. Bu işlemlerle sonlu elemanlar metodunun yürüyen merdiven tasarımında klasik hesap yöntemlerine göre avantajları ve sunduğu olanaklar incelenmiştir.

THE ANALYSIS AND OPTIMISATION OF ESCALATORS WITH THE FINITE ELEMENT METHOD

SUMMARY

Finite Element Method has proved to be an indispensable element of computer aided engineering in the last twenty years. Especially in quick and reliable resistance calculations, the tests which require the destruction of the material and when repetitive calculations are needed, the importance of the finite element method is indisputable. This thesis deals with the application of this method on escalator systems.

The ANSYS program has been used to perform the finite element analysis. First, the truss of an escalator compliant with the standards was modelled on the computer. This model has been improved step by step according the results of finite element analyses. Various finite element analyses were performed on this final model and the effects of the changes in various properties of the truss were determined with comparisons. As a result, it has been seen that the decrease in step width and the increase in slope results in decreased stresses and the box profile is ideal for this kind of truss. With these analyses the new possibilities and the advantages of finite element method over conventional calculation methods have been analysed.

1. GİRİŞ

Yürüyen merdivenler, iş merkezleri, süpermarketler, büyük mağazalar, hastaneler, okullar, oteller, havaalanları gibi büyük insan kitlelerinin sürekli ve güvenli biçimde dikey olarak taşınması gereken yerlerde yaygın olarak kullanılmaktadır.

Bir yürüyen merdiven sisteminin tasarımında yükseklik, genişlik, basamak ölçüleri, kullanılacak malzeme, profil çubuk tipi, iskeletteki profil çubukların ne şekilde yerleştirileceği, kaç adet olacağı gibi sorular cevaplanmalıdır. Bu cevapların bulunmasında klasik şekilde elle yapılacak hesaplar kullanılabilmekle birlikte, bu çalışmada gösterildiği gibi bilgisayar yardımıyla sonlu elemanlar metodu kullanılarak optimizasyon, hem zaman kazancı hem de doğruluk bakımından daha avantajlıdır.

Bu çalışmada öncelikle standartlara uygun bir yürüyen merdiven iskeleti bilgisayarda modellenmiştir. Daha sonra yürüyen merdivenin çalışması esnasında meydana gelecek en büyük yük miktarı için sonlu elemanlar analizleri gerçekleştirilerek deformasyon ve gerilmeler bulunmuştur. Buna göre konstrüksiyonda gerekli değişikliklere gidilerek model iyileştirilmiştir. Son aşamada ise sonlu elemanlar metodu ile çeşitli analizler gerçekleştirilmiş, modelde basamak genişliği, eğim açısı ve profil tipi değiştirilerek karşılaştırmalar yapılmış ve bu metodun yürüyen merdiven tasarımında sağladığı imkanlara örnekler verilmiştir.

Bu tezin yazımında önce yürüyen merdivenler, sonlu elemanlar metodu ve ANSYS programı hakkında özet bilgiler verilmiş, daha sonra da işlemler ve analizler anlatılmıştır. Tezin okunması için ANSYS bilgisi önkoşul olarak görülmediğinden her aşamada mümkün olduğu kadar fazla ekran görüntüsü konularak bu programı bilmeyenlerin de işlemleri takip edebilmesi sağlanmıştır.

2. YÜRÜYEN MERDİVENLER

2.1 Yürüyen Merdivenlerin Tarihçesi

Malzemelerin eğik düzlemde taşınmasına olan ihtiyaç ilkel zamanlarda ortaya çıkmış ve çeşitli çözümler üretilmiş olmasına rağmen bu taşımının hareket eden düzlemsel yüzeylerde gerçekleştirilmesi ancak yakın geçmişte ortaya çıkmıştır. Aslında tarihsel açıdan bakıldığında yürüyen merdiven prensiplerinin asansörlerden birkaç bin yıl önce ortaya atıldığı söylenebilir.

Yürüyen merdiven anlamına gelen “Escalator” ismi ilk kez 1912’de OTIS Elevator Company tarafından bir reklam broşüründe kullanılmıştır. İlk yürüyen merdiven patenti “Revolving Stairs” adı ile 1859’da AMES tarafından ABD’de alınmıştır. Bu patent ile tescillenmiş yürüyen merdiven, tırnaklı basamakların zincir ile tahrik edilmesi prensibine dayanmaktaydı ve sabit trabzanlara sahipti; ancak bu patent altında üretim yapılmamıştır. Daha sonra 1891 yılında W. RENO tarafından “Inclined Elevator” adı altında yürüyen merdiveni oluşturan düzlemleri bu düzlemlere paralel olan tek bir zincirler tahrik etme esasına göre tasarlanmış olan başka bir patent daha alınmıştır. Bu patentte yürüyen merdivenin yatay ile 25 derecelik bir açı yapması, sabit bir trabzana ve kat düzlemlerine çıkış kısımlarında tarak plakalarına sahip olması öngörülmüştü.

Reno’nu patentinden birkaç yıl sonra George H. WHEELER, merdiven basamaklarına ve hareketli trabzanlara sahip olan bir yürüyen merdiven üzerine bir patent aldı. Daha sonra OTIS Elevator Company, SEEBERGER’in 1897’de yürüyen merdiven özelliklerini iyileştirerek aldığı patenti satın alarak bilinen anlamdaki ilk yürüyen merdiveni yaptı. Bu, basamaklı ilk yürüyen merdivendi ve 1900 yılında Paris’te bir fuarda sergilendikten sonra ABD’ye götürüldü ve kullanılacağı yere kuruldu.

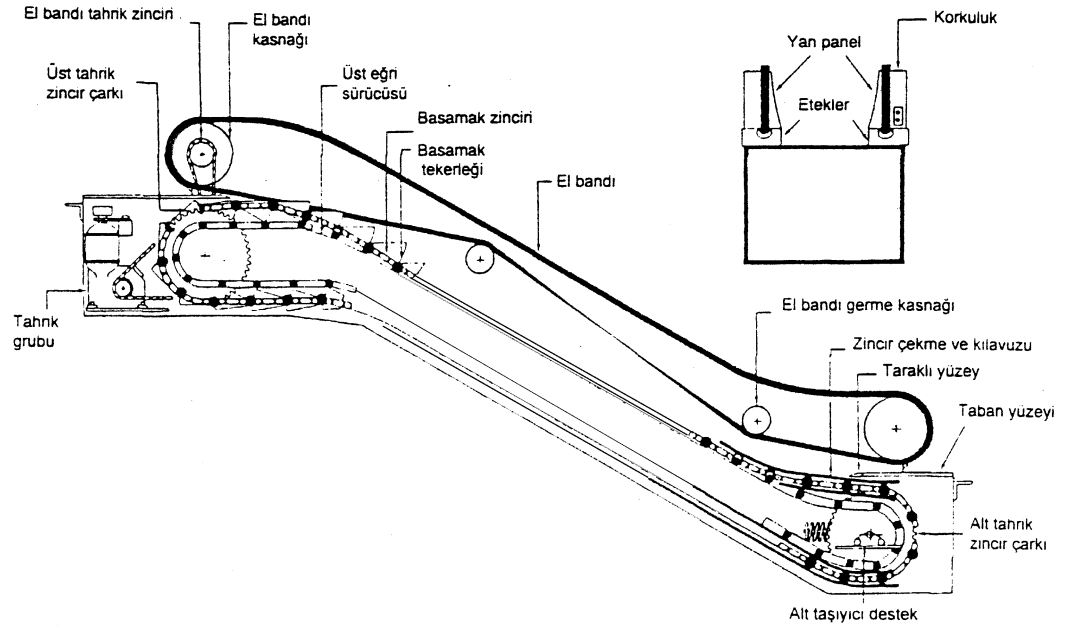
Sonraki yıllarda yürüyen merdiven kullanımı yaygınlaştı. Öncelikle fabrikalarda işçilerin ve demiryolu istasyonlarında yolcuların taşınması için kullanıldı. Daha sonra gitgide yaygınlaşarak yoğun insan trafiğinin bulunduğu hemen her yerde kullanılır hale geldi.

1960’lı yıllarda bugün bilinen anlamıyla ilk modern yürüyen merdivenler ortaya çıkmaya başladı ve 1970’lerin sonlarına doğru yürüyen merdivenlerin gelişmesi ve

yaygınlaşması hız kazandı. Bu dönemdeki yürüyen merdivenlerin giriş hızı yaklaşık 0.5 m/s idi, yolcular 7 m/s'lik bir hızla taşınmaktaydı ve çıkış hızı tekrar 0.5 m/s'ye düşmekteydi. [1] Bu ilk uygulamalarda trabzan hızının yürüyen merdiven hızına, basamak pozisyonunun ve hızlarının birbirlerine uyumu gibi birçok temel özellik hatalıydı ve düzeltmeler gerekmekteydi. Bu gelişmeler tamamlandığında ise yürüyen merdivenler kullanılarak 60 ile 600 metre arasındaki mesafelerin düşey olarak katedilmesi mümkün hale gelmişti.

2.2 Yürüyen Merdivenlerin Genel Çalışma Prensibi

Yürüyen merdivenler genel anlamda sürekli çalışan yönlendirici konveyörler olarak düşünülebilir. Bir yürüyen merdiven veya bandın yapısı üst kısım, alt kısım ve orta kısım olarak üç ana bölümden oluşur. Standart bir yürüyen merdivenin ana elemanları Şekil 2.1'de görülmektedir.



Şekil 2.1 Yürüyen merdiven şeması ve elemanları

2.3 Genel Tasarım Ve Elemanları

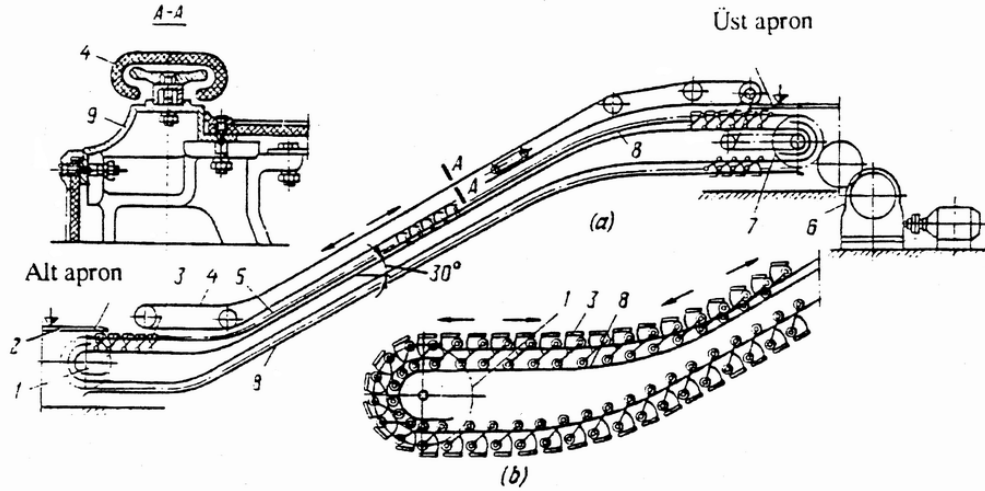
Şekil 2.2'de şematik olarak gösterilen yürüyen merdivenin elemanları şunlardır:

- | | |
|-----------------------|----------------------|
| 1. Alt tahrik Elemanı | 4. El bandı |
| 2. Giriş platformu | 5. Tahrik Zincirleri |
| 3. Giriş basamağı | 6. Tahrik Ünitesi |

7. Üst tahrik ve Gerdirme

8. Basamak makarası kılavuz yolu

9. Muhafaza iskeleti



Şekil 2.2 Yürüyen merdiven a) Şematik b) Alt tahrik ünitesi ve kılavuzlar içinde basamaklar

Tesis edilecek yerin özelliğine ve insan akışının yoğunluğuna göre, binaların içinde katlar arasında veya metro istasyonlarında görüldüğü gibi tünel tipinde yürüyen merdiven uygulamaları vardır. Tablo 2.1’de bazı karakteristik değerler görülmektedir. [1]

Tablo 2.1 Yürüyen merdivenlere ait bazı karakteristik değerler

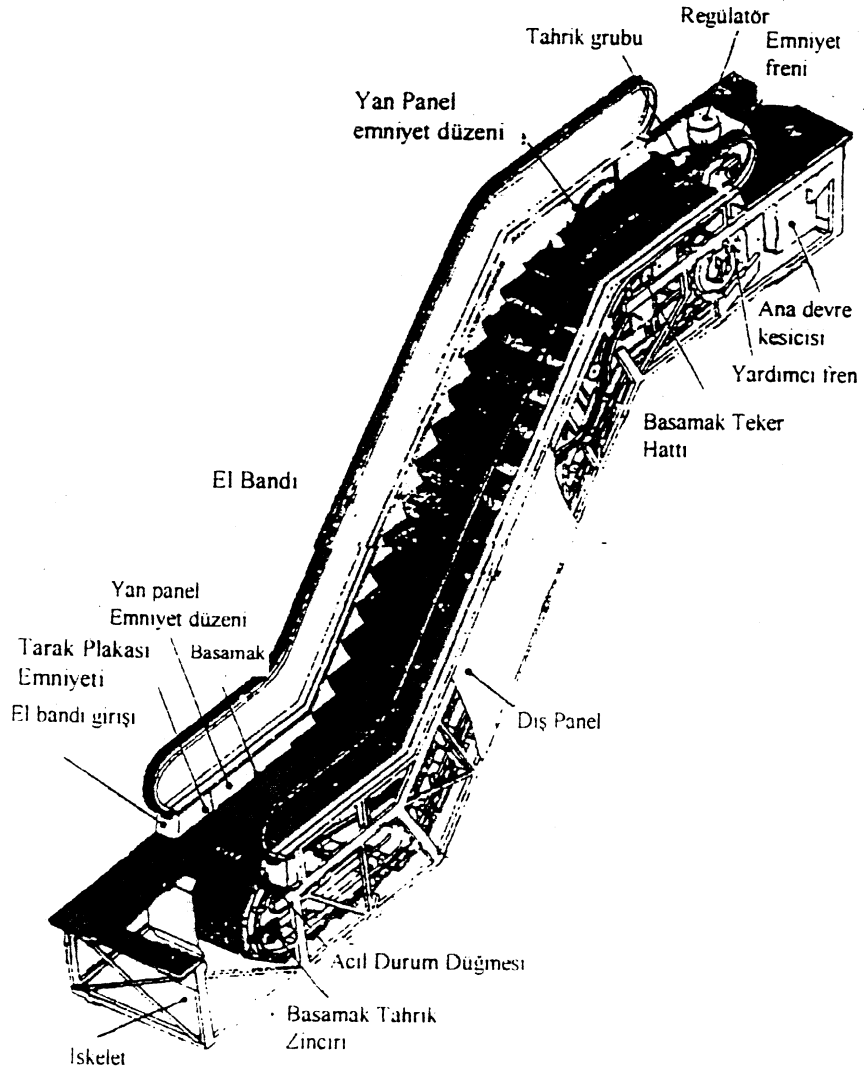
Karakteristikler	Katlar Arası		Tünel Tipi			
	A	B	A	B	C	D
Tam kapasite [P/h]	9720	4860	16200	16200	16200	16030
Maksimum yükseklik [m]	8	12	65	45	25	12
Basamak Genişliği [mm]	1000	600	1000	1000	1000	1000
Basamak Hızı [m/s]	0,54	0,54	0,9	0,9	0,9	0,9

Güvenlik talimatları uyarınca yürüyen merdivenin hızı 1 m/s’den daha yüksek seçilemez. Bundan daha yüksek hızlarda yolcuların yürüyen merdivene binmelereri ve inmeleri esnasında problemler oluşmaktadır. Bu sebeplerle basamak hızları 0.5 - 0.75 m/s arasında, eğim ise maksimum 35 derece seçilir.

Apron kısmı güvenli biniş-iniş sağlamak için 0.8 ila 1.2 m genişliğinde yapılır. 0.5 m/s hız için minimum değer, daha yüksek hızlarda ise daha büyük değerler alınır. Genellikle basamaklı yürüyen merdivenler 30° ila 35° arasında eğimlerde yapılmaktadır. Basamak adedi ise yürüyen merdivenin toplam yolu boyunca hesaplanarak bulunur. Yürüyen merdivenin önemli elemanlarından biri olan el bandı, uçsuz lastik bant olarak ve basamaklardan 0.9 – 1 metre yüksekliğindeki yan

korkuluklar üzerinde özel kesitli olarak yapılır. El bandı yolcuların rahatça ellerini yaslayacakları biçimde olmalı ve basamak hızına göre ayarlı hareket etmelidir. [2]

Yürüyen merdivenlerin trafik yoğunluğuna göre sürekli çalışan veya sürekli durup çalışan modelleri de mevcuttur. Düşük yoğunlukta, fotosel ile çalışan sistemlerle yolcuların hareket etme ve yukarı veya aşağı yönde taşınması kontrol edilir. Trafik belli bir seviyenin altındaysa motor otomatik olarak kapatılmaktadır ve yeninden yoğunluk artana kadar sistem çalışmamaktadır. Diğer bir yöntem ise, yürüyen merdiven için iki ayrı hız belirlemektir. Yolcu yoğunluğu düşük iken yürüyen merdiven düşük hızda çalıştırılmakta, yolcu yoğunluğu arttığında ise yüksek hıza çıkılmaktadır.



Şekil 2.3 Yürüyen merdivenin genel görünüşü

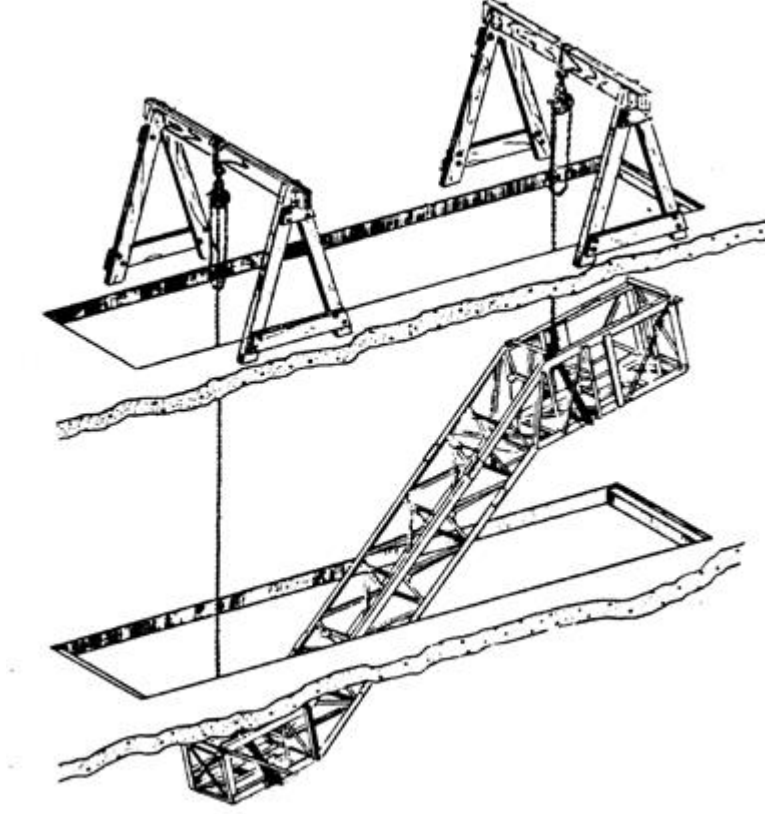
2.3.1 İskelet

Modern yürüyen merdivenlerin en temel parçası iskelet olarak adlandırılır. Şekil 2.1’de görüldüğü gibi, yürüyen merdivenin parçaları iskelet üzerinde monte edilir.

İskelet, cıvata, perçin veya kaynakla birbirine bağlanmış çelik elemanlardan oluşan taşıyıcı bir kafes olarak tanımlanabilir. İskeleti yürüyen merdiven üreticisi firma sağlar ve yine firma yetkilileri binaya montajını gerçekleştirir. İskeletin alt ve üst kısmı yatay, orta kısmı eğimlidir.

Yolcuların merdivene rahat inip binmeleri için basamakların iskelet hizasında yatay konuma gelmeleri gerekir ve bu da iskelet içinde iki tarafa monte edilmiş hatlar üzerine özel kılavuzların döşenmesi ile sağlanır. Yan panellerin görevi yolcuları korumaktır ve iskelete cıvatalar ile bağlanırlar. Bu paneller ahşap, metal, plastik veya temperlenmiş cam plakalar şeklinde olabilir. Genellikle basamak seviyesine dekoratif amaçlı yan duvarlar döşenir ve yan paneller bu duvarlar üzerine yerleştirilir.

İskelet, yürüyen merdivenin maliyetine, fonksiyonlarına ve güvenilirliğine etki eden en önemli faktör olduğu için bu çalışmada özellikle iskeletin analizi ve optimizasyonu üzerinde durulmuştur.



Şekil 2.4 Taşıyıcı aksam (iskelet)

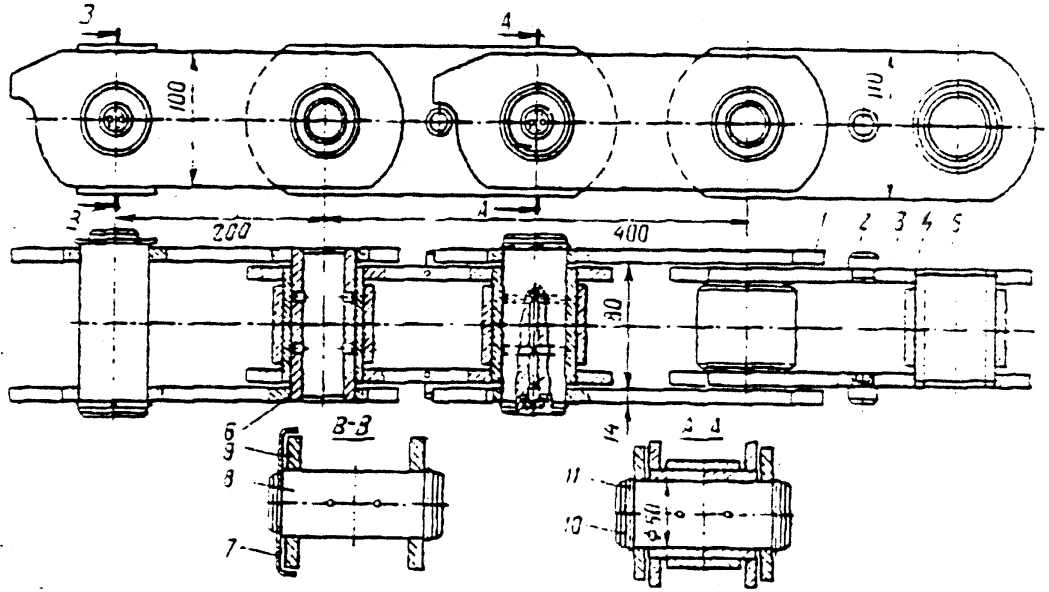
2.3.2 Tahrik Zinciri

Yürüyen merdiven basamakları iki yanlarına monte edilmiş tekerlekler yardımıyla iskelet boyunca döşenmiş paralel bir çift hat boyunca, bağlı oldukları tahrik zincirleri ile çekilerek hareket eder. Basamak ya da paletleri birbirine bağlayan iki yandaki tahrik zincirleri bisiklet zinciri görünümündeki makara ve baklalı zincir tipindedir.

Bu zincir, yapısına uygun tasarımdaki ana tahrik ve gerdirme arabası zincir dişlileri üzerinden dolaşarak sürekli hareket ettirilir. [2]

Yürüyen merdivenlerde tahrik elemanı olarak genellikle lamelli zincir kullanılır. Şekil 2.5'te görülen lamelli zincirlerde taksimat 100, 135 veya 200 mm olarak alınır. Yürüyen merdivenler için kullanılan lamelli zincirler, tek yönlü olarak eğilmeye müsaade eden dış lamel üzerinde zincir tutucusu ile donatılmıştır. Yürüyen merdivenin rotası üzerinde makara kılavuz yolu ile zincir tutucuları birlikte zincirin düğümlenmesine engel olur ve düzgün çalışmasını temin ederler.

- | | |
|------------------|--------------------|
| 1. Dış lamel | 6. Pim |
| 2. Zincir Tutucu | 7. Tutucu sacı |
| 3. İç Lamel | 8. Bağlantı pimi |
| 4. Rulo | 9. Bağlantı lameli |
| 5. Burç | 10. Tespit Pimi |
| | 11. Tespit segmanı |



Şekil 2.5 Yürüyen merdivenler için lamelli zincir

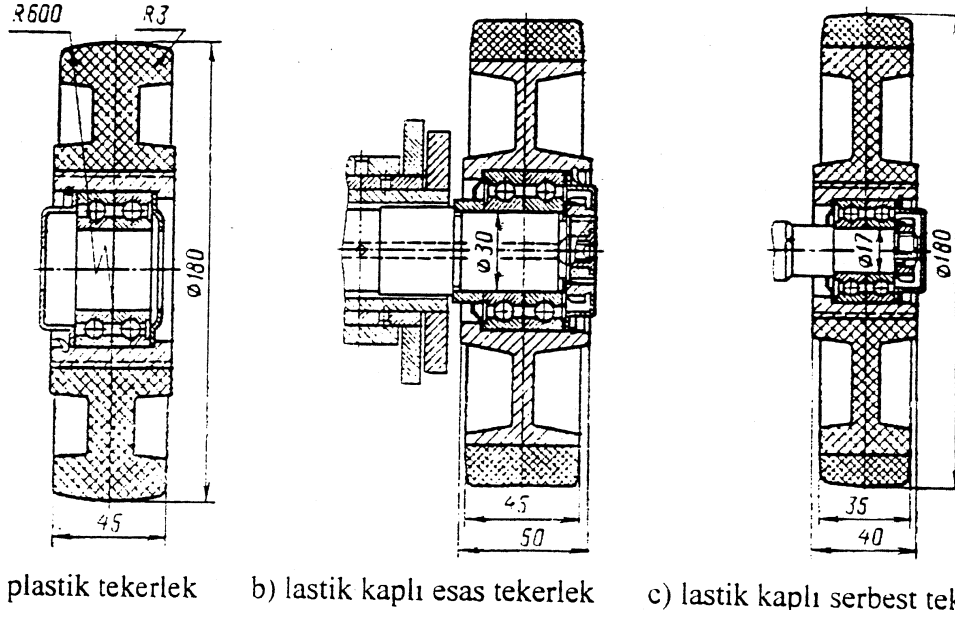
Bağlantı pimi ve tesbit pimi zincir lemellerine sıkı geçme olarak takılarak zincir mafsalları sökülmez hale getirilir. Zincir levhaları alaşımlı çelikten, burç ve rulolar çelikten, pimler yüksek alaşımlı çelikten ve hepsi ısıtılmış olarak imal edilir. [1]

2.3.3 Basamaklar

Apron giriş kat hizasında düz konumda duran iki adet basamaktan oluşur. Her bir basamak dört adet tekerlekle desteklenir. Bunlardan ikisi hareket zincirine bağlı

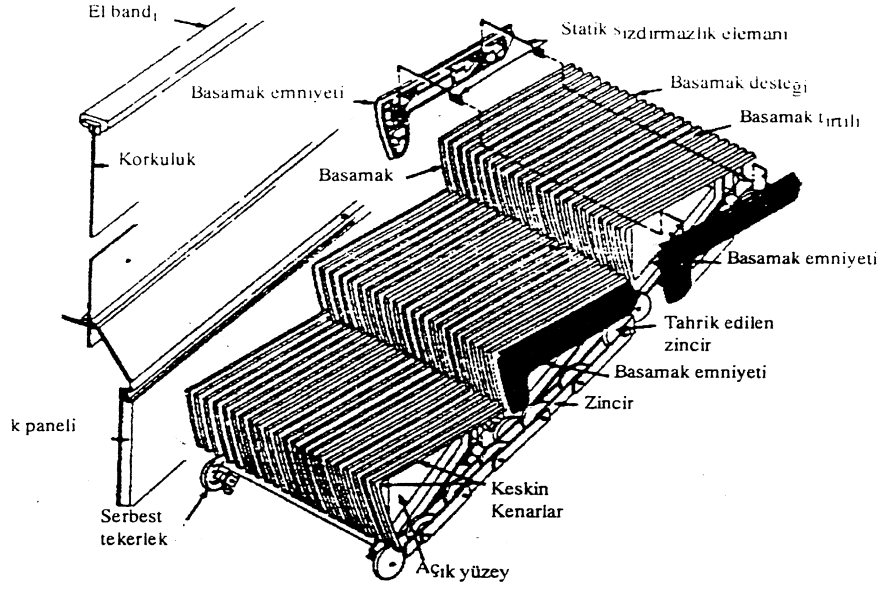
olarak çalışırken diğer ikisi ise serbesttir. Her dört tekerlek ayrı kılavuz yollarda çalışır. Böylece yatay ve eğimli çalışan yürüyen merdiven yolu üzerinde basamakların yatayda düzgün hareketi sağlanmaktadır.

Merdiven basamağı metal yüzeylidir ve alt kısmında çapları 100 ila 180 mm olan dört adet tekerlek bulunur (Şekil 2.6). Bu tekerlekler karbolit veya lifli plastik malzemeden veya çelik üzerine lastik kaplamadan yapılır. Tekerlek yatakları rulmanlı olup çalışma sırasında gürültüyü azaltmak için plastik veya üstü lastik kaplı tekerlekler kullanılır.



Şekil 2.6 Basamak tekerlekleri

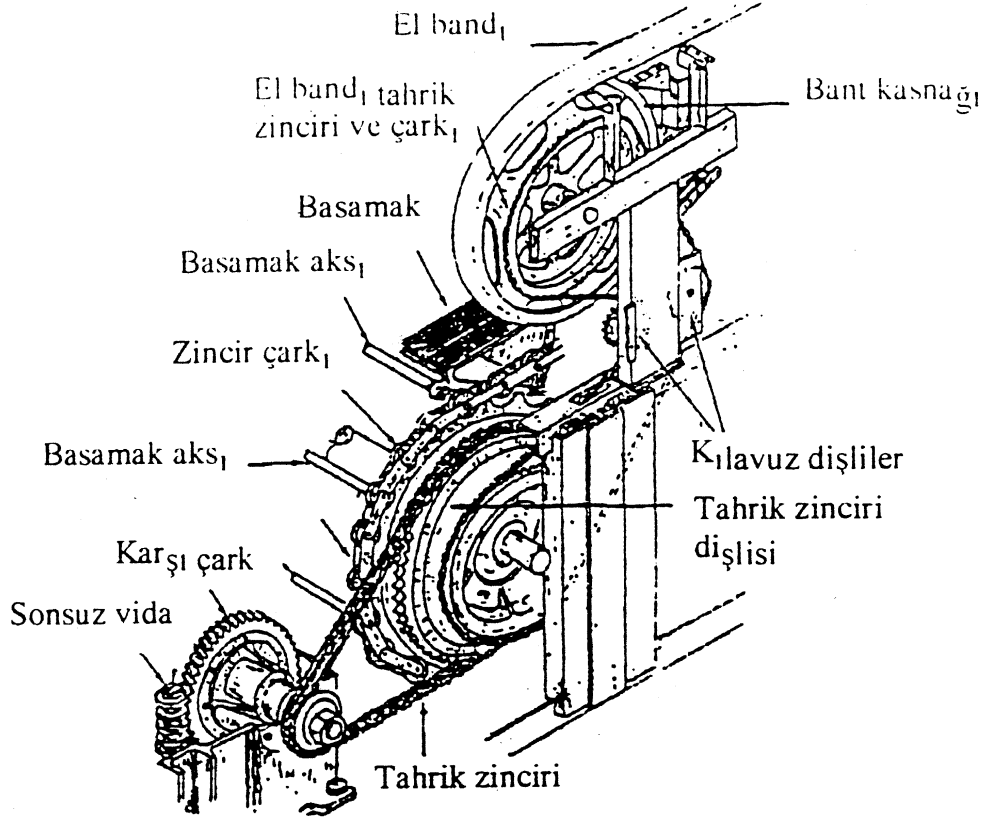
Basamak adımı, lamelli zincir hatvesinin belli katları olan 400 ila 450 mm alınır, genişlik ise 500 ila 1000 mm arasındadır. Basamak ağırlığı 25 ila 60 kg civarındadır. Ortalama yolcu yükü 800 – 2400N alınan tasarımlarda, apronun doğrusal kütlesi yaklaşık olarak 200 – 275 kg/m alınır. [3] Şekil 2.7’de basamak etekleri ve çalışma anında basamakların konumu görülmektedir. Basamak önü ve üst yüzeyi tırtıllı biçimde düzenlenmiştir.



Şekil 2.7 Merdiven basamak etekleri

2.3.4 Tahrik Grubu

Yürüyen merdiven tahrikinde genellikle tek kademeli redüktörlü veya zincir mekanizmalı tahrik üniteleri kullanılmaktadır. Daha nadir olarak paralel şaft ve sonsuz vida mekanizmaları da kullanılmaktadır. Bazı yürüyen merdivenlerde zincir çarkına her iki yandan bağlı dişli kutulu iki ayrı tahrik ünitesi bulunabilir. Tahrik grubunda kremayer mekanizması kullanılan uygulamalar da mevcuttur. Şekil 2.8'de basamakların ve el bandının tahrik mekanizması görülmektedir. Tahrik grubunun tamiri veya yürüyen merdivenin muayenesi gibi durumlarda devreye sokulmak üzere yedek bir daha düşük kapasiteli tahrik grubu da bulunur.

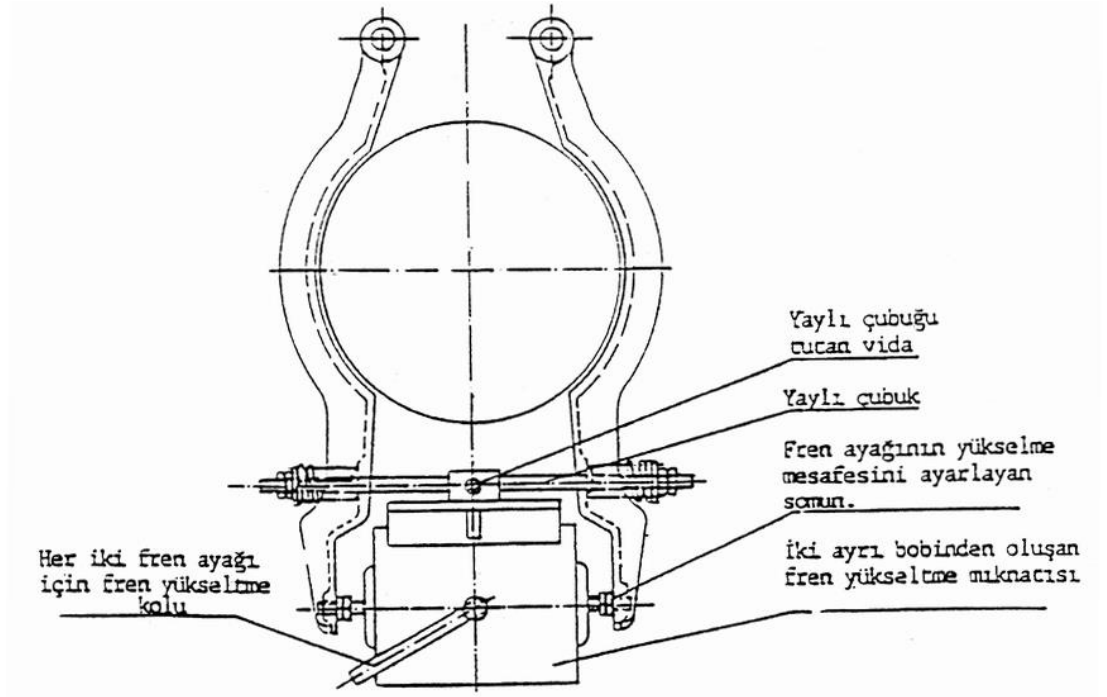


Şekil 2.8 Basamak ve elbandı tahrik düzeni

Alt kısımda yağ biriktirme kabı ve tahrik zinciri dönüş kasnağını taşıyan zincir gergi ayar arabası, üst kısımda ise motor odası ve tahrik grubu bulunur. Yürüyen merdiven doğrudan dişli veya zincir ya da her ikisinin birlikte kullanılması ile oluşan bir grup tarafında tahrik edilir. Bu iş için genellikle tek ya da çift hızlı asenkron (alternatif akım) motorları kullanılır. Daha nadir olarak doğru akım motorlarına da rastlanmaktadır. Bu motorların iki yöne dönebilme özelliği sayesinde yürüyen merdivenin yukarı aşağı hareketi sağlanır.

2.3.5 Fren

Her tahrik ünitesinde ayrı ayrı çalışan elektromanyetik blok freni, tam yüklü yürüyen merdivende yumuşak (sarsıntısız) duruş sağlayan tampon vardır. Frenler esas fren, ikincil fren veya her ikisi de olabilir. Duruş ve kalkışlardaki ivme, yürüyen merdivenin frenlenmesi esnasında $0,6 \text{ m/s}^2$ değerini geçmemelidir. [1]

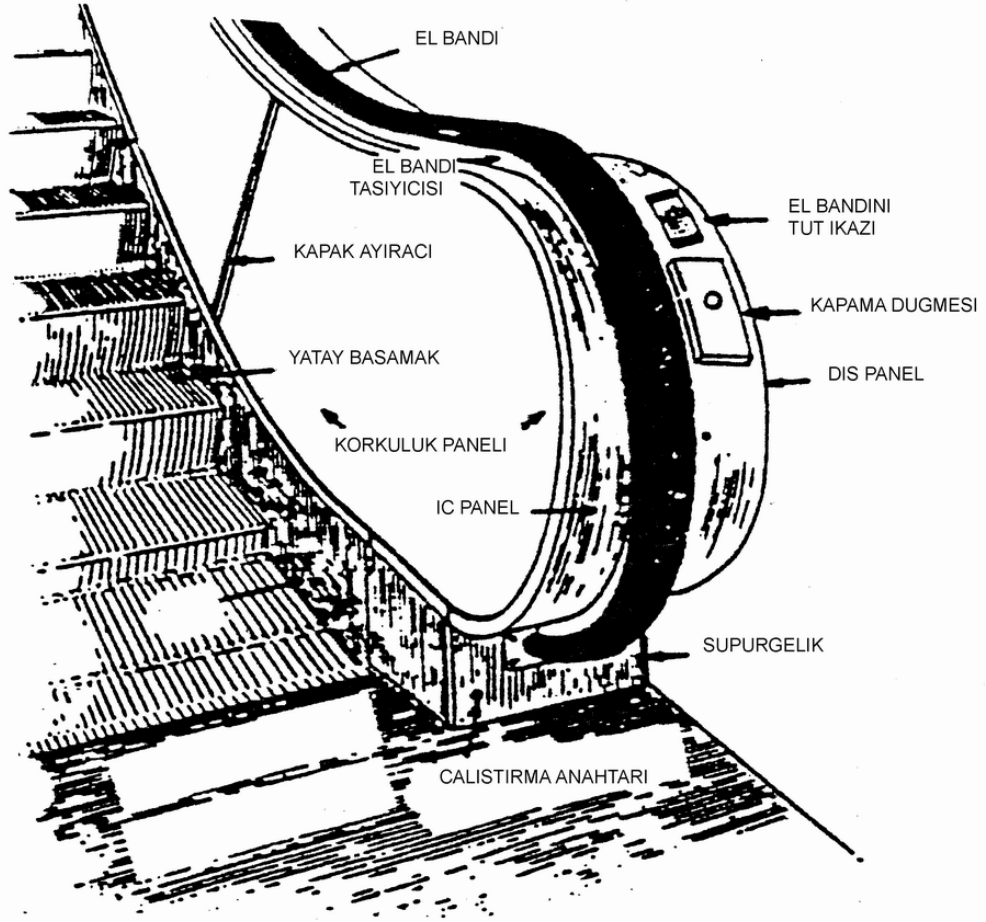


Şekil 2.9 Emniyet freni

2.3.6 El Bandı

Yürüyen merdiven el bandı, kesintisiz olarak üretilir ve bir klavuz üzerinde hareket eder. Dönüş hızı basamak hızına göre ayarlanır. Bunun için yürüyen merdivenin ana tahrik milinden iki zincir transmisyonu ile tahrik edilir. El bandının lineer ağırlığı 1,85-2,5 kg/m dir. Ortalama lineer yükü 50 N/m, klavuz sürtünme katsayısı ise 0.27 – 0.37 ‘dir. [3] Şekil 2.10’de el bandı ile üzerinde çalıştığı korkuluk görülmektedir. Bu mekanizmada zincir, aktarma elemanı olarak kullanılmaktadır.

Tabzanlar genellikle elektrikli basamak zincir tahrik motoru ana dişli şaftından zincir veya kayış ile tahrik edilir ve gizlenmiş yataklar üzerinde basamakların hızına yakın bir hızda hareket eder. İnsan elininin rahatça kavrayabileceği şekilde, genellikle birkaç kat halindeki kanvas tabakasının dış kısmına vulkanize edilmiş kauçuk kaplama ile üretilirler. Dış kısımdaki kaplama doğal ya da sentetik olabilir. Bazı trabzanlar tek parça olarak montaj alanına getirilip özel ısıtıcılar ile açık olan iki ucu vulkanize edilerek birleştirilir. [2]



Şekil 2.10 Korkuluk ve el bandı

3. SONLU ELEMANLAR METODUNUN TANITIMI

3.1 Giriş

3.1.1 Genel Bilgi

Sonlu elemanlar metodunun (SEM) temelindeki fikir, karmaşık bir problemin yerine eşdeğer ancak daha basit bir problem konularak çözüme gidilmesidir. Gerçek problemin yerine başka bir problem yerleştirildiği için alınacak sonuç genellikle tam doğru sonuç değil, yaklaşık bir sonuçtur. Mevcut matematiksel yöntemler ve bilgisayar programları yardımıyla sonlu elemanlar metodu ile hemen her problemde tatmin edici yaklaşıklıkta sonuçlar elde etmek mümkündür.

Sonlu elemanlar metodunda, çözüm bölgesinin çok sayıda küçük ve birbirine bağlı altbölgeden oluştuğu kabul edilir. Bu alt bölgelere sonlu eleman ismi verilmektedir. Çözüm aşamasında tüm bu küçük sonlu elemanlar için yaklaşık sonuçlar bulunur ve sınır koşulları ve denge denklemleri kullanılarak tüm yapı için sonuca gidilir.

3.1.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Tarihi

Bu metoda “Sonlu Elemanlar Metodu” ismi yeni verilmiş olmasına rağmen, arkasındaki temel fikir yüzyıllar öncesine dayanmaktadır. Örneğin, eski matematikçiler, bir çemberin çevre uzunluğunun bulunması problemini etrafına poligon çizerek çözmüşlerdir. Poligonun köşe sayısı ne kadar artırılırsa sonuca o kadar yaklaşılmaktadır. Burada poligonun kenarları sonlu elemanlar olarak kabul edilebilir. Bu işlemin karakteristikleri, günümüzdekiler de dahil tüm sonlu elemanlar metodu problemleri için geçerlidir. [4]

Yakın zamanlarda, sonlu elemanlar metoduna benzer bir yöntem Courant tarafından 1943’te ilk kez ortaya atılmıştır. Bu yöntemde, üçgensel bölgeler üzerinde parçasal sürekli fonksiyonlar tanımlanmaktadır.

Bugün bilinen anlamıyla sonlu elemanlar metodu ise, 1956 yılında Turner, Clough, Martin ve Topp tarafından sunulmuştur. Bu çalışmada, perçin bağlantılı profil ve üçgensel iç gerilmeli tabaka şeklindeki sonlu elemanların bir uçağın analizinde kullanımı ele alınmıştır. Bu çalışmanın, sonlu elemanlar metodunun gelişmesine en önemli katkılardan birini gerçekleştirdiği kabul edilmektedir.

Bilgisayar teknolojisinin gelişmesi, bu yönteme çok büyük katkı sağlamıştır çünkü kısa zamanda çok fazla sayıda hesap yapılmasını olanaklı kılmıştır. Aslında bu gelişmenin bu yöntemi olanaklı kıldığı da söylenebilir çünkü basit bir analizde bile gerçekleştirilmesi gereken işlem adedi bu yöntemin elle uygulanmasını hemen hemen imkansız hale getirmektedir.

Bilgisayarların gelişmesiyle birlikte sonlu elemanlar metodunun yayılması da büyük bir hız kazanmıştır. İlk olarak Przemieniecki'nin kitabında sonlu elemanlar metodunun gerilme analizi problemlerine uygulanması gösterilmiştir. Zienkiewicz ve Cheung ise bu yöntemin geniş olarak uygulanmasını göstermiş ve tüm alan problemlerine uygulanabilirliğini ortaya koymuştur.

Sonlu elemanlar yönteminde Galerkin metodu ya da en küçük kareler metodu gibi ağırlıklı artıklar yöntemlerinin kullanılabilirliğinin gösterilmesi uygulamalı matematikçilerin büyük ilgisine yol açmıştır. Bunun sonucunda yöntem, lineer ve non-lineer denklem çözümlerinde kullanılabilir hale gelmiştir.

Tüm bu gelişmelerden sonra, günümüzde sonlu elemanlar metodu mühendisler ve matematikçiler tarafından temelleri en kuvvetli ve en uygulanabilir yöntemlerden biri olarak görülür hale gelmiştir.

3.1.3 Sonlu Elemanlar Metodunun Avantajları, Sınırları

Sonlu farklar yöntemi, ağırlıklı artıklar yöntemleri gibi sayısal yöntemlerin çoğu, bilgisayar çağı başlamadan önce gelişmiştir ve sonradan bilgisayarlara uyarlanmıştır. Bunun aksine, sonlu elemanlar metodu bilgisayar çağının bir ürünüdür. Bu nedenle SEM'nun diğer sayısal yöntemlere göre yüksek hızlı bilgisayarlara daha uygun gelen özellikleri vardır. Bu özelliklerin başlıcaları aşağıda belirtilmiştir: [5]

a) Bu yöntem ile karmaşık geometriye sahip şekiller kolayca incelenebilmektedir. Çözüm bölgesinin alt bölgelere ayrılması ve değişik sonlu elemanların birlikte kullanılabilmesi mümkündür. Bazı bölgelerde hassasiyeti özellikle artırarak hesaplama yapılabilir. Bu yönleriyle SEM, mühendislik problemlerinde diğer sayısal yöntemlerden daha esnek ve kullanışlıdır.

b) SEM, değişik ve karmaşık malzeme özellikleri olan sistemlere kolaylıkla uygulanabilir. Noktadan noktaya değişen, anizotropik, non-lineer, histerezis, zamana bağlı, sıcaklığa bağlı malzeme özellikleri dikkate alınabilir.

c) SEM'da sürekli, süreksiz veya değişken yükler kolaylıkla ele alınabilir.

d) Sistemin temel denklemleri kurulduktan sonra sınır şartları basitçe denklemlere dahil edilebilmektedir. Bu, SEM'nun en önemli özelliklerinden biridir çünkü sınır şartları ile değişken fonksiyonlarını değiştirme gereği ortadan kalkmaktadır.

e) SEM, matematik altyapı bakımından genelleştirilebilir ve çok sayıda farklı türde problemin çözümünde kullanılabilir. Bunun için genel amaçlı ve özel amaçlı bilgisayar programları geliştirilmiştir.

Sonlu elemanlar metodunun yukarıda açıklanan avantajlarının yanında aşağıdaki sınırları da belirtilmelidir.

a) Bugünkü haliyle yöntemin bazı karmaşık olaylara uygulanmasında, diğerlerine göre daha büyük zorluklarla karşılaşmakta ve her zaman istenen sonuçlar alınamayabilmektedir. Örneğin çatlama, kırılma davranışı, temas problemleri, yumuşayan non-lineer malzeme davranışı gibi.

b) Genellikle büyük bilgisayar hafızasına ve uzun hesaplama zamanına ihtiyaç duyulmaktadır. Ancak bilgisayarların her geçen yıl güçlendiği göz önüne alınırsa bu problem zamanla ortadan kalkmaktadır.

c) Ancak malzeme parametreleri ve katsayıları son derece doğru tanımlanmışsa ve sürekli ortamın sonlu elemanlara bölümü doğru biçimde yapılmışsa gerçeğe yakın sonuçlar alınabilmektedir. Buralarda yapılacak hatalar sonucun gerçekten çok büyük miktarlarda sapmasına sebep olmaktadır.

d) Diğer yaklaşık sayısal yöntemlerde de olduğu gibi SEM'dan alınan sonuçlar dikkatlice değerlendirilmelidir. Formulasyonda kullanılan varsayımlar ve yaklaşıklıklar sonuçların değerlendirilmesinde dikkate alınmalıdır. Gerektiğinde Sonuçlar deneylerle kontrol edilmelidir.

3.1.4 Sonlu Elemanlar Metodunun Uygulama Alanları

Sonlu elemanlar metodu, özellikle son otuz yılda olgunlaşmıştır ve uygulama alanları bugün hala genişletilmektedir. Sonlu elemanlar metodunun uygulama alanlarını genel olarak aşağıdaki gibi üç grupta toplamak mümkündür: [5]

a) Denge Problemleri

Denge problemleri, problemler "sabit (kararlı) hal problemleri" olarak da anılmaktadır çünkü sistemin durumu zamanla değişmez. Bu tür problemlere örnek olarak makina ve inşaat yapılarının gerilme analizleri, katılarda ve sıvılarda kararlı sıcaklık dağılımları, sürekli akış problemleri gibi problemler gösterilebilir.

b) Özdeğer Problemleri

Özdeğer problemleri, denge problemlerinin bir uzantısıdır. Gerçekte denge ve özdeğer problemleri sınır değer problemleridir. Denge problemlerinde farklı olarak özdeğer problemlerinde bazı özel ve kritik değerler de tayin edilmelidir. Bu gruba giren problemler arasında yapıların stabilitesi ve öz titreşimleri, lineer viskoelastik

sönümleme, burkulma, göl ve limanlarda dalgaların serbest titreşimleri, katı ve esnek kaplarda akışkanların çalkalanması gibi problemler sayılabilir.

c) Yayılma Problemleri

Yayılma problemleri, zamana bağlı olan problemlerdir; sistemin ardışık durumları başlangıç şartlarına bağlı olarak belirlenir. Bunlara “başlangıç değer problemleri” de denir. Bu gruba giren problemler arasında yapılarda gerilme dalgaları, yapıların darbelere karşı davranışı, viskoelastik problemler, zeminlerden suyun geçişi, katılarda ve sıvılarda ısı geçişi, kararlı olmayan akışlar sayılabilir.

Sonlu elemanlar metodunun yapı, zemin, ısı, hidrodinamik gibi çok çeşitli mühendislik alanlarında uygulanabilmesi ve bilgisayarlar için sistematik genelleştirilmesi, yöntemin konstrüktörler ve araştırma mühendisleri tarafından geniş ölçüde benimsenmesine yol açmıştır. Sonlu elemanlar metodunun ilk ve en geniş uygulama alanı "gerilme analizi"dir. SEM'nun gerilme analizi problemlerine uygulanmasında üç yaklaşım vardır:

- (a) Yerdeğişim yöntemi
- (b) Kuvvet yöntemi
- (c) Karma yöntem.

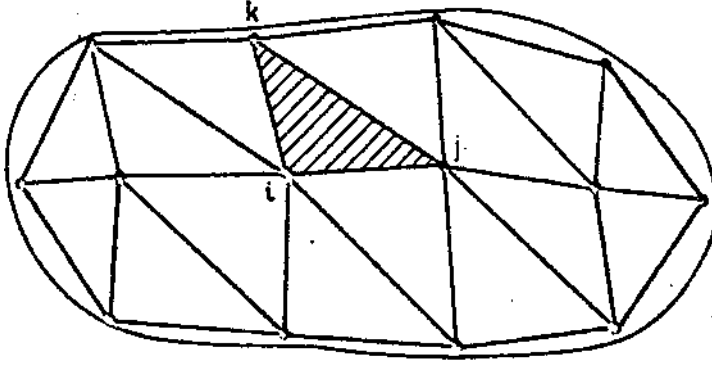
Bunlardan birincisinde yerdeğişimleri, denmeler ve deformasyonlar; ikincisinde kuvvetler ve gerilmeler; üçüncüsünde bazı yerdeğişimleri ve bazı kuvvetler bilinmeyenler veya serbest değişkenler olarak ele alınmaktadır.

3.2 Sonlu Elemanlar Metodunun Uygulanması

Sonlu elemanlar metodunun elastik ve sürekli ortamlara uygulanmasında aşağıdaki adımlar uygulanır: [4]

1. Yapının parçalara ayrılması

Sonlu elemanlar metodunda ilk adım yapının veya çözüm bölgesinin altbölümlere veya elemanlara ayrılmasıdır. Yapının kaç adet, hangi türde ve hangi boyutlarda elemanlara ayrılacağına karar verilmelidir. Örneğin Şekil 3.1’de çözüm bölgesi üçgen elemanlara ayrılmıştır,



Şekil 3.1 Çözüm bölgesinin üçgen elemanlara bölünmesi

2. Uygun bir interpolasyon veya yerdeğişimi modelinin seçimi

Karmaşık bir yapının herhangi belli bir yük altında yerdeğişimi çözümü tamamen doğru tahmin edilemeyeceği için eleman içinde uygun bir çözümün bilinmeyen çözüme yakın olduğu kabul edilmektedir. Kabul edilen çözüm hesap açısından basit olmalı, fakat belli uyumluluk ve sınır şartlarını sağlamalıdır. Genel olarak, çözüm veya interpolasyon modeli bir polinom olarak alınmaktadır.

3. Eleman katılık matrislerinin ve yük vektörlerinin elde edilmesi

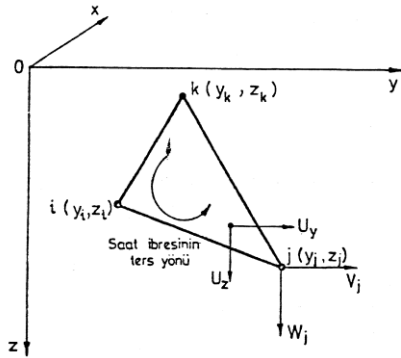
Kabule edilen yerdeğişimi modelinden, katılık matrisi $[K^{(e)}]$ ve yük vektörü $[P^{(e)}]$, denge koşulları veya uygun bir varyasyonel yöntem kullanılarak elde edilir.

4. Eleman denklemlerinin birleştirilmesiyle toplam denge denklemlerini elde edilmesi

Yapı çok sayıda sonlu elemandan oluştuğu için, tek tek eleman katılık matrisleri ve yük vektörleri uygun bir biçimde birleştirilir ve toplam denge denklemleri,

$$[K] \vec{\phi} = \vec{P} \text{ ile ifade edilir.}$$

Burada, $[K]$ birleştirilmiş katılık matrisi, $\vec{\phi}$ nodal yerdeğişimleri vektörü, \vec{P} ise tüm yapı için nodal kuvvetler vektörüdür. Örnek olarak bir üçgen elemanda nodların nasıl yer aldığı Şekil 3.2’de görülmektedir.



Şekil 3.2 Bir üçgen eleman ve düğüm noktaları (nodlar)

5. Bilinmeyen nodal yerdeğişimleri için çözüm

Sınır değerleri hesaba katılarak toplam denge denklemleri değiştirilmelidir. Sınır durumlarının da hesaba katılmasıyla genel denklem,

$$[K]\vec{\phi} = \vec{P} \quad \text{haline gelmektedir.}$$

Lineer problemlerde, $\vec{\phi}$ vektörü kolayca çözülebilir. Ancak non-lineer denklemlerde, çözüme ancak her aşamada katılık matrisi $[K]$ ve /veya yük vektörü \vec{P} 'nin değiştirilmesiyle gidilebilmektedir.

6. Sonuçların bulunması

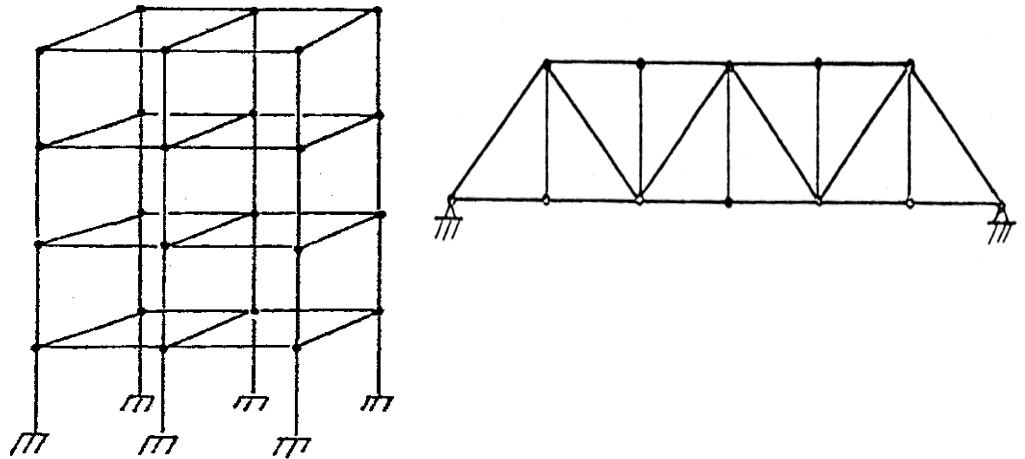
Bilinen nodal yerdeğişimlerinden, ilgili matrislerin çözülmesiyle gerilmeler ve şekil değişiklikleri elde edilir.

Yöntemin değişik disiplinlerde uygulanması ile yukarıdaki adımlarda ufak değişiklikler görölse de tüm sonlu elemanlar hesapları genel olarak bu sırayı takip etmektedir.

3.3 Sonlu Elemanlarla İlgili Özellikler

3.3.1 Sonlu Eleman Kavramı

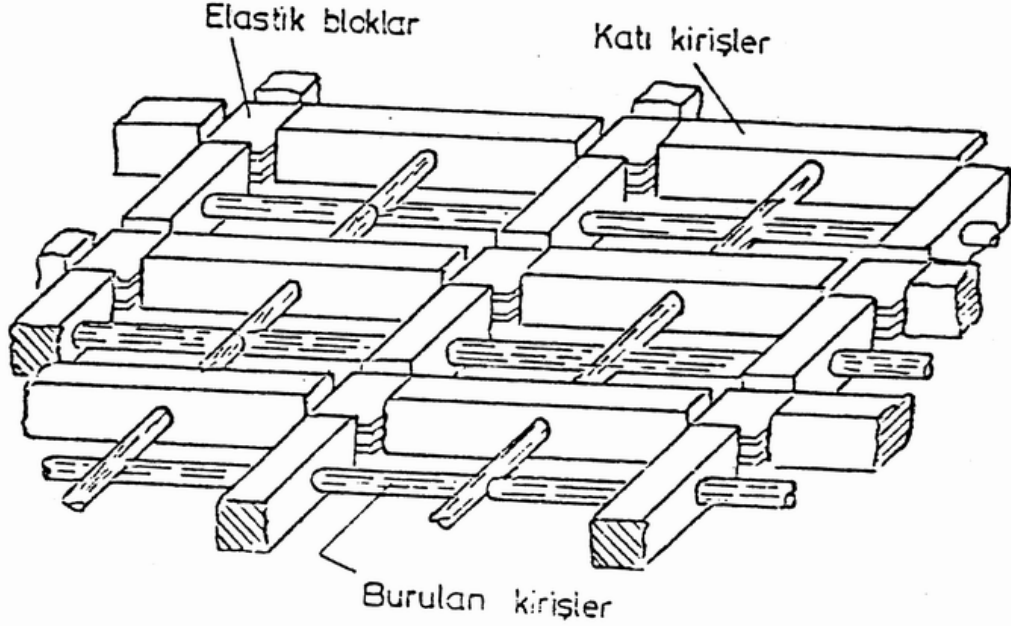
Sonlu elemanlar metodunun temelinde parçadan bütüne gitme prensibine bulunmaktadır. Bu prensip ilk önce Şekil 3.3'te görülen kiriş-kafes yapıları üzerinde uygulanmıştır. Daha sonra iki ve üç boyutlu sürekli ortamlar Şekil 3.4'te görüldüğü gibi, değişik boyutlarda kiriş elemanlarından meydana gelmiş olarak düşünülmüş ve bu yaklaşıma "parçalı eleman yöntemi" (discrete element method) adı verilmiştir.



Şekil 3.3 Kiriş-kafes yapı sistemleri

Sonlu eleman kavramı, fiziksel bakımdan kiriş-kafes yaklaşımından farklıdır. Sonlu eleman, iki veya üç boyutlu sürekli ortamın iki veya üç boyutlu bir parçası ya da bir

bölgesidir. [4] Fiziksel sistemin davranışı sonlu elemanların geometrileri ve malzeme özellikleri ile belirlenir. Bu sebeple öncelikle sonlu elemanın özellikleri bilinmelidir.



Şekil 3.4 İki boyutlu sürekli ortamın kiriş kafes sistemi gibi incelenmesi

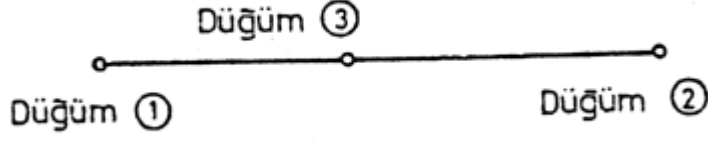
3.3.2 Sonlu Eleman Çeşitleri

Doğru sonuç elde edilmesi için ortamın iyi bir biçimde sonlu elemanlara bölünmesi gerekir. Bu da problemi çözen mühendise bağlıdır. Öncelikle, sürekli ortamın boyutuna, yapının veya cismin geometrisine uygun olarak sonlu elemanın şekli seçilmelidir. Sonlu eleman bir, iki ya da üç boyutlu olabilir. Sonlu elemanın sınırları genellikle doğru olarak seçilmekle birlikte bazı problemlerde eğri sınırlı sonlu elemanlar da kullanılabilir, hatta kullanılması gerekebilir.

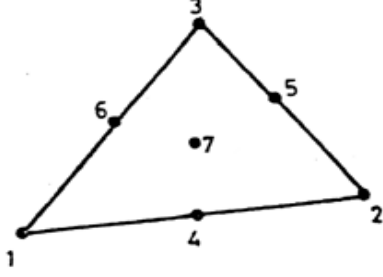
Sürekli ortamın geometrisi, malzeme özellikleri, yükleri ve yerdeğişimleri bir bağımsız uzay koordinatı cinsinden ifade edilebiliyorsa bir boyutlu sonlu elemanlar tercih edilir. Söz konusu koordinat elemanın eksenini boyunca ölçülür. Şekil 3.5'te bir boyutlu bir sonlu eleman gösterilmiştir. Bu sonlu elemanı komşu sonlu elemanlara bağlayan (1 ve 2) noktalarına "dış düğüm noktaları", (3) noktasına "iç nokta" denir.[5]

Katı mekanikinde birçok problem, yaklaşık olarak, "iki boyutlu sonlu elemanlarla" çözülebilir. Bunların en basiti üçgen elemandır. Şekil 3.6'da gösterilen üçgen elemanda (1,2,3) noktaları, bu üçgen elemanı komşu sonlu elemanlara bağlayan, "dış düğüm noktaları", (4,5,6) "kenar noktaları", (7) "iç nokta" olarak bilinir. Şekil 3.7 diğer iki boyutlu sonlu elemanları; (a) dikdörtgen elemanı; (b) iki üçgenli dik

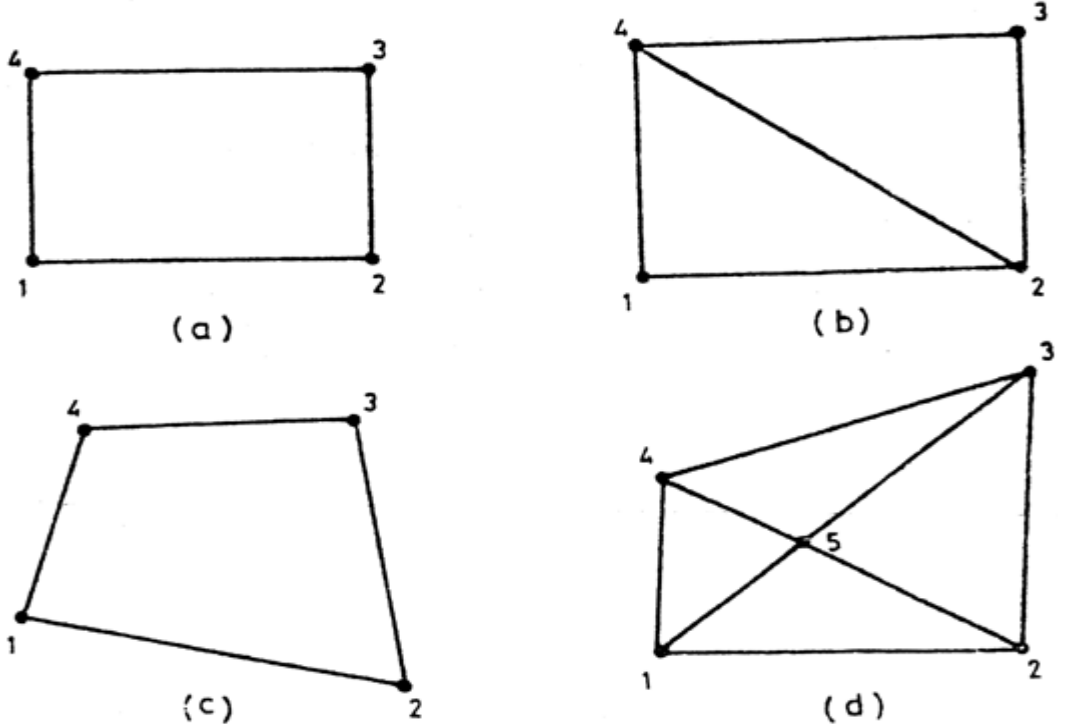
dörtgen elemanı; (c) dörtgen elemanı; (d) dört üçgenli dörtgen elemanı göstermektedir. [5]



Şekil 3.5 Bir boyutlu bir sonlu eleman



Şekil 3.6 Bir üçgen sonlu eleman



Şekil 3.7 İki boyutlu (a) dikdörtgen, (b) iki üçgenli dikdörtgen, (c) dörtgen, (d) dört üçgenli dörtgen sonlu elemanlar

Eksenel simetrik cisimlerde kesici üçgen veya dörtgen olabilen toroid veya halka sonlu elemanlar kullanılır. Bunlarda silindirik koordinatlar (r , z , θ) geçerlidir. Halka sonlu elemanda özelliklerin ve değişkenlerin hiçbiri θ 'ya bağlı olmadığı için bu elemanlar iki boyutlu gibi incelenebilir.

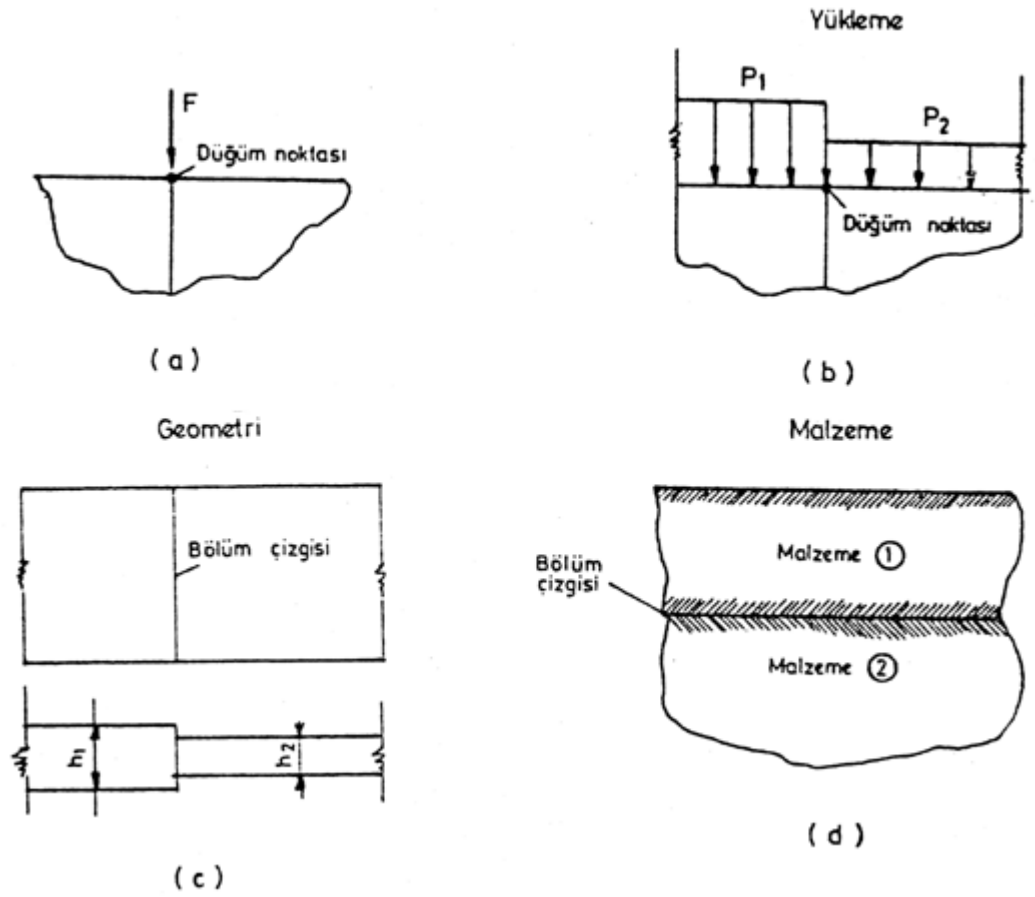
3.4 Sistemle İlgili Özellikler

3.4.1 Sistemin Sonlu Elemanlara Bölünmesi

Sistemin sonlu elemanlara bölünmesi, analizin doğruluğuna en fazla etki eden faktörlerden biridir. Bu konuda yerleşmiş bazı temel kurallar olmasına rağmen bu işlem büyük ölçüde mühendisin tecrübesi ve önsezilerine bağlıdır. Teorik olarak, sistem sonsuz sayıda ve sonsuz küçüklükte sonlu elemana bölündüğünde gerçek sonuca ulaşılır. Gerçekte bu mümkün olmadığı için amaç minimum sayıda sonlu elemanla kabul edilebilir hata payına sahip bir sonuç elde etmektir. Gereğinden fazla eleman kullanmak daha büyük bilgisayar gücü gerektirecek ve hesap zamanını uzatacaktır.

Sistem, süreksizlik noktalarından; yani geometrinin, yüklemenin, malzeme özelliklerinin keskin değiştiği yerlerden bölünmelidir. Bu yönteme "doğal bölme" adı verilir. Şekil 3.8'de iki boyutlu problemlerde doğal bölmeye örnekler gösterilmiştir. Burada (a,b) yüklemenin (c) geometrinin (d) malzeme özelliklerinin değiştiği doğal sınırları göstermektedir.

Çözüm bölgesi tamamıyla düzgün bir ağ ile bölünebilir veya gerilmelerin daha hızlı değişmesi beklenen bölgelerde daha küçük sonlu elemanlar kullanılabilir. Eğri sınırlar, kenarları doğru olan sonlu elemanlar ile yaklaşık gösterilebilir. Eğri kenarlı eş parametrelili sonlu elemanlar ile çözüm bölgelerini daha kesin tanımlamak mümkündür.

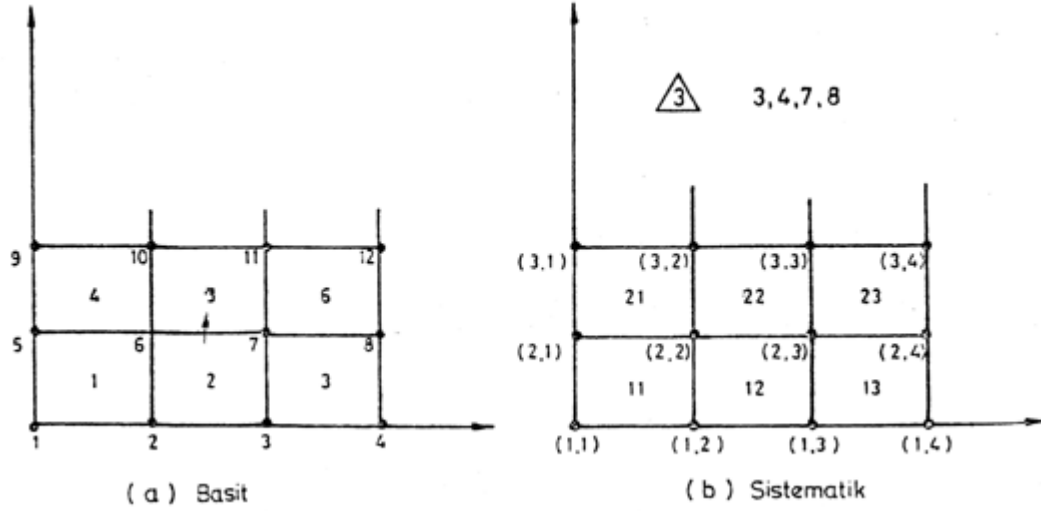


Şekil 3.8 Doğal bölmeye örnekler

3.4.2 Sonlu Elamanların Numaralandırılması

Sonlu elemanlar metodu her zaman bilgisayarla uygulandığı için veriler bilgisayara girilebilecek formatta olmalıdır. Bu sebeple tüm elemanlar ve düğüm noktalarında numara verilmelidir. Bunun için iki yol vardır. Şekil 3.9a'da basit numaralandırma sistemi gösterilmiştir. Bu sistemde hem düğüm noktalarına, hem de sonlu elemanlara sağdan sola sırayla numara verilmiş ve numaralamaya aşağıdan yukarıya doğru sıralar ile devam edilmiştir. Çözüme geçebilmek için her sonlu elemana ait düğüm noktalarının numaraları belirlenmelidir.

Şekil 3.9b'de ise sistematik numaralandırma sistemi gösterilmiştir. Bu sistemde her düğüm noktası ve her sonlu eleman iki sayı ile belirtilir. Birinci sayı sıraları, ikinci sayı sütunları gösterir.



Şekil 3.9 Sonlu elemanların ve düğüm noktalarının numaralandırılması

Bilgisayar programında her sonlu elemanın numarası ve bu elemana ait düğüm noktalarının numaraları giriş bilgileri içerisinde ayrı ayrı verilir veya bir alt program çözüm bölgesini otomatik olarak böler ve sonlu elemanları, düğüm noktalarını numaralar.

Sistemin katılık matrisinin şerit (bant) genişliği, sonlu elemanların numaralandırılması ile yakından ilgilidir. Nitekim bant genişliği

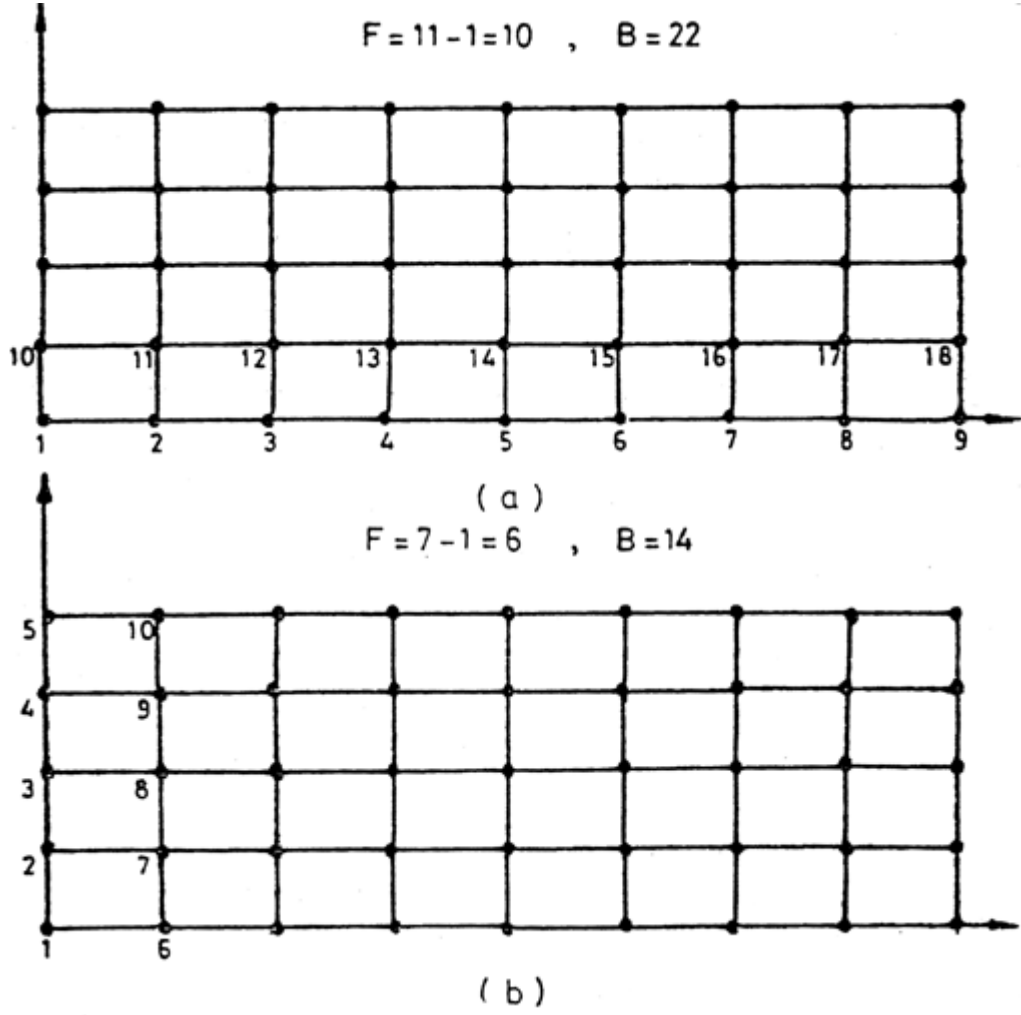
$B = (F+1) S$ ile ifade edilir; burada,

B: şerit (bant) genişliği

F: sistemdeki bütün elemanlar dikkate alınarak tesbit edilmiş, herhangi bir elemandaki düğüm numaraları arasındaki en büyük fark

S: her düğüm noktasındaki serbestlik derecesidir.

Uygun numaralandırma ile bant genişliğinin nasıl azalacağı, Şekil 3.10'da görülmektedir. Aynı yapı sisteminde bant genişliği birinci halde 22, ikinci halde 14 olacaktır. [5]



Şekil 3.10 Uygun numaralama ile şerit genişliğinin azaltılması

Dikkat edilmesi gereken durumlardan biri de sistem katılık matrisinde en büyük değerler köşegen veya köşegen civarında ise, denklem sisteminin çözümünün nisbeten daha kolay olmasıdır. Bu durumun sağlanması bazı problemlerde en uygun numaralandırma sistemine ters düşebilir.

Bilgisayarda sistem katılık matrisinin bant şeklinde saklanması halinde yer ihtiyacı $N^2/2$ yerine sadece $N \times B$ olur. Ayrıca şerit katılık matrisi ile denklem sisteminin çözüm zamanı yaklaşık $N \times B^2 / 2$ ile orantılıdır; halbuki tam dolu bir katılık matrisi ile çözüm zamanı yaklaşık $N^3 / 6$ ile orantılı olur. [5]

Yüksek dereceli yerdeğişimi fonksiyonlarının kullanılmasının gerektiği durumlarda, çok sayıda kenar noktası kullanılmamalıdır. Bunun için köşe noktalarında yerdeğişimi türevleri ilave serbestlik derecesi olarak seçilmelidir.

4. ANSYS PROGRAMININ TANITIMI

4.1 Giriş

Sonlu elemanlar analizi büyük ölçüde karmaşık matematik işlemlere dayandığı için, elle hesaplayarak uygulamak mümkün olsa da, her zaman bilgisayar programları yardımıyla uygulanır. Zaten üçüncü bölümde de belirtildiği gibi, sonlu elemanlar metodu baştan itibaren bilgisayarlarla kullanılacağı düşünülmüş ve geliştirilmiştir.

Bu sebeple son yirmi yılda sonlu elemanlar metodu için yüzlerce bilgisayar programı yazılmıştır. Bu programlar başlangıçta sadece belli özel problemleri çözecek şekilde tasarlanırsa da, bilgisayar sistemlerinin gelişmesiyle birlikte yazılan programların da yetenekleri genişlemiştir.

Son yıllarda ise, sistemin üç boyutlu tasarımı ile birlikte gerekebilecek tüm sonlu eleman analizlerinin yapılmasına olanak sağlayan paket programlar ortaya çıkmıştır. Bunlar arasında Catia, Pro/Engineer, Solidworks, I-DEAS ve ANSYS gibi programlar sayılabilir.

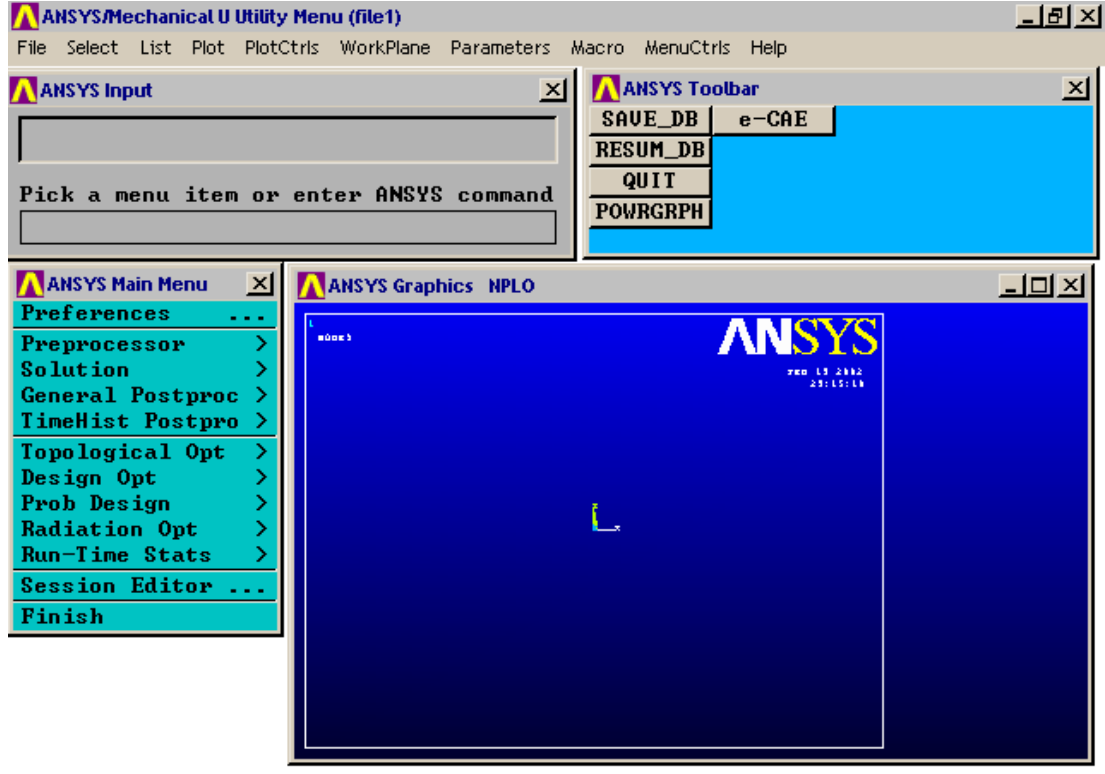
Bu tez için en uygun program olarak ANSYS seçilmiştir. Bunun sebebi ANSYS'in tasarım kısmının zayıf olmasına karşın sonlu eleman analizinde mühendisler tarafından en doğru sonuçları en kısa zamanda veren program paketi olarak kabul edilmesidir. Tasarım bölümündeki zayıflık diğer programlarla tasarlanan parçaların import edilebilmesi sebebiyle önemli bir sorun teşkil etmemektedir. Buna karşılık ANSYS'in sunduğu analiz olanakları rakip programların hiçbirleriyle kıyaslanamayacak kadar geniştir.

Günümüzde de pek çok büyük firma mühendislik hizmetlerinde ANSYS'ten faydalanmaktadır. Bunlara örnek olarak General Motors, Pratt and Whitney, NASA, GLENCO Engineering, Inc., Boeing Corp., DePuy, Inc., Mitroflow International, Ensign-Bickford Company, Advanced NMR Systems, Inc., Rubbermaid, Boston Acoustics, Wilson Sporting Goods, 3M, Motorola, AB Volvo, Siemens, B.F. Goodrich, John Deere, Honeywell, Caterpillar, Inc., IMAX Corp., Hawkes Ocean Technologies, DuPont gibi uluslararası büyük firmalar gösterilebilir.

Aşağıda bu programın kısa bir tanıtımı yer almaktadır. Programın bu tezde kullanılan tüm özellikleri tanıtılmıştır.

4.2 Programın Bölümleri

ANSYS başlatıldığında Şekil 4.1’de görülen ana pencere ekrana gelir.



Şekil 4.1 ANSYS ana penceresi

Bu pencere, kendi altında dört ayrı pencereden oluşmaktadır. En üstte solda kullanıcının yazılı komutlar verebileceği ve programın kullancıdan istediklerini bildirdiği “ANSYS Input” penceresi, üst sağda kullanıcının sık kullandığı komutlar için kısayollar yerleştirebileceği “ANSYS Toolbar” penceresi, sol tarafta programın menülerinin bulunduğu “ANSYS Main Menu” penceresi ve bunun sağında parçanın resminin ve analiz sonuçlarının gösterildiği “ANSYS Graphics” penceresi bulunmaktadır.

Programa komutlar genellikle mouse aracılığıyla verilse de, ANSYS’in tüm komutları Input penceresinde yazılı olarak verilebilir. Mouse ile verilemeyen pek çok komut ta sadece Input penceresinde verilebilmektedir. Ayrıca ANSYS kullanıcıdan bir giriş yapmasını (bir boyut ya da sayı gibi) istediğinde bu pencere aracılığıyla mesaj vermektedir.

Bunlardan başka, ana pencerenin en üstünde, sık kullanılan komutları içeren bir yatay menü çubuğu da mevcuttur.

ANSYS Menu penceresinde ise ANSYS’in bölümleri alt alta sıralanmıştır. Burada yanında “...” bulunan öğelere basıldığında kullanıcıya seçenekler sunan yeni bir pencere açılmaktadır. Yanında “>” bulunan öğelere basıldığında ise menünün ilgili

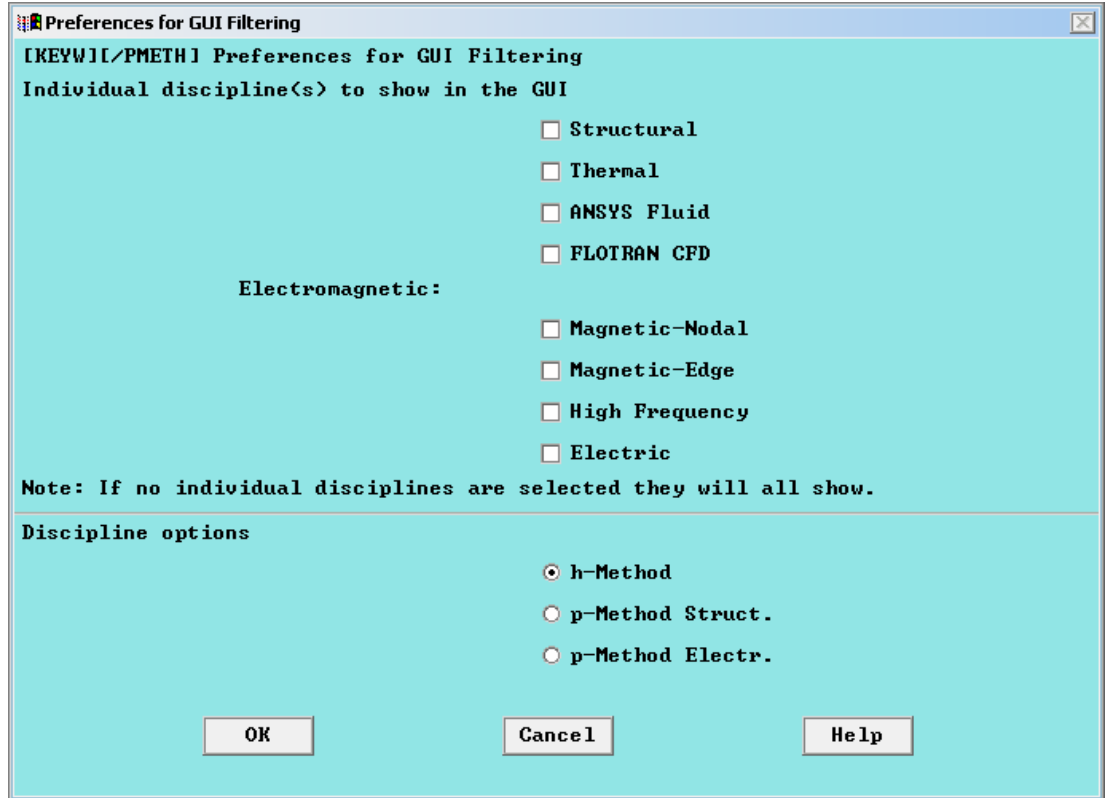
konusunun altmenüleri kullanılabilir hale gelmektedir. Aşağıda bu menüler kısaca tanıtılmıştır.

4.2.1 Preferences Menüsü

Bu menü her prjenin başlangıcında ilk kez seçilmesi gereken menüdür. Açılan pencerede (Şekil 4.2) projenin hangi mühendislik disiplininde gerçekleştirildiği seçilmelidir. ANSYS programı burada yapılan seçime dayanarak projenin devamında kullanıcıya göstereceği seçenekleri ayarlamaktadır. Pencerenin alt kısmında ise sonlu eleman analizinde hangi metodun kullanılacağı seçilmelidir. Burada h-method veya p-method arasında seçim yapılabilir.

H-metodunda elemanlar küçük boyutlu alınmakta ve fonksiyonlar linner olmaktadır. P-metodunda ise elemanlar büyük alınmakta fakat fonksiyonlar yüksek dereceli seçilmektedir. Hangisinin projeye daha uygun olduğu kararı mühendise bağlıdır ancak çoğu zaman sonuçlarda çok büyük değişiklikler olmamaktadır.

Genellikle h-metodu tercih edilir ve ANSYS de varsayılan olarak h-metodunu seçmektedir.

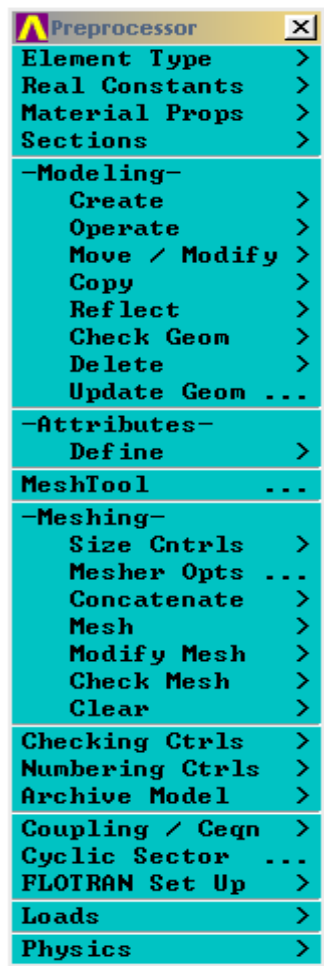


Şekil 4.2 Preferences penceresi

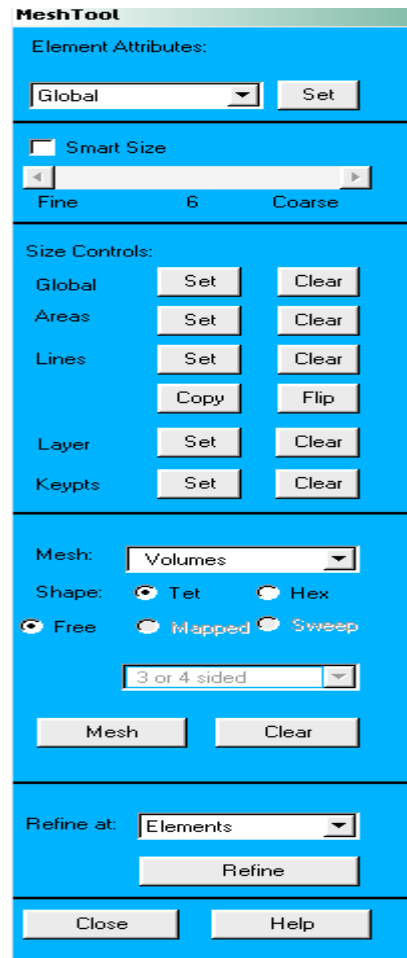
4.2.2 Preprocessor Menüsü

Şekil 4.3'te görülen Preprocessor menüsünde analiz için kritik önem taşıyan eleman tipi seçimi (Element Type), kullanılacak sabit değerlerin belirlenmesi (Real Constants), kullanılacak materyalin özelliklerinin belirlenmesi (Material Props), profil çubuklar için kesit tanımlanması (Sections), model üzerinde değişiklik yapma (Modeling), modeli sonlu elemanlara ayırma (Meshing), yükleme (Loading) gibi fonksiyonların gerçekleştirilmesi mümkündür. Bu özellikleri itibariyle analizin doğruluğu için en büyük öneme sahip olan menüdür.

Şekil 4.4'te görülen MeshTool bölümü ANSYS programının en önemli özelliklerinden biridir. Bu pencere yardımıyla katının sonlu elemanlara bölünmesi işlemi kolayca gerçekleştirilebilmektedir. Element Attributes kısmında elemanların tipi, Size Controls kısmında eleman boyutları seçilebilmektedir. Smart Size özelliği kullanılarak otomatik boyut seçimi kullanılabilir. Refine kısmında ise mesh'in inceltilerek daha kaliteli hale getirilmesi mümkündür.



Şekil 4.3 Preprocessor Menüsü

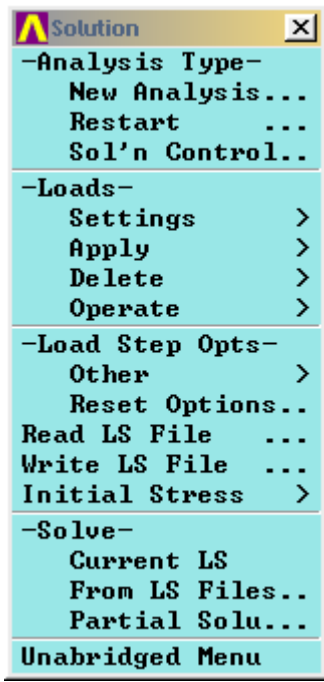


Şekil 4.4 MeshTool penceresi

4.2.3 Solution Menüsü

Şekil 4.5'te görülen Solution menüsü, Preprocessor menüsündeki tüm ayarlar gerçekleştirildikten sonra açılmalıdır. Bu menüde sonucun elde edilmesi için gereken son işlemler yapılır. Analysis Type'tan analiz tipi (Statik, Modal, Harmonik, Transient, Spektrum vb.) seçilir. Solution Control menüsünde çözümde kullanılacak matematik modeller seçilebilir. Preprocessor menüsünde yükleme işlemi yapılmadıysa veya değiştirilmek isteniyorsa, Soliton menüsündeki Loads altmenüsünden bu işlem gerçekleştirilebilir. Aynı parçaya birden fazla değişik yükleme uygulanacaksa Load Step Opts kısmında bu ayarlar yapılabilir.

Tüm ayarlar yapıldığında Solve Current LS seçilerek çözüm gerçekleştirilmelidir. Bu aşama, modelin karmaşıklığına, bilgisayarın hızına ve bellek kapasitesine göre birkaç dakikadan birkaç güne kadar sürebilir. Ayarlarda hata varsa, bu aşamada ekrana hata mesajları gelecektir.

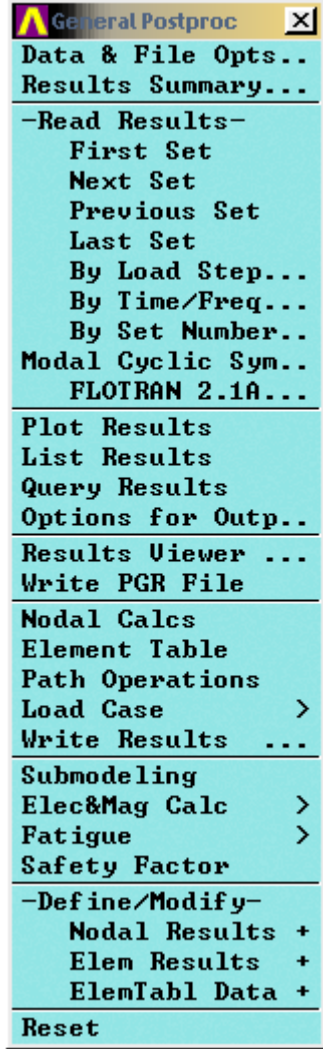


Şekil 4.5 Solution menüsü

4.2.4 General Postproc Menüsü

Çözüm aşamasının başarıyla tamamlanmasıyla birlikte General Postproc menüsü açılarak (Şekil 4.6) postprocessing aşamasına geçilmelidir. Çözüm aşamasında bilgisayarın tüm yaptığı elindeki matrisleri çözmektir ve bunu sonucunda elde ettiği ham değerler ilk bakışta mühendis için anlam taşımamaktadır. Postprocessing aşamasında çözümde elde edilen değerler ekrana grafik olarak yansıtılmakta, karşılaştırmalar yapılmakta, ve çıktı alınmaktadır.

General Postproc menüsünde eğer birden fazla yükleme adımı seçildi ise Read Results bölümünde ilgili adım açılmalıdır. Daha sonra Plot Results ile sonuçlar grafik olarak ekrana basılabilir. List Results ile de sonuçlar sayısal değerler olarak listelenebilir. Query Results ile de sonuçlar arasında arama yapmak mümkündür.



Şekil 4.6 General Postproc menüsü

4.3 Ansys İle Tipik Bir Sonlu Elemanlar Analizi

ANSYS ile mühendisliğin her dalı için sonlu elemanlar analizi yapmak mümkündür. Ayrıca aynı dalda kullanılan analiz yöntemleri de birbirinden çok farklı olabilir. Bu sebeple ANSYS'te tek bir analiz yolundan bahsetmek mümkün değildir. Ancak aşağıda çok genel olarak bir analizde izlenmesi gereken adımlar, ana hatlarıyla anlatılmıştır.

Preferences menüsünden proje tipi seçilir. Tipik bir gerilme analizi için Structural ve h-method seçilmelidir.

Eğer parça başka bir programla modellendiyse, File => Import menüsünden model yüklenmelidir. Eğer modellemede ANSYS kullanılacaksa, Preprocessor => Modelling => Create menüsündeki özelliklerle parça oluşturulur.

Element Type => Add menüsünden parçada kullanılacak eleman tipleri yüklenir. Eğer gerekiyorsa, Real Constants => Add'de gerekli sabit değerler girilir.

Material Props menüsünde kullanılacak materyal veya materyallerin özellikleri girilir. İstenirse programla birlikte gelen materyal kütüphanelerinden istenen özelliklere uygun bir malzeme de seçilebilir.

Eğer profil çubuklar kullanılacaksa, Sections bölümünde kesitler belirlenebilir.

Tüm modelleme işlemleri bittikten sonra MeshTool kullanılarak parça sonlu elemanlara ayrılmalıdır. Basit bir analiz için SmartSize özelliği ile boyut belirleyip Element Attributes'tan gerekli seçimler yapıldıktan sonra Mesh düğmesine basılması yeterli olmaktadır.

Loads => Loads => Apply menüsünden parçaya uygulanan kuvvetler, momentler, yerçekimi, ısı kaynakları vb. ayarlanmalıdır. Parçanın sabitleneceği noktalar belirlenmelidir.

Tüm yükleme işlemleri tamamlandıktan sonra Solution menüsünden Solve Current LS seçilerek çözüm işlemi başlatılmalıdır.

Çözüm bittikten sonra General Postproc => Plot Results menüsüyle sonuçların grafik çıktısı, List Results ile de sayısal sonuç çıktısı alınabilir.

Modelde, yüklemelerde ya da elemanlarda iyileştirilmelere yapılarak işlemler tekrarlanabilir.

5. YÜRÜYEN MERDİVENİN ÖLÇÜLERİNİN BELİRLENMESİ VE İSKELETİN MODELLENMESİ

5.1 Ölçüler

İlk olarak katlar arasındaki mesafe 5 metre olarak belirlenmiştir. Merdivenin eğimli kısmının eğimi güvenli ve standartlara uygun bir değer olan 30° olarak alınmıştır. Merdivenin eğimli kısmının uzunluğu,

$5 / \sin 30 = 10m$ olarak bulunmuştur.

Basamak genişliği 1100mm alınmış, basamak ağırlığı ise ortalama 40kg olarak kabul edilmiştir.

Diğer önemli ölçüler Asansörler ve Yürüyen Merdivenler kitabı [1], Yürüyen Merdivenler kısmı Sayfa 32’de gösterilen standart bir yürüyen merdivenden iskeleti örnek alınarak aşağıdaki gibi alınmıştır:

Alt Apron Yüksekliği = 1143,6 mm

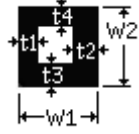
Alt Apron Uzunluğu = 1779 mm

Üst Apron Yüksekliği = 1321,6 mm

Üst Apron Uzunluğu = 2745 mm

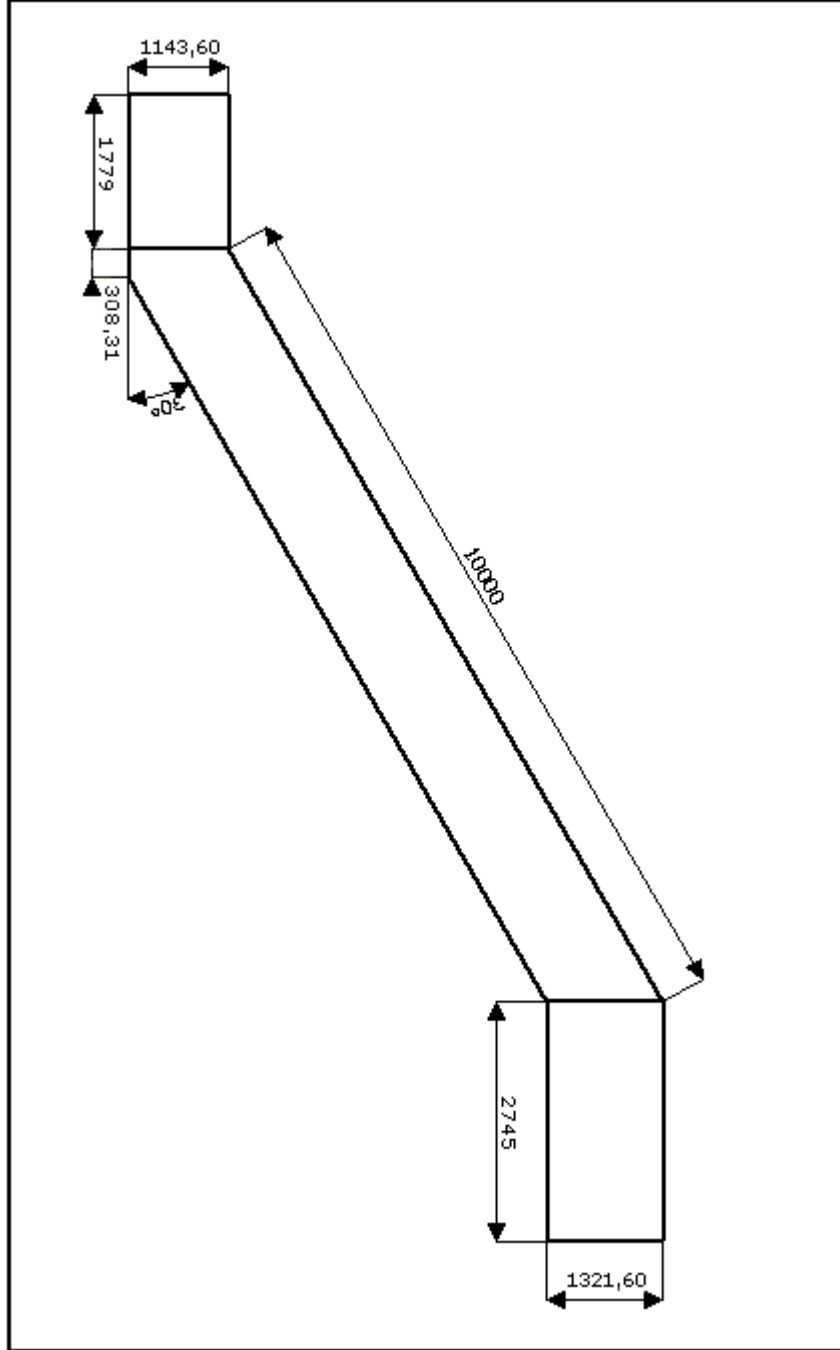
İskelet için aşağıdaki ölçülerde St34 kutu profil kullanılmıştır. [6]

Tablo 5.1 Profil ölçüleri

		Ana Profiller [mm]	Ara Profiller [mm]
	W1	40	30
	W2	60	40
	T1,2,3,4	2	2

5.2 Taslak

Yürüyen merdiven iskeletinin ölçüleri aşağıda görüldüğü gibi belirlenmiştir.



Şekil 5.1 İskelet Ölçüleri

5.3 İskeletin Bilgisayarda Modellenmesi

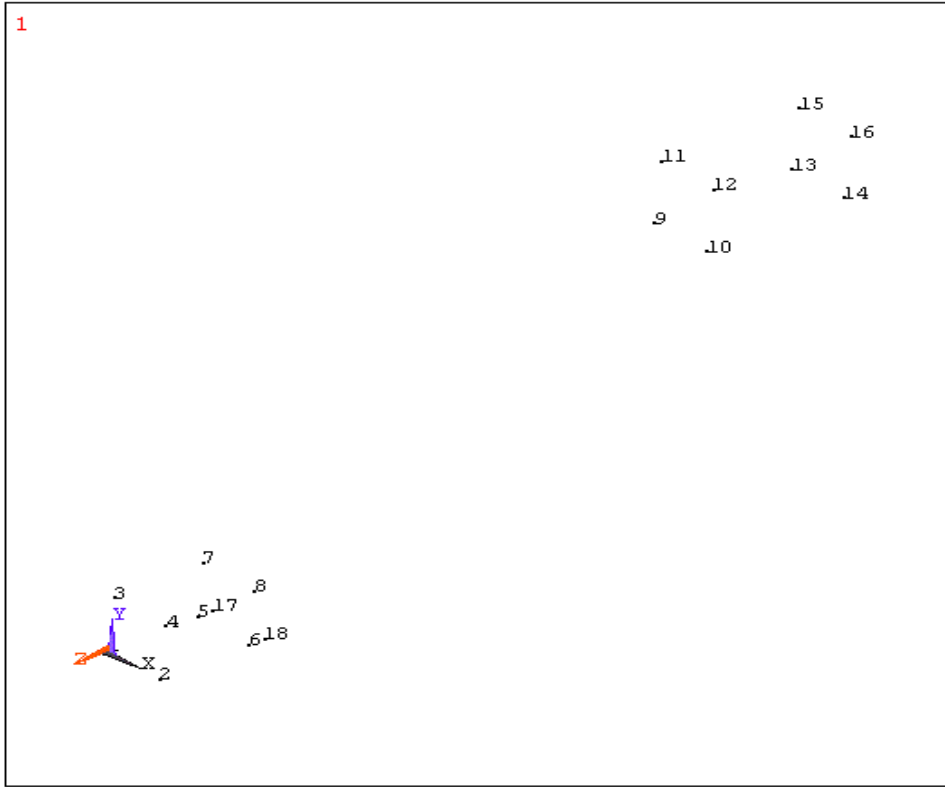
İskeletin modellenmesi için ANSYS programının modelleme araçları kullanılmıştır. İskeletin her elemanı tek boyutlu olarak kabul edilmiştir, ve bilgisayara başlangıç ve bitiş koordinatları (keypoint'ler) verilmiştir. Kesit ölçüleri, malzeme gibi özellikler bu aşamada dikkate alınmamıştır. Bunlar modelin sonlu elemanlara bölünmesi aşamasında eleman özellikleri olarak verilecektir. Bu yaklaşım, sonlu elemanlar metodunun temel prensiplerinden biri olan modelin mümkün olduğu kadar basit tutulması prensibine uygundur.

Bu aşamada, sadece ana bağlantı profilleri dikkate alınmış ve modelin sadece proje boyunca değişmeyecek kısmı bilgisayara aktarılmıştır. Bunun sebebi, optimizasyon aşamasında özellikle iskeletin eğimli kısmındaki ara bağlantı profilleri üzerinde çok fazla değişikliğe gidilecek olmasıdır.

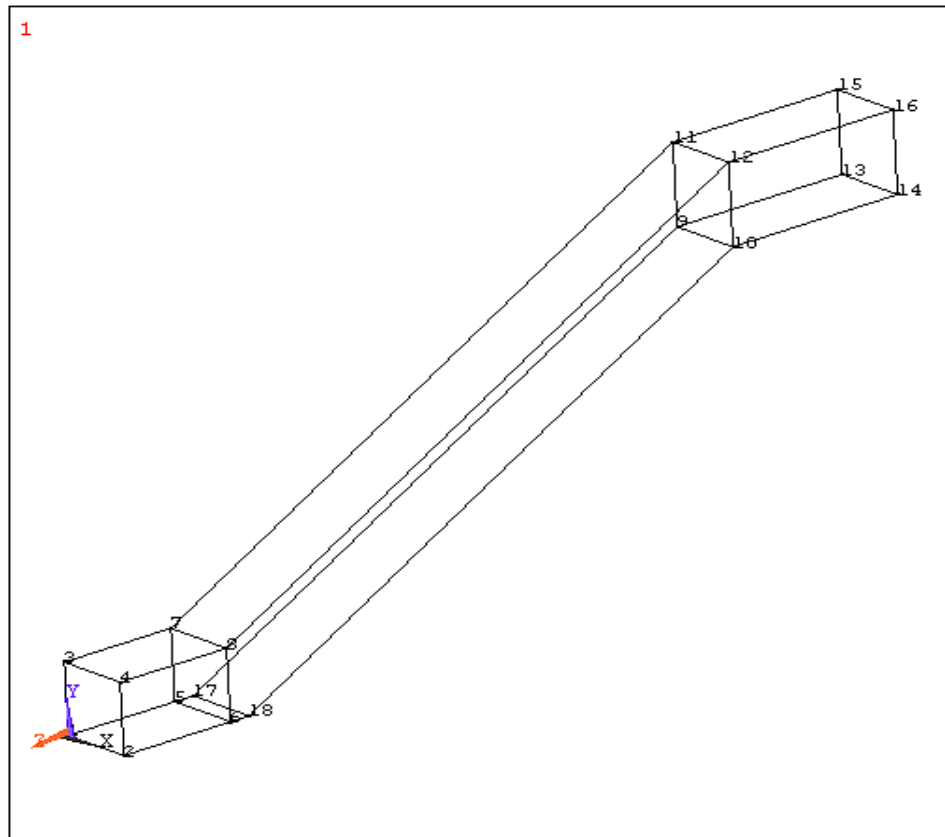
ANSYS'e verilen anahtar noktaların koordinatları aşağıda listelenmiştir.

p01: (0,0,0)	p02: (1100,0,0)
p03: (0,1143.6,0)	p04: (1100,1143.6,0)
p05: (0,0,-1779)	p06: (1100,0,-1779)
p07: (0,1143.6,-1779)	p08: (1100,1143.6,-1779)
p09: (0,4822,-10439.4)	p10: (1100,4822,-10439.4)
p11: (0,6143.6,-10439.4)	p12: (1100, 6143.6,-10439.4)
p13: (0,4822,-13184.3)	p14: (1100,4822, -13184.3)
p15: (0, 6143.6, -13184.3)	p16: (1100, 6143.6, -13184.3)
p17: (0,0,-2087.35)	p18: (1100,0,-2087.35)

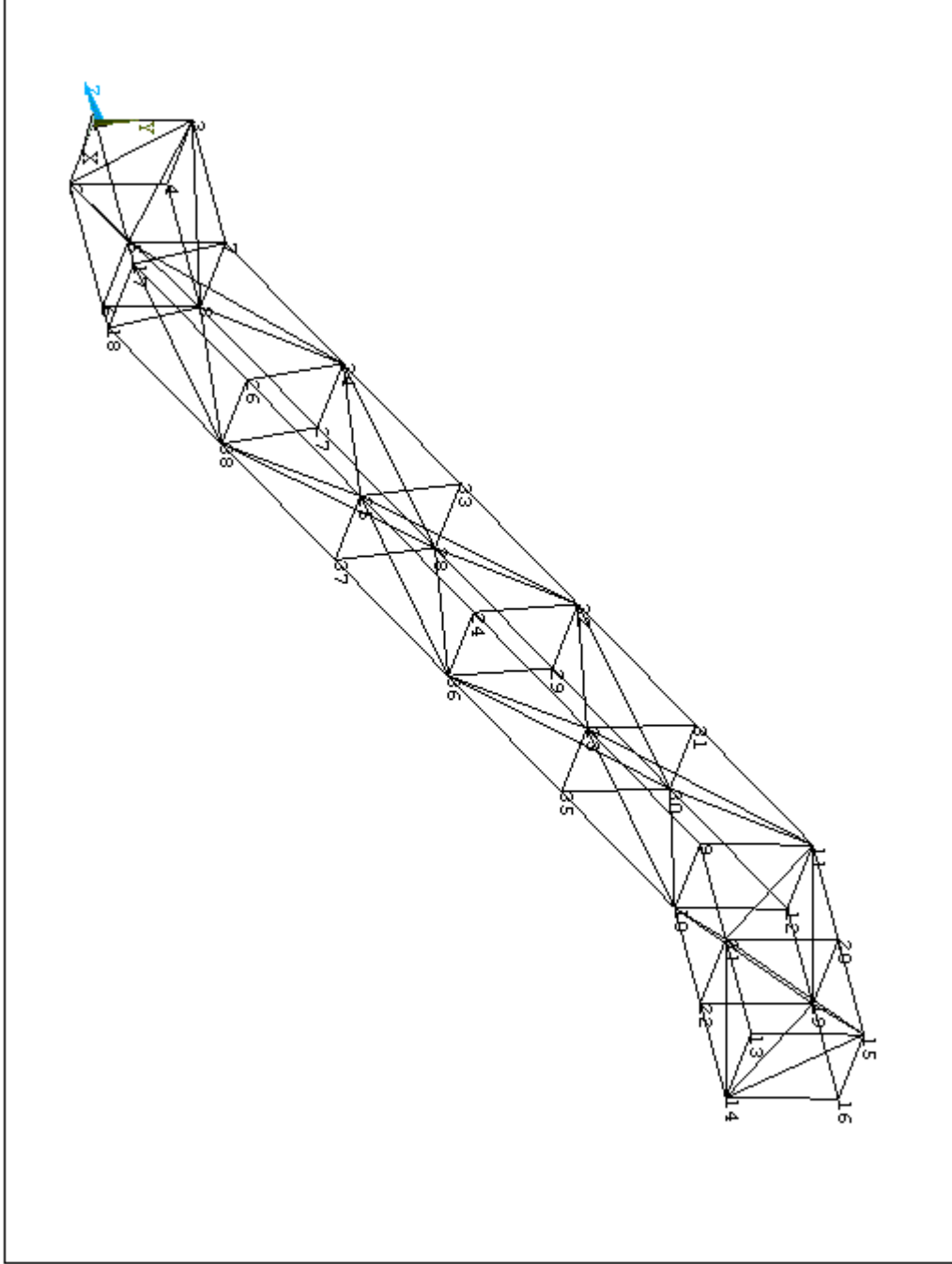
Şekil 5.2'de anahtar noktaların xyz eksenlerine göre konumları ölçekli olarak gösterilmiştir. Şekil 5.3'te bu anahtar noktalardan geçen kalın profil çubuklar çizilmiştir. Şekil 5.4'te ise örnek olarak ince profil çubuklar da modele dahil edilmiş ve son hal gösterilmiştir.



Şekil 5.2 Anahtar Noktalar



Şekil 5.3 Ana bağlantı profilleri



Şekil 5.4 Ara bağlantı profillerinin de eklenmesiyle ortaya çıkan model

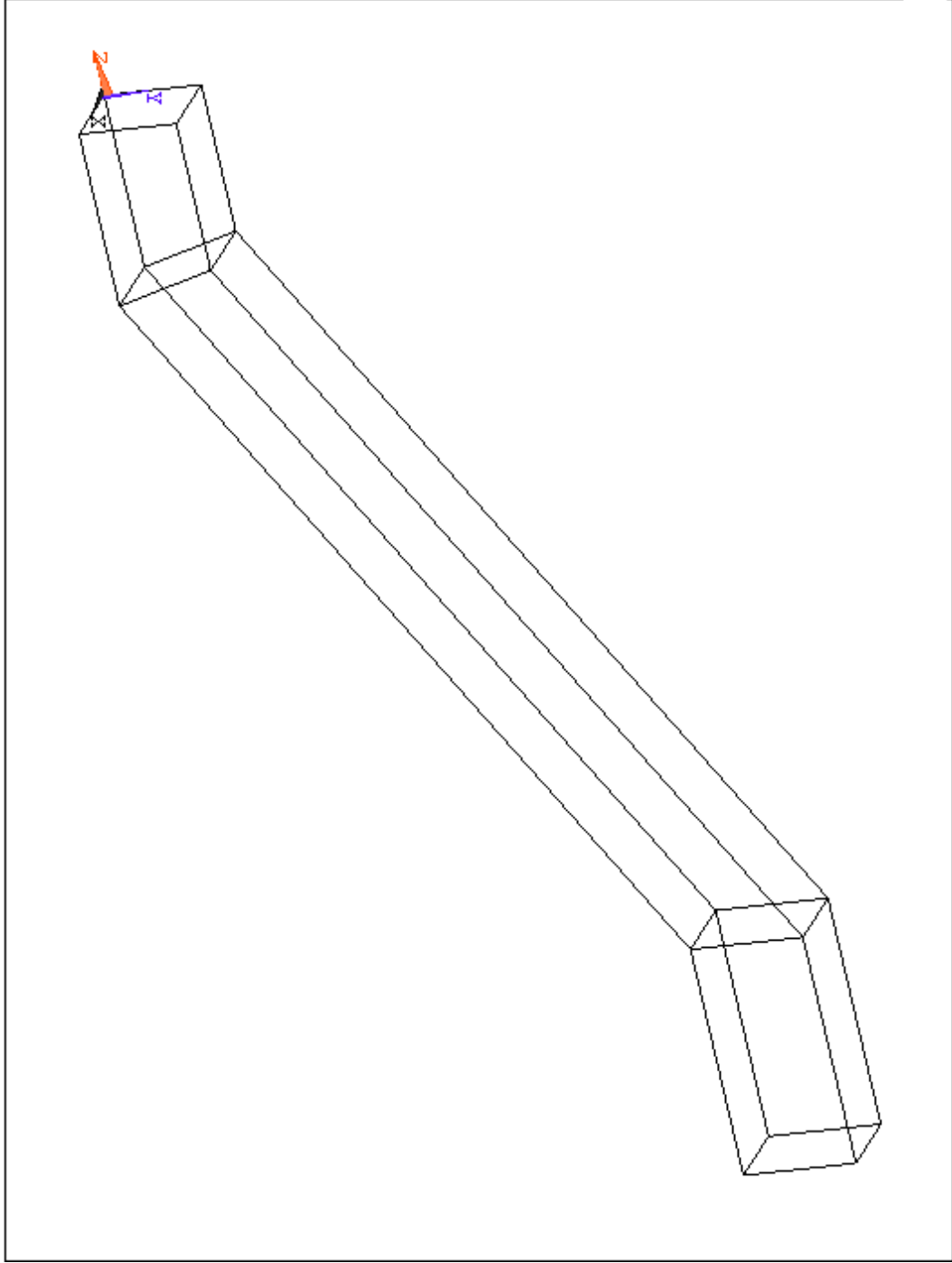
6. YÜRÜYEN MERDİVEN İSKELETİNİN SONLU ELEMANLAR ANALİZİ

6.1 Modelin Oluşturulması Ve Çözümü

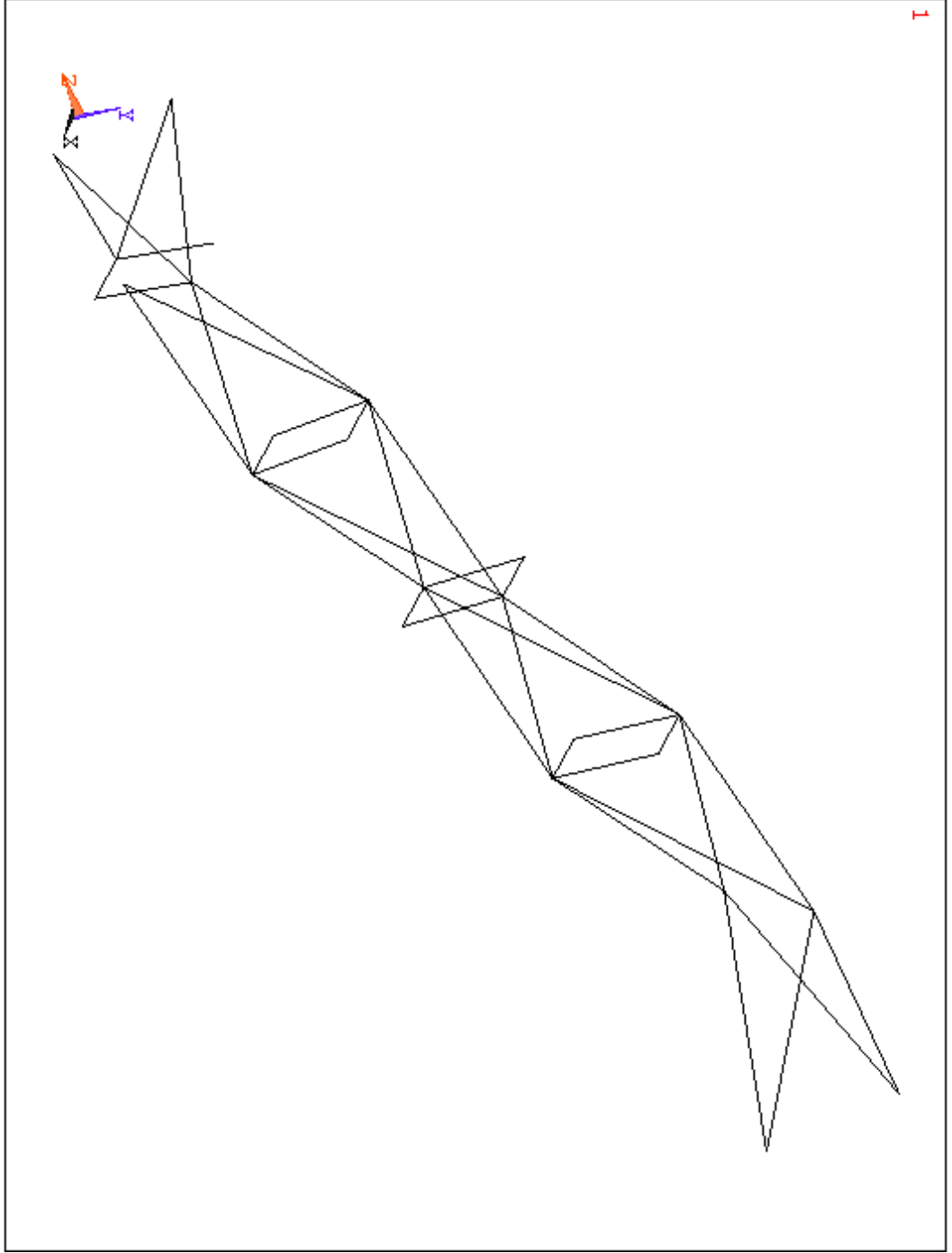
Model, Bölüm 5’te anlatıldığı gibi ana bağlantı profilleri ve ara bağlantı profillerinden oluşmaktadır. Ana bağlantı profillerinin sayısı ve pozisyonları proje boyunca sabit kalacaktır (eğimli kısmın kaç bölündüğü hariç). Ancak ara profillerin kaç adet olacağı ve ne şekilde yerleştirilecekleri iskeletin fonksiyonu, maliyeti ve sağlamlığında çok kritik öneme sahip olduğu için sonlu elemanlar metodu ile optimizasyonda en önemli unsur olarak kabul edilecektir.

Bu sebeple ilk aşamada ara bağlantı profilleri yaklaşık olarak, uygun olabileceği düşünülen adette ve konumlarda Şekil 6.2’de görüldüğü gibi yerleştirilmiştir. Şekil 6.1’de ise ana bağlantı profilleri tek başına görülmektedir. Şekil 6.3’te ise ana ve ara bağlantı profillerinin birleştirilmiş hali görülmektedir.

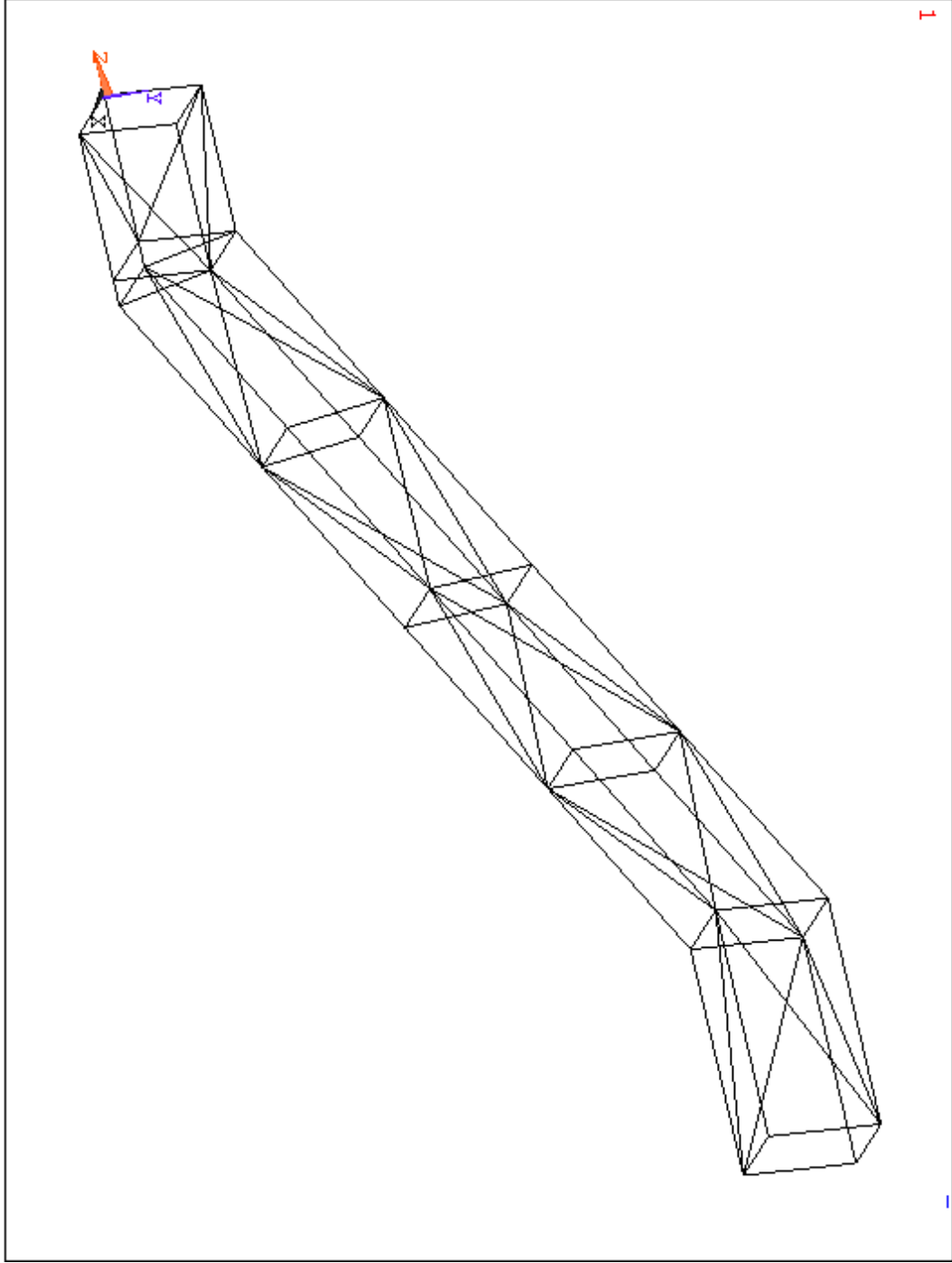
Bağlantılar kaynak ile yapılmaktadır. Eğimli ve uzun kısım birden fazla ana bağlantı profilinin kaynaklanmasıyla oluşturulmuştur. Bunlar tek, uzun bir profil gibi davranmalıdır. Bunun gerçekten böyle olup olmadığı da belirlenecektir.



Şekil 6.1 Ana Bağlantı Profilleri

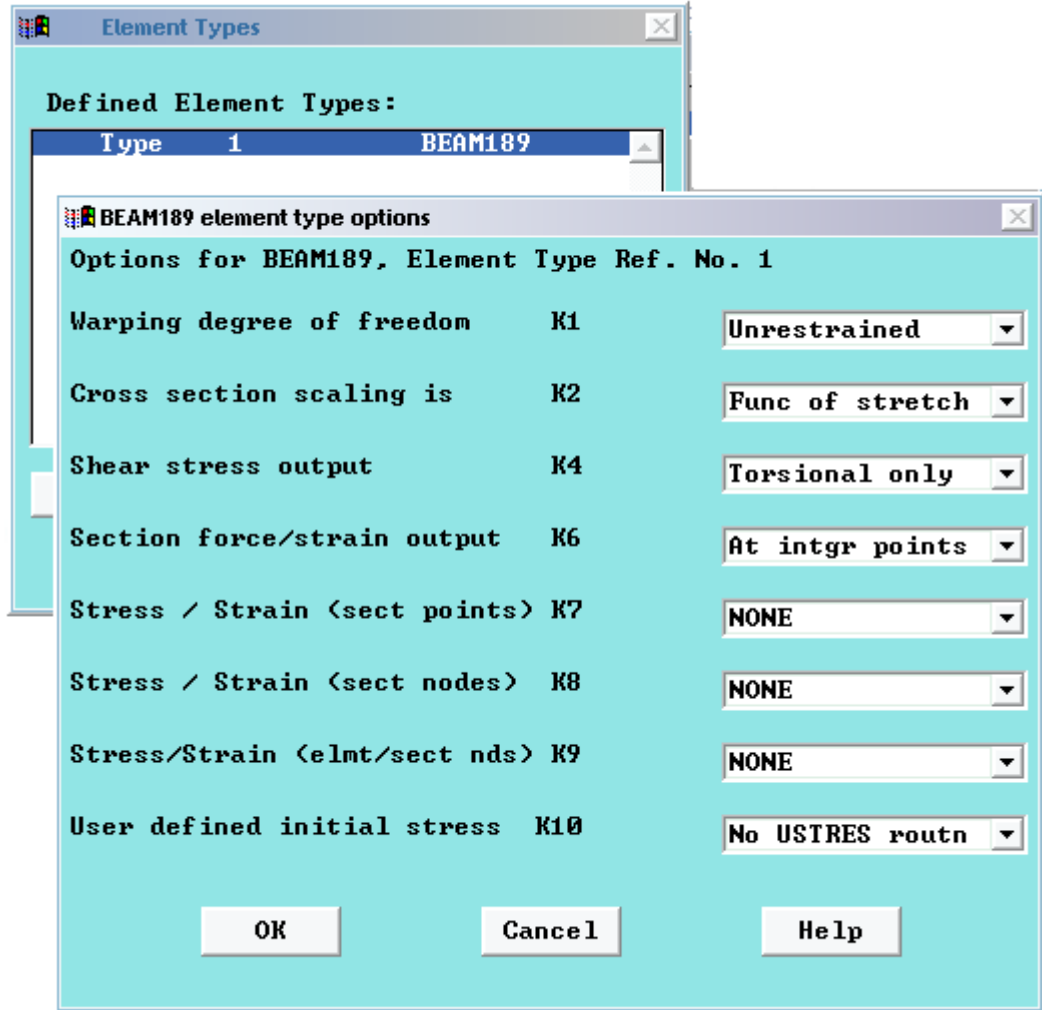


Şekil 6.2 Ara Bağlantı Profilleri



Şekil 6.3 Tüm profiller birlikte

Doğru elemanın seçimi sonlu elemanlar analizinden doğru sonuçlar alınması için büyük öneme sahiptir. Bu aşamada, özellikleri Ek A'da verilen BEAM 189 elemanı uygun bulunmuştur. Bu elemanla ANSYS programında profiller ile yapılabilecek tüm işlemler uygulanabilmektedir. Ancak karmaşık bir eleman olduğu için işlem süresini uzatmakta, daha fazla bilgisayar hafızası harcamakta, ve modelleme esnasında oryantasyon anahtar noktaları belirlenmesini şart koşturmaktadır. Optimizasyon aşamasında başka bir elemana geçilip geçilmeyeceğine karar verilecektir. Şekil 6.4'te, elemanın seçildiği ekran ve bu analiz için uygulanan seçenekler görülmektedir.



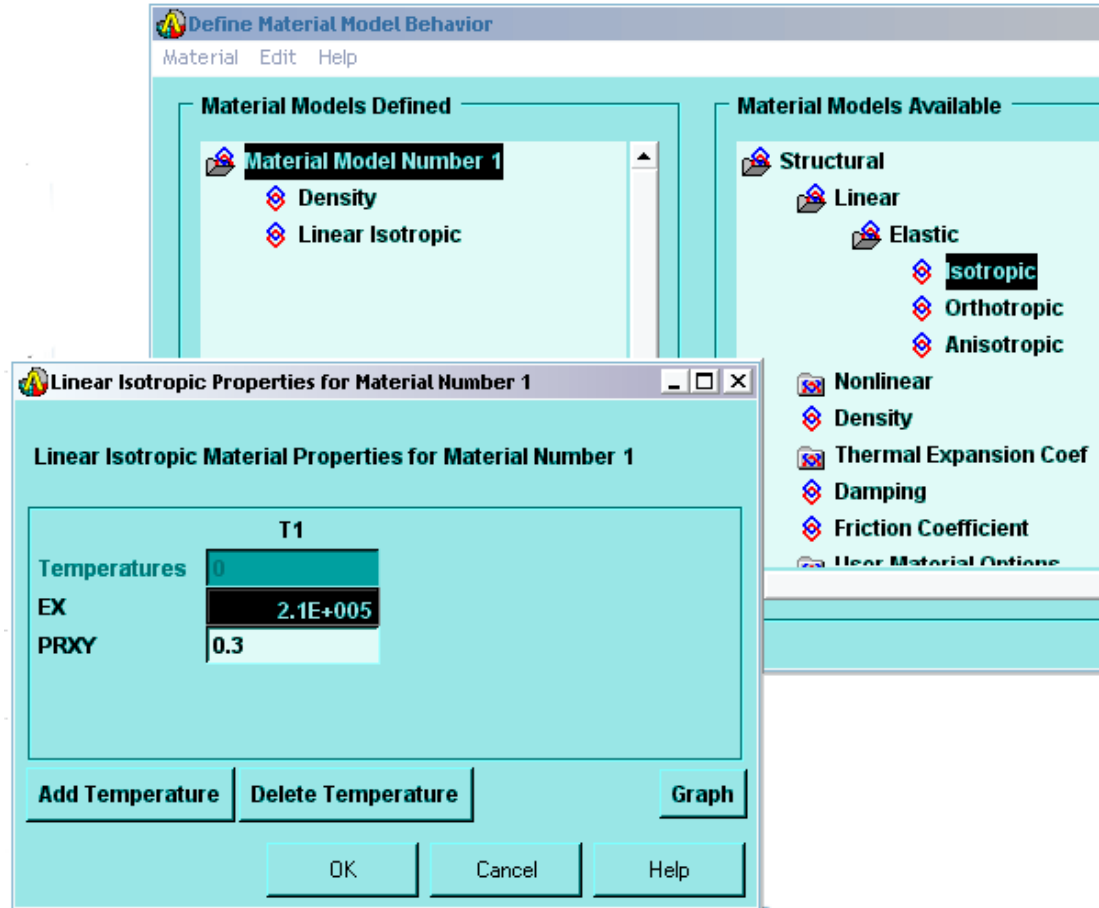
Şekil 6.4 BEAM 189 elementi için seçenekler

Malzeme özellikleri St-34 profiller için Material Props menüsünden aşağıda görüldüğü gibi belirlenmiştir. (Şekil 6.5) Yalnızca yapılacak analiz için gerekli özellikler girilmiştir.

Yoğunluk: $7,85 \times 10^6 \text{ kg/mm}^3$

Elastiklik Modülü (E): $2,1 \times 10^5 \text{ MPa}$

Poisson Oranı (ν): 0.3



Şekil 6.5 Malzeme özelliklerinin belirlenmesi

Kullanılacak ana ve ara profillerin kesitleri, Şekil 6.6’da gösterilen ölçüler girilerek belirlenmiştir.

Beam Tool

ID: 1

Name: kalın

Sub-Type:

Offset To: Centroid

Offset-Y: 20

Offset-Z: 30

W1: 40

W2: 60

t1: 2

t2: 2

t3: 2

t4: 2

0

Coarse Fine

OK
Apply

Close
Preview

Help
Meshview

Beam Tool

ID: 2

Name: ince

Sub-Type:

Offset To: Centroid

Offset-Y: 15

Offset-Z: 20

W1: 30

W2: 40

t1: 2

t2: 2

t3: 2

t4: 2

0

Coarse Fine

OK
Apply

Close
Preview

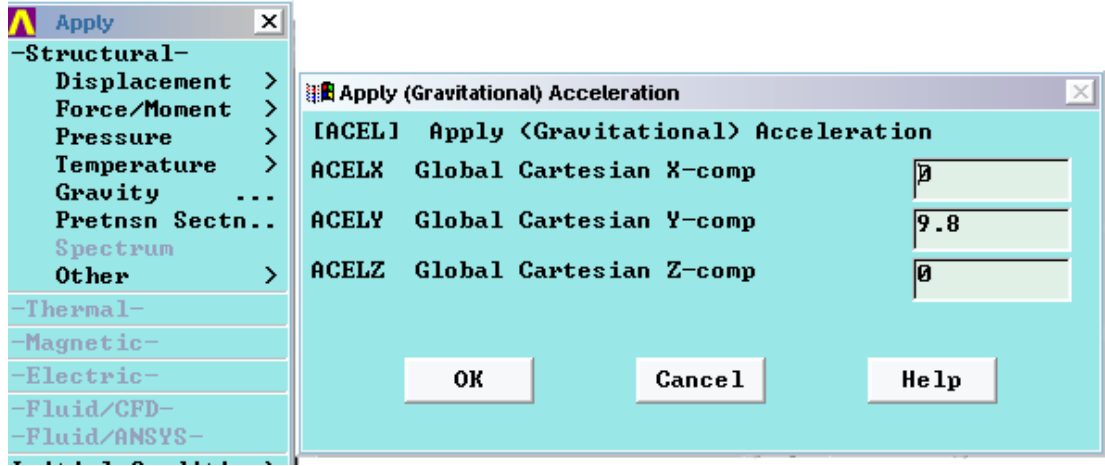
Help
Meshview

Şekil 6.6 Profil kesitlerinin belirlenmesi

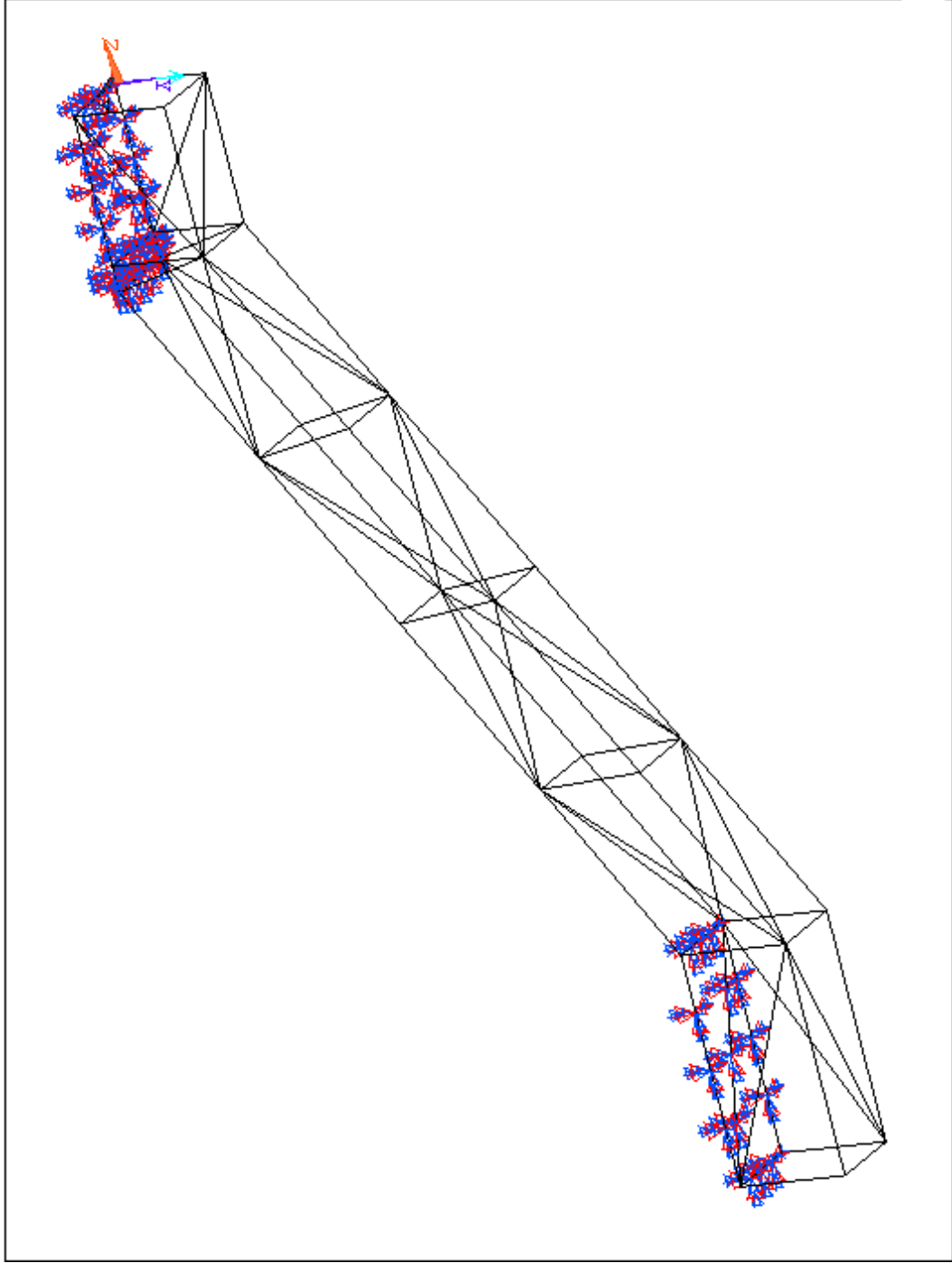
Modelin sonlu elemanlara ayrılması Meshtool yardımıyla (Şekil 4.4) gerçekleştirilmiştir. Tüm profiller dört eşit uzunlukta elemana ayrılmıştır. Tüm elemanlar BEAM 189 türündedir, ana ve ara profiller arasındaki tek fark kesit biçimleridir (Şekil 6.6).

Bu aşamadan sonra sıra, yine analizin doğruluğunda çok büyük payı olan yüklerin belirlenmesi aşamasına gelmiştir. Bu bölümde, yük olarak sadece modelin kendi ağırlığı alınacaktır. Böylelikle öncelikle yürüyen merdiven iskeletinin kendi ağırlığını taşıyıp taşıyamadığı belirlenecektir. Bu sebeple yük olarak sadece yerçekimi ($g=9.8\text{m/s}^2$) verilmiştir (Şekil 6.7).

Bunun dışında üst ve alt apronların alt kısımları hiç serbestlik dereceleri kalmayacak şekilde sabitlenmiştir. Son durum Şekil 6.8’de görülmektedir. Sabitlenen noktalar koyu renk üç adet üçgenle belirlenmiştir.



Şekil 6.7 Yerçekimi etkisinin uygulaması



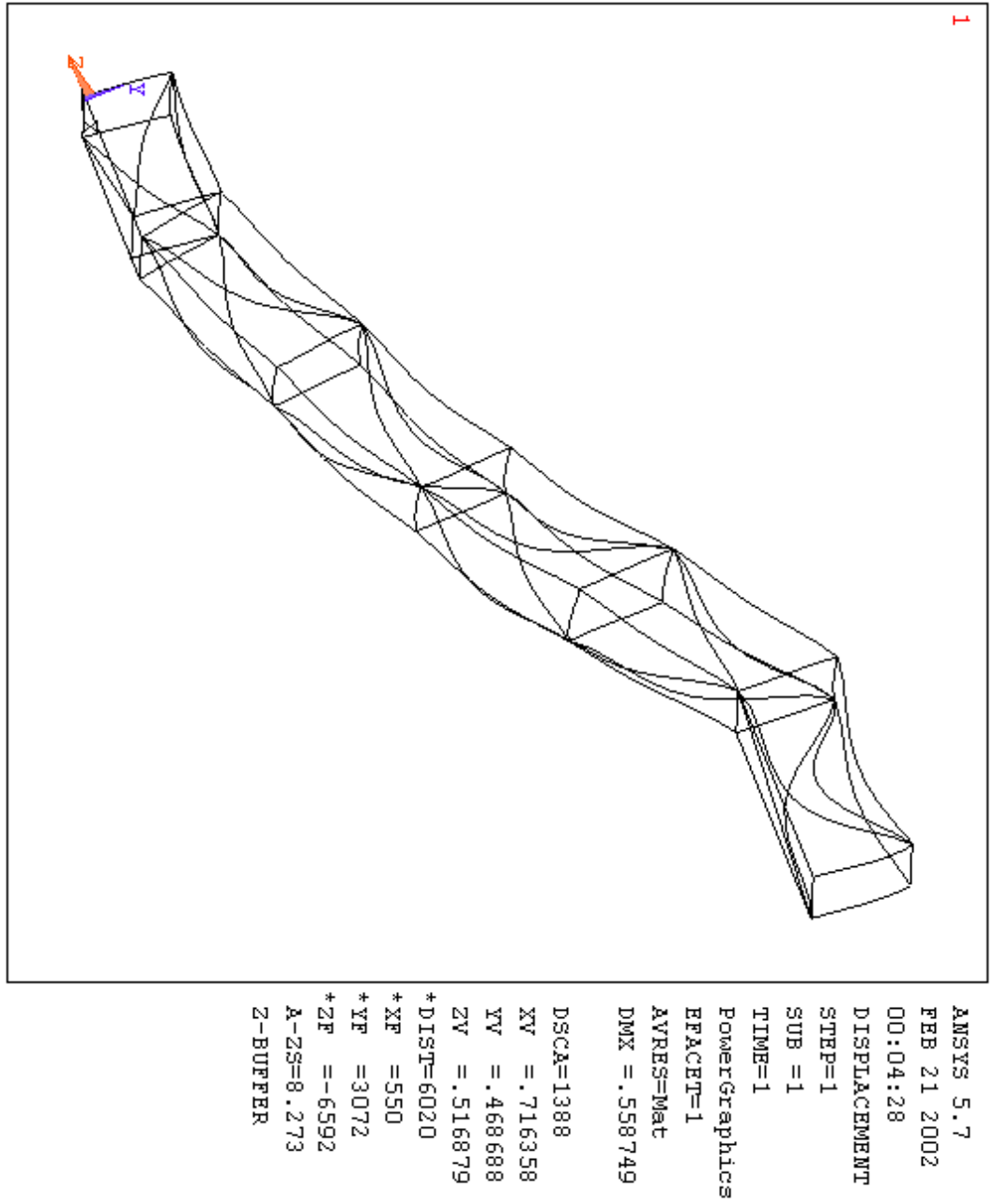
Şekil 6.8 Yükleme tamamlanmış model

6.2 Sonuçların Değerlendirilmesi

Modelin bilgisayara çözdürülmesiyle birlikte sonuçların değerlendirilmesine geçilmiştir. İlk olarak iskeletin sadece kendi ağırlığından kaynaklanan deformasyonun grafiği alınmıştır (Şekil 6.9).

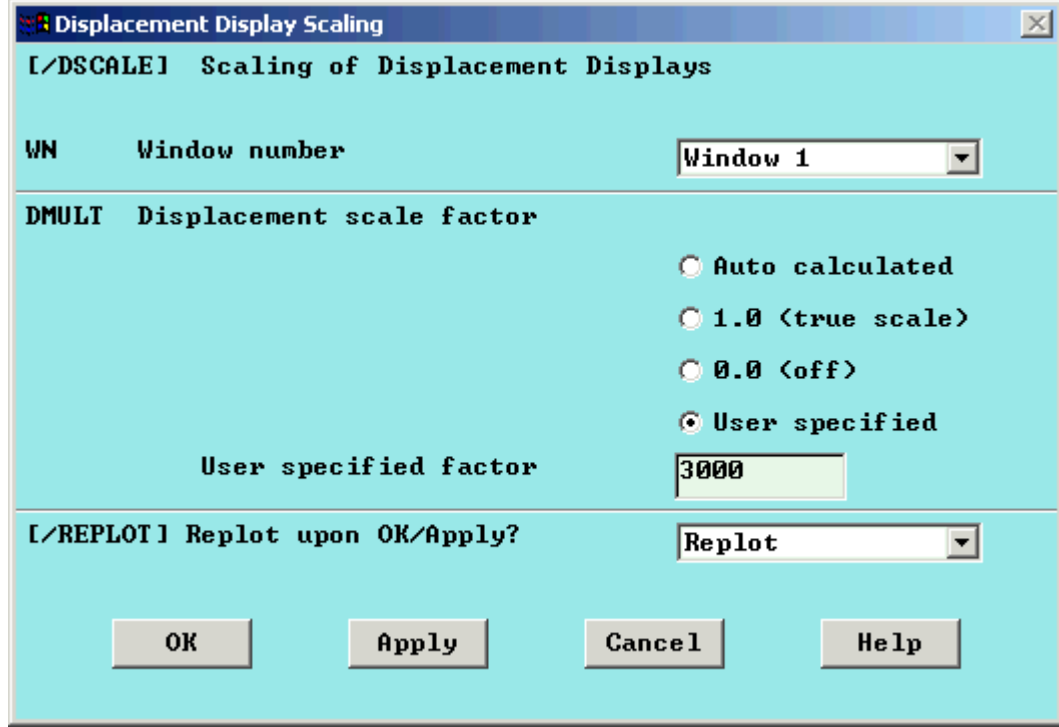
Öncelikle belirtilmesi gereken, bu grafikteki deformasyonun ANSYS tarafından olduğundan daha büyük gösterilmesidir. Bu, grafiğin sağındaki sütunda bulunan DSCA (Displacement Scaling) = 1388 değerinden anlaşılmaktadır. Bunun anlamı, ANSYS'in 1mm'lik bir deformasyonu ekranda 1388mm imiş gibi gösterdiğidir. Bunun sebebi normalde deformasyonun gözle görülemeyecek kadar küçük olmasıdır. Bu değer, PlotCtrls => Style => Displacement Scaling menüsünden ayarlanabilir ve istenirse 1.0 seçilerek gerçek deformasyon çizdirilebilir.

Sonuç grafiğinin sağında görülen değerlerden en önemlisi maksimum deformasyon miktarıdır. DMX=0.558749mm olduğu görülmektedir. Grafikten, bu deformasyonun 2650mm uzunluğundaki ara bağlantılarda gerçekleştiği görülmektedir. Sadece kendi ağırlığından meydana geldiği düşünülürse bu deformasyon miktarı kabul edilebilir bir değerdir.



Şekil 6.9 Deformasyon grafiği

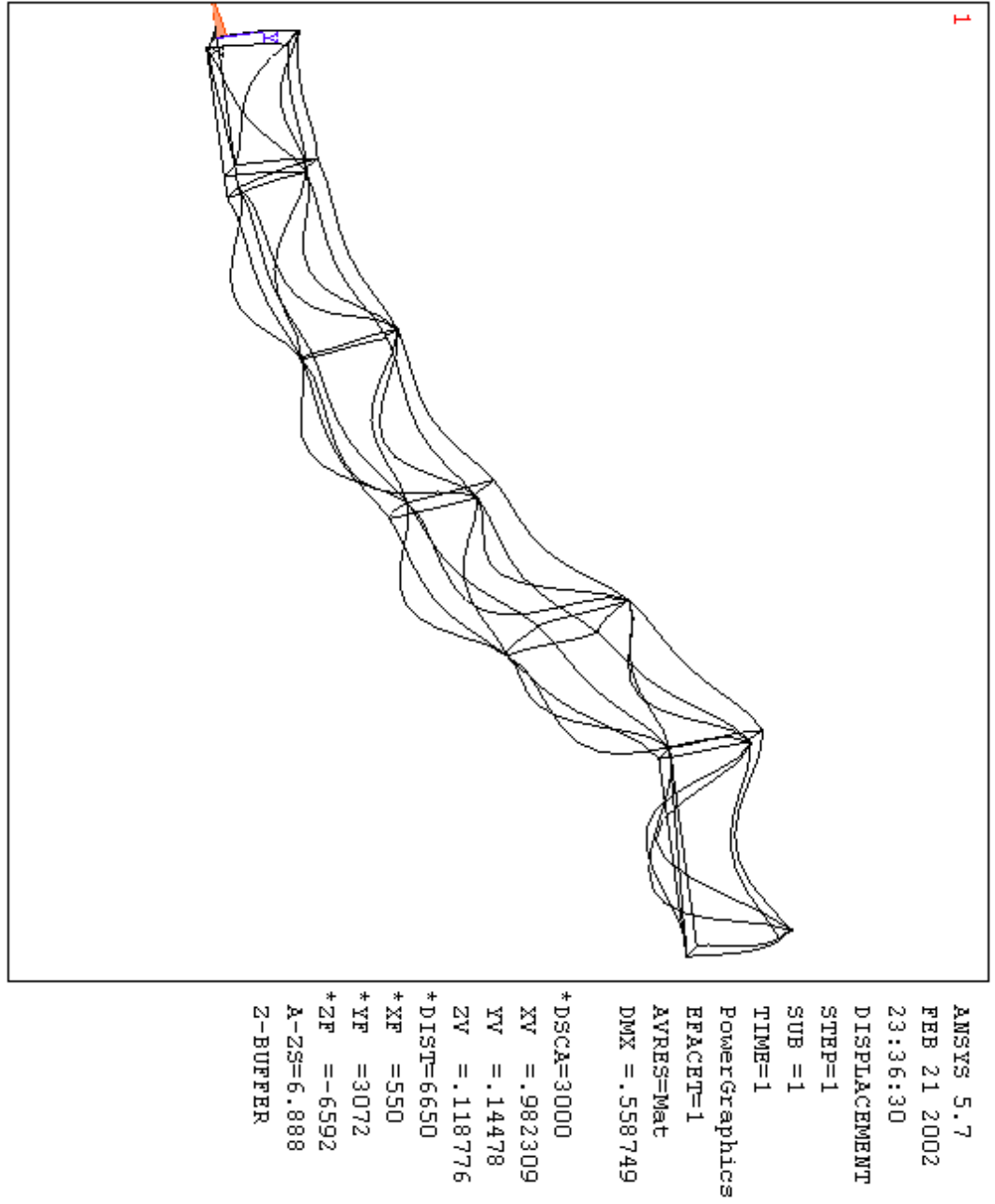
Bulunan değer basamak ve insan ağırlıkları hesaba katılmadan yeterli görünse de, iskeletin sağlamlığını bir de abartılı deformasyon modunda görmek faydalı olacaktır. Bu şekilde normalde görülmeyen düzensizliklerin görülmesi mümkündür. Bu, PlotCtrls => Style => Displacement Scaling menüsünden deformasyonun 3000 kat abartılı çizilmesi emri verilmiştir (şekil10).



şekil 6.10 Deformasyon faktörünün ayarlanması

Sonuç, şekil11’de görüldüğü gibi modeldeki birçok hatayı ele vermektedir. Öncelikle, st apron kısmında ara profiller çok fazla çökmektedir. Buralara kuvvetlendirme gerektiği ortaya çıkmaktadır. Ayrıca, modelin bütününe bakıldığında, ara profillerin ana profillere göre çok daha büyük deformasyona maruz kaldıkları görülmektedir. Bu da, sayılarının artırılması gerektiğine işaret etmektedir. Ayrıca bu modelde, eğimli kısımdaki birbirine paralel profillerin tek uzun bir profil gibi davranmadıkları da görülmektedir.

Geleneksel hesap yöntemleriyle yapılan hesaplarla bulunması çok zor olan bu hatalar sonlu elemanlar ytemiyle kolayca ortaya çıkarılmıştır. Bu aşamadan sonra optimizasyon aşamasına geçilmiş ve bu hatalar düzeltilerek analiz yinelenmiştir.



Şekil 6.11 Deformasyon faktörünün 3000 olarak seçilmesiyle elde edilen grafik

7. MODELİN OPTİMİZASYONU

7.1 Adım 1

7.1.1 Model Üzerinde Düzeltmeler

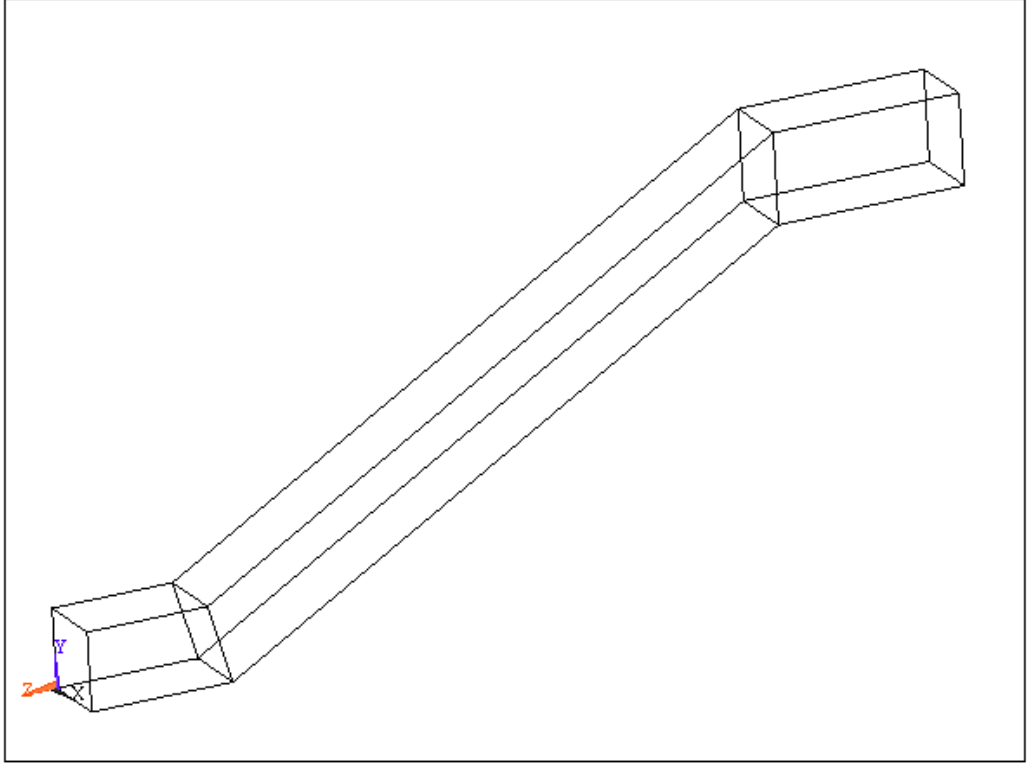
Altıncı bölümde yapılan incelemede, modeldeki ara bağlantı profillerinin ana bağlantı profillerine göre çok fazla deformasyon gösterdiği görülmüş ve sayılarının artırılmasına karar verilmiştir. Ayrıca, üst apron kısmında da istenenden fazla çökme tesbit edilmiş ve burasının da kuvvetlendirilmesine karar verilmiştir.

Bunun için, iskeletin 30° eğimli kısmı dört yerine beş parçaya ayrılmıştır. Bu bölümdeki hem ana hem de ara profillerin boyları kısalmıştır. Ayrıca üst apron bölümü de iki parçaya ayrılmış, buradaki ara bağlantı profili sayısı artırılmıştır. Alt apron kısmında herhangi bir değişiklik yapılmamıştır.

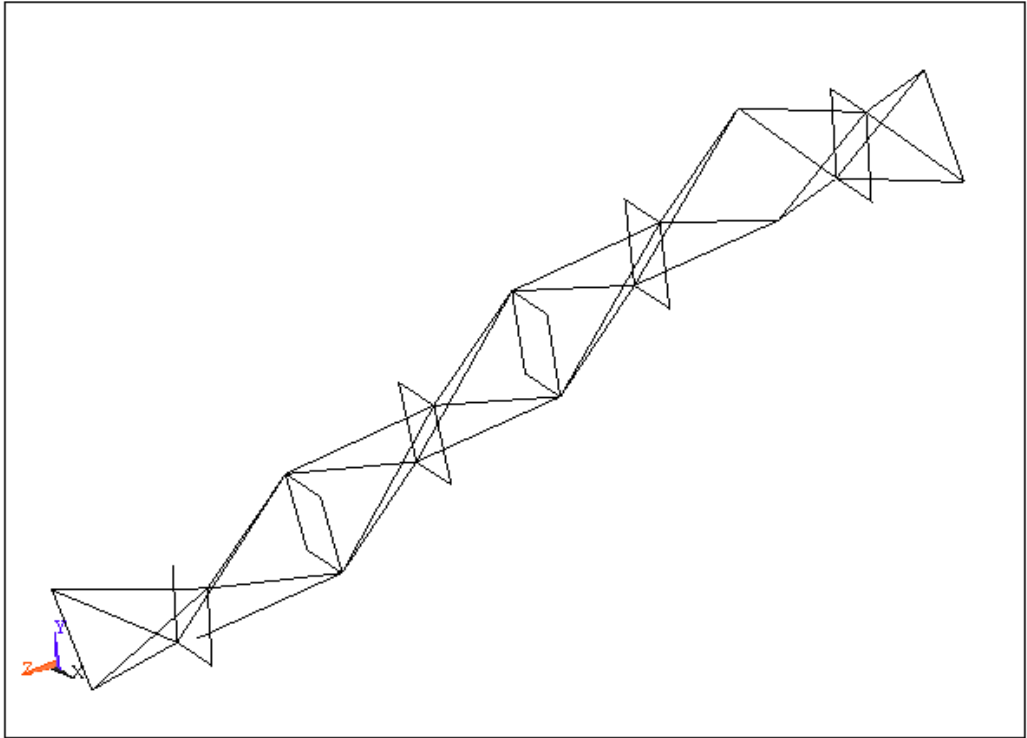
Bu adımda sonlu eleman türü olarak BEAM 189 değiştirilmemiştir. Profil kesitlerinde de herhangi bir değişikliğe gidilmemiştir.

Bu adımda ayrıca, basamak ağırlığı ve yolcuların ağırlığı da hesaba katılacaktır.

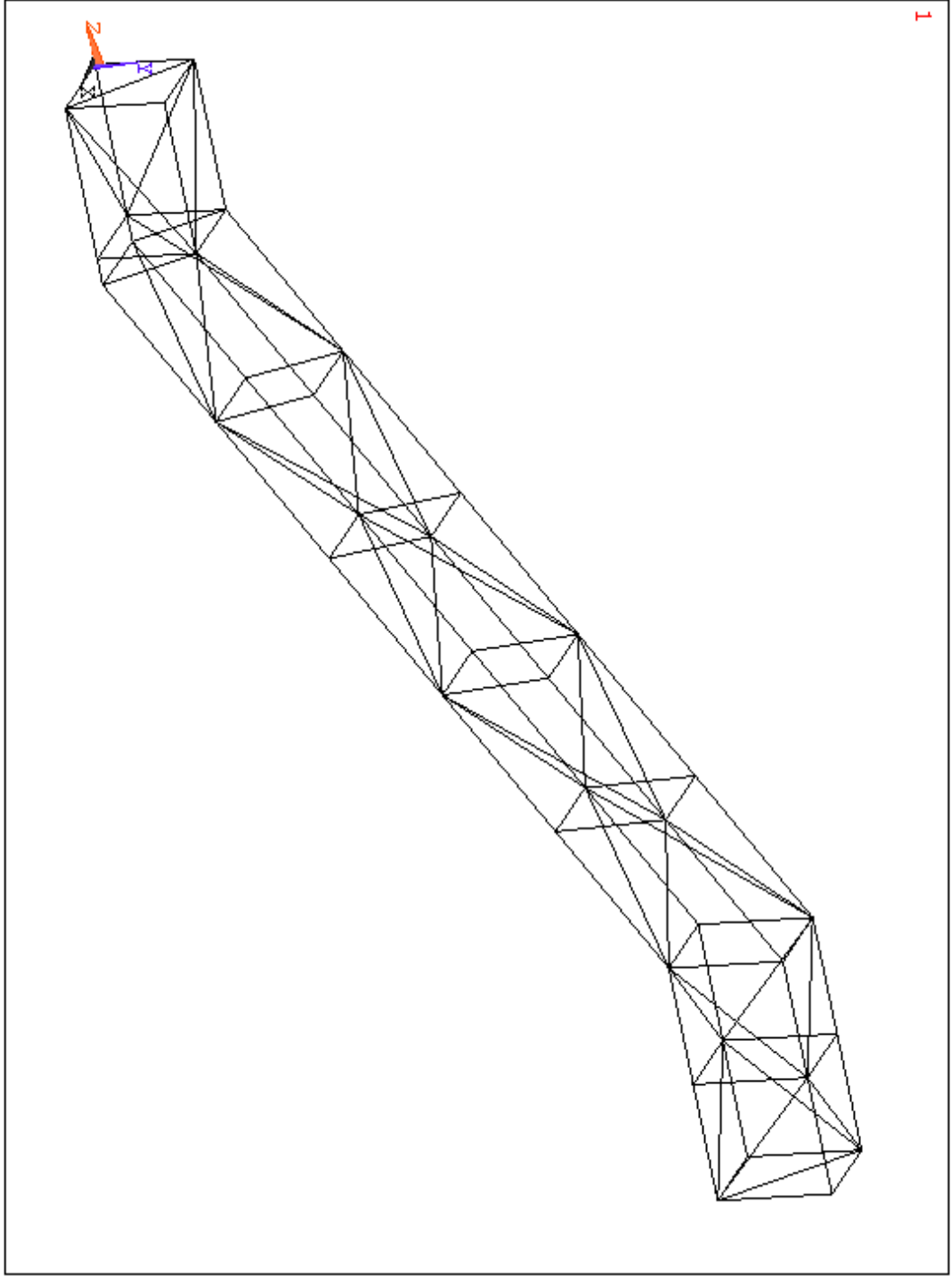
Şekil 7.1’de bu aşamadaki ana profiller, Şekil 7.2’de ara profiller ve Şekil 7.3’te bunların birleştirilmiş haliyle modelin son durumu görülmektedir.



Şekil 7.1 Ana bağlantı profilleri



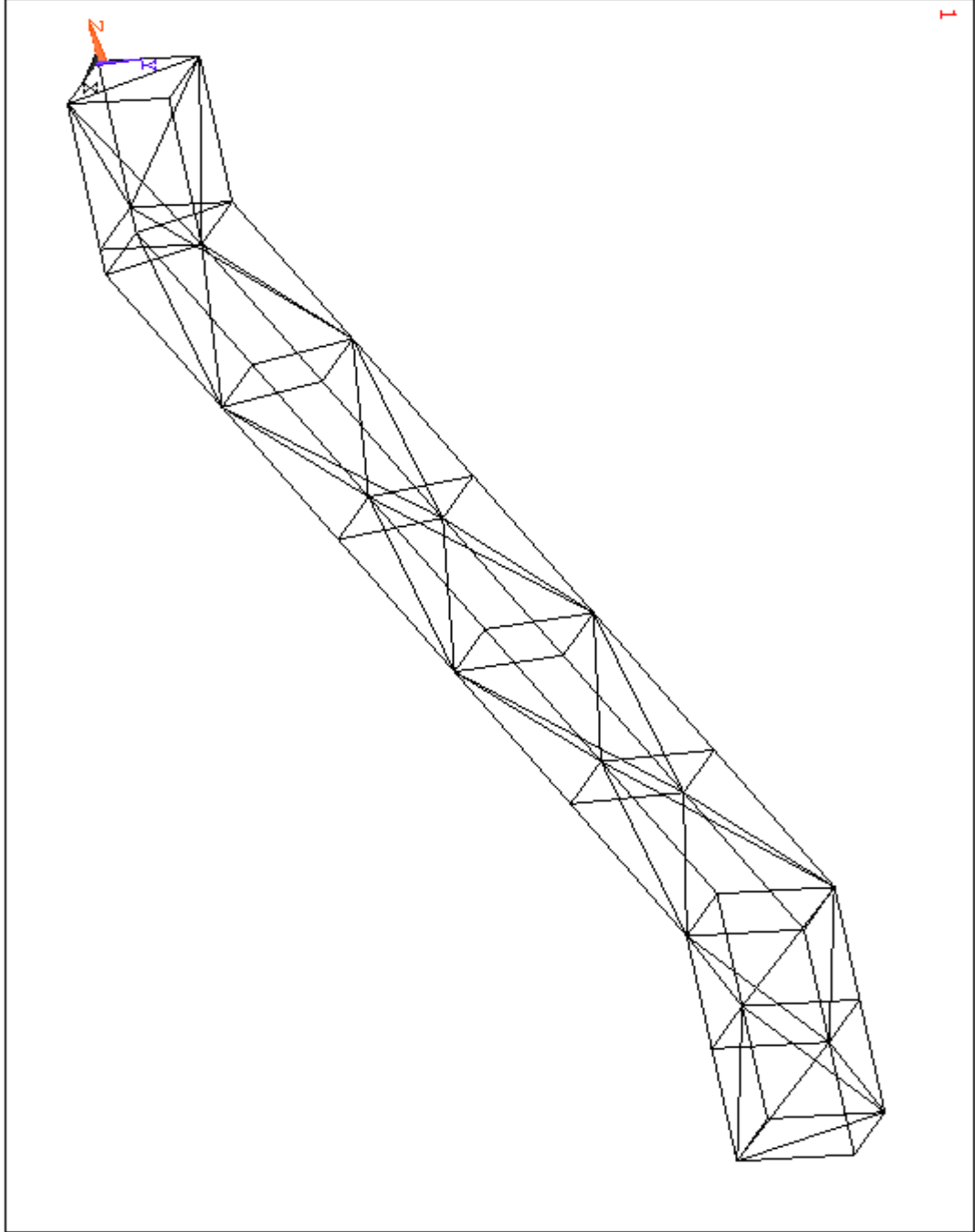
Şekil 7.2 Ara bağlantı profilleri



Şekil 7.3 Modelin bu aşamadaki son hali

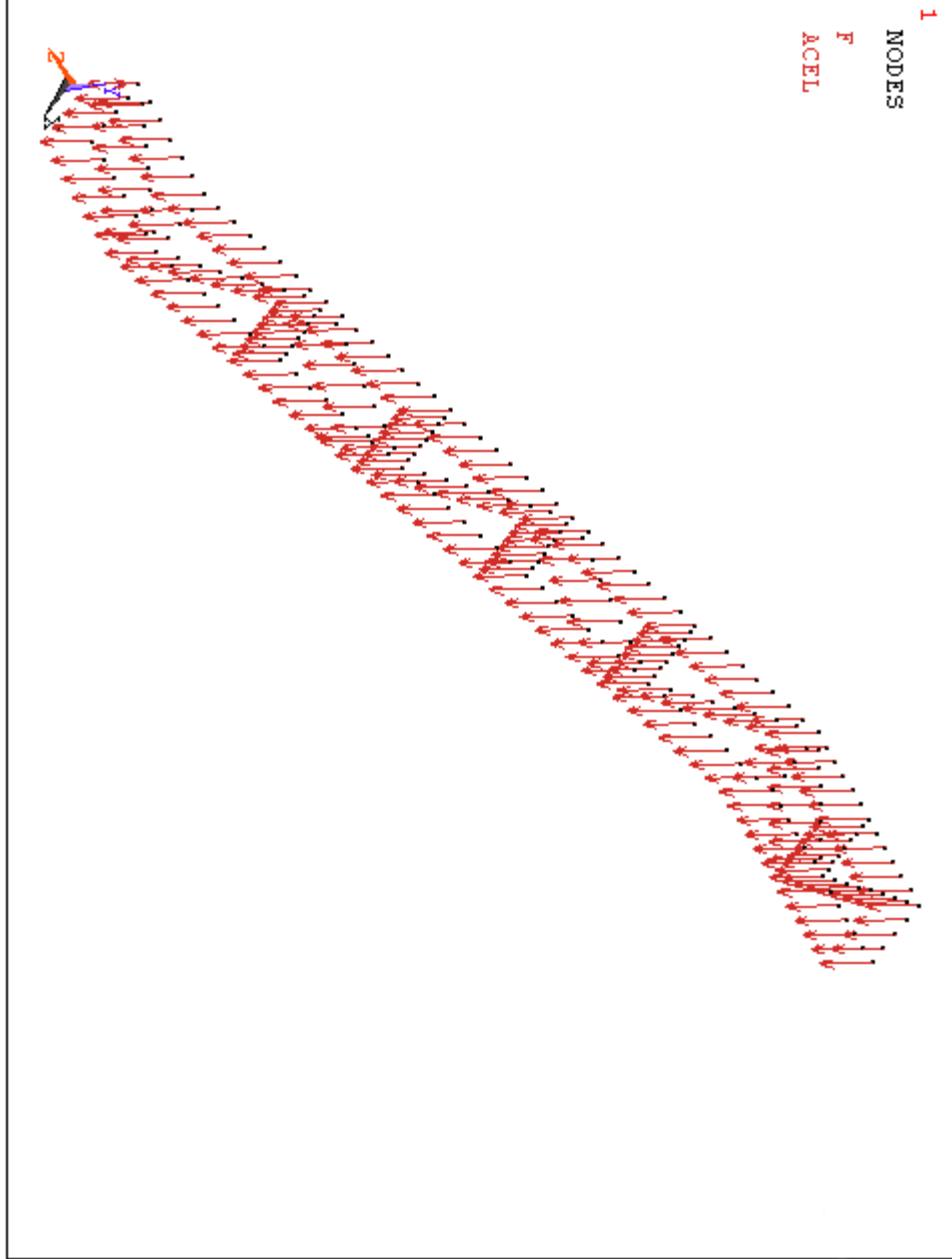
7.1.2 Yüklerin Uygulanması

Altıncı bölümdeki modelde olduğu gibi, öncelikle sadece yerçekimi uygulanmıştır. şekil 7.4'te deformasyonun 1864 kat büyük gösterildiği sonuç grafiği görülmektedir. Model zerindeki düzeltmelerin sonuç verdiği şimdiden anlaşılmaktadır. Altıncı bölümde sadece yerçekimi etkisi altında maksimum deformasyon 0.558749mm olmuşken, bu modelde bu değer 0.416545mm'ye düşmüştür.



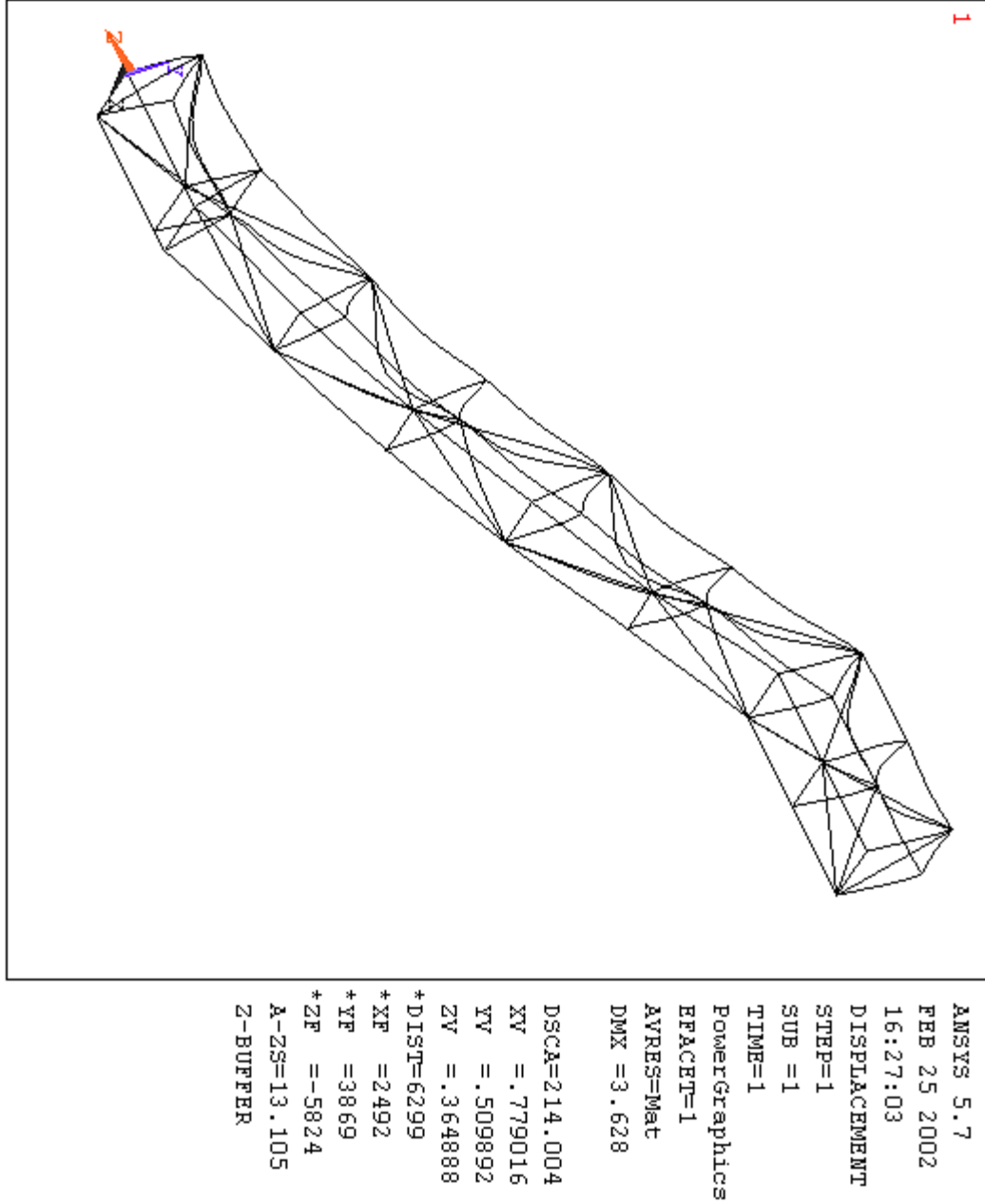
şekil 7.4 Sadece yerçekimi etkisi altında deformasyon

Basamak ağırlığı olarak ortalama 40kg alınmıştır. Basamak sayısı, bir tarafta $(10000 \times \cos 30 / 400) = 22$ adet bulunmuştur. Basamaklardan gelen toplam ağırlık $22 \times 2 \times 40 = 1760$ kg olarak bulunmuştur. Bu ağırlık, yaklaşık olarak iskelet modelinin tüm üst nodlarına (222 adet) eşit olarak dağıtılmıştır. Nod başına gelen kuvvet 77,773N'dur. Kuvvetin uygulanması Şekil 7.5'te görülmektedir.



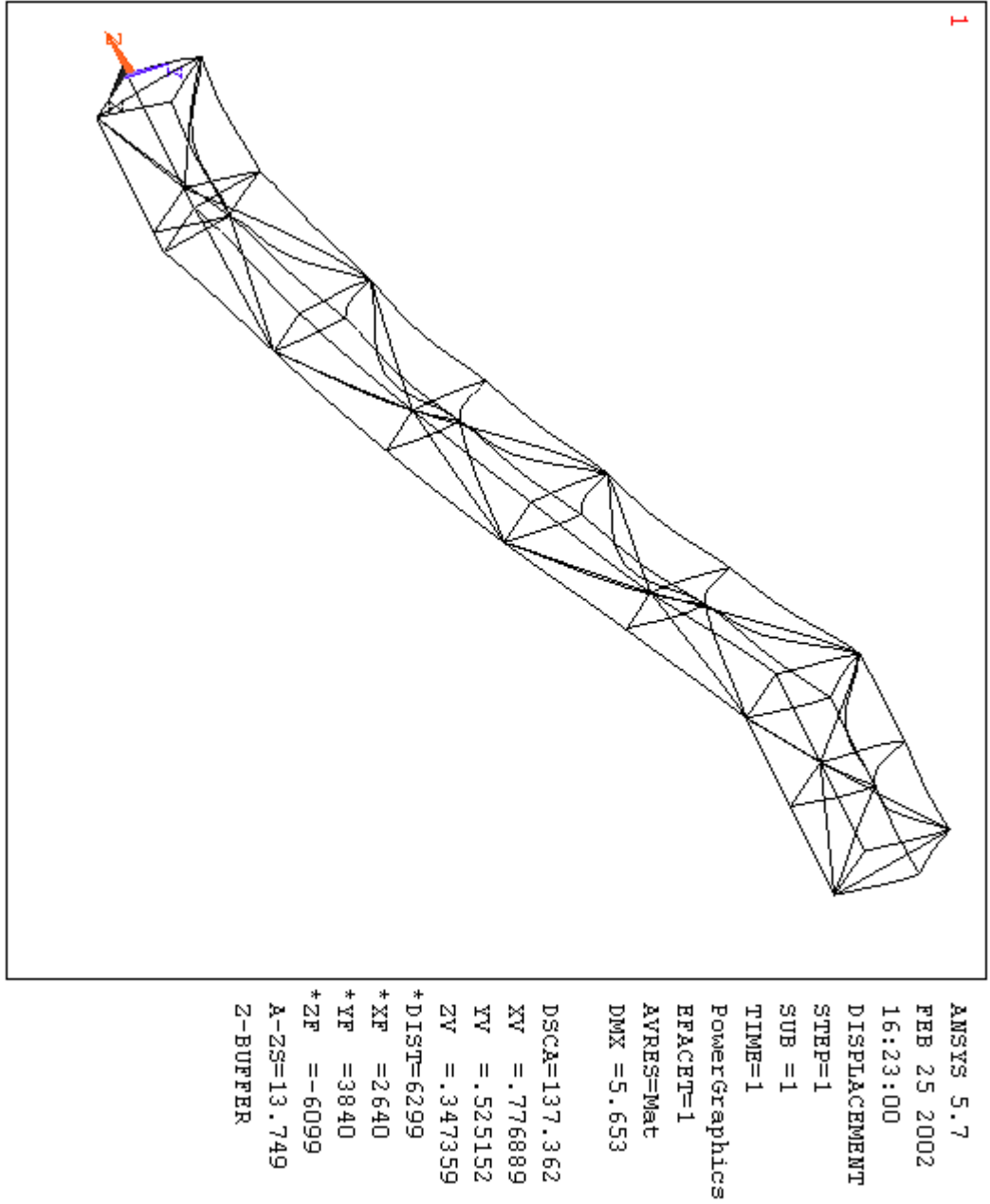
Şekil 7.5 Kuvvetlerin üst nodlara uygulanması

Sonuçta deformasyonun Şekil 7.6’da görüldüğü gibi 3.628 mm olduğu görülmüştür.



Şekil 7.6 Basamak ağırlığı dahil sonuç

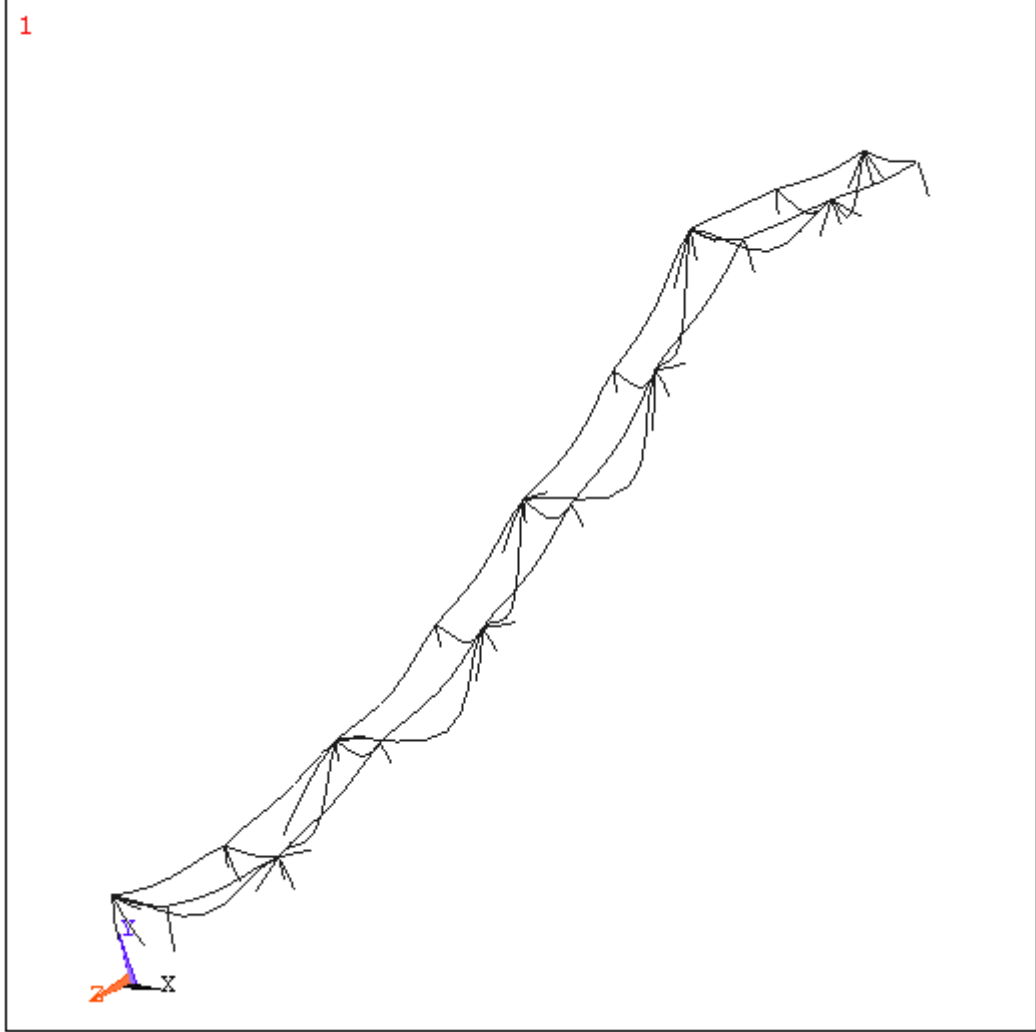
Bir insanın ağırlığı ortalama 75 kg kabul edilmiştir. En kalabalık anda basamaklarının 2/3’ünün dolu olduğu kabul edilirse, basamak ağırlığı ile yolcu ağırlığının toplamı $22 \times 2 \times 40 + 2/3 \times 22 \times 75 = 2860$ kg’dır. Bu nodlara Şekil 7.5’te görüldüğü gibi $2860 \times 9,81 / 222 = 126,381$ N olarak dağıtılmıştır. Sonuç, Şekil 7.6’da görülmektedir.



Şekil 7.7 Yolcu ağırlığının da eklenmesi ile elde edilen sonuç

7.1.3 Değerlendirme

Şekil 7.7’de görüldüğü gibi bu modele gelen en büyük yük karşısında iskelet, maksimum 5,653 mm’lik bir deformasyon göstermektedir. Bu deformasyonun en çok üst ara profillerde olduğuna Şekil 7.7’ye bakarak karar vermek mümkündür, ancak emin olmak için Şekil 7.8’de sadece üst elemanlar üzerindeki deformasyon, 200 kat büyütülerek gösterilmiştir.



Şekil 7.8 En büyük deformasyonun üst ara profillerde olduğu görülmektedir

Bu profillerin uzunluğu şu anki modelimizde 2283 mm’dir. Deformasyonun 5,653 mm olduğu dikkate alınırsa, $5,653 / 2283 \times 100 = 0,247\%$ ‘luk bir deformasyon olduğu görülmektedir. Güvenlik açısından, 0,1%’lik bir deformasyonun aşılması hedeflendiği için modelde iyileştirilmelere gidilmesi gerekmektedir.

7.2 Adım 2

7.2.1 Model Üzerinde Düzeltmeler

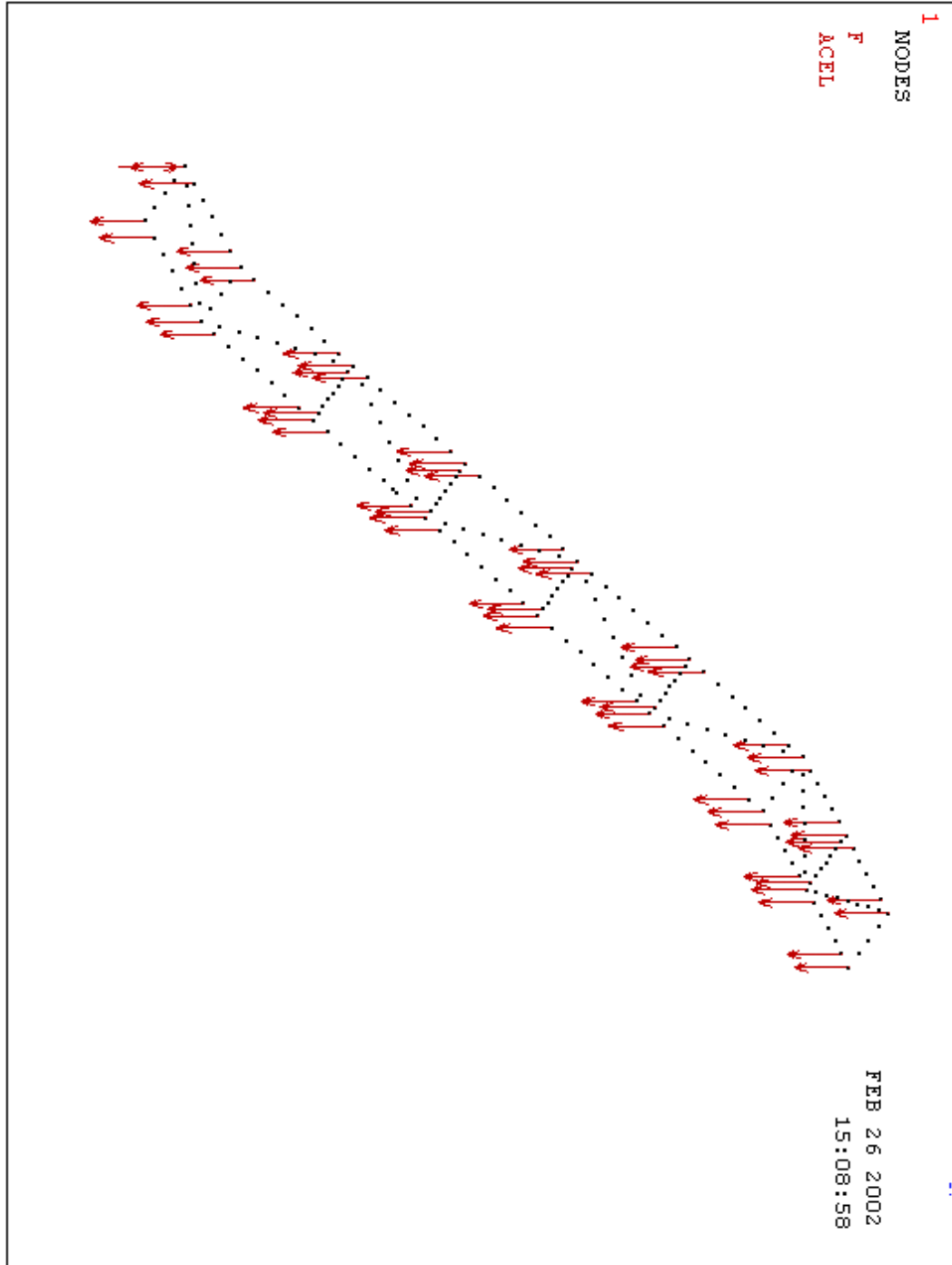
Adım 1’de ara bağlantı profillerindeki deformasyon azaltılmasına rağmen istenen düzeye çekilememiştir. Bu profillerin ortalarından büyük ölçüde deformasyona uğradıkları görülmektedir. Bunun sebeplerinden en önemlisi olarak Şekil 7.5’te görüldüğü şekilde yükün üst profillerin her yerine eşit dağıtılması olarak görülmüştür.

Bu sebeple, yükün dağıtılmasında yeni bir yöntem izlenmiştir. Bu adımda yükler, sadece profillerin birleşim noktalarına uygulanmıştır. Bu noktalar iskeletin en güçlü olduğu noktalar olduğu için, bu şekilde sağlamlığın artırılması hedeflenmiştir. Zaten bu tür bir yükleme gerçek yürüyen merdiven sistemlerinde de yaygındır.

Bu adımda yolcu ve basamak ağırlıklarından gelen yük aynı tutulmuş, yalnızca yükün üstteki 222 noddan sadece kesişim noktalarındaki 60 noda uygulanmıştır. Bu yükleme biçimi, Şekil 7.9’da görülmektedir.

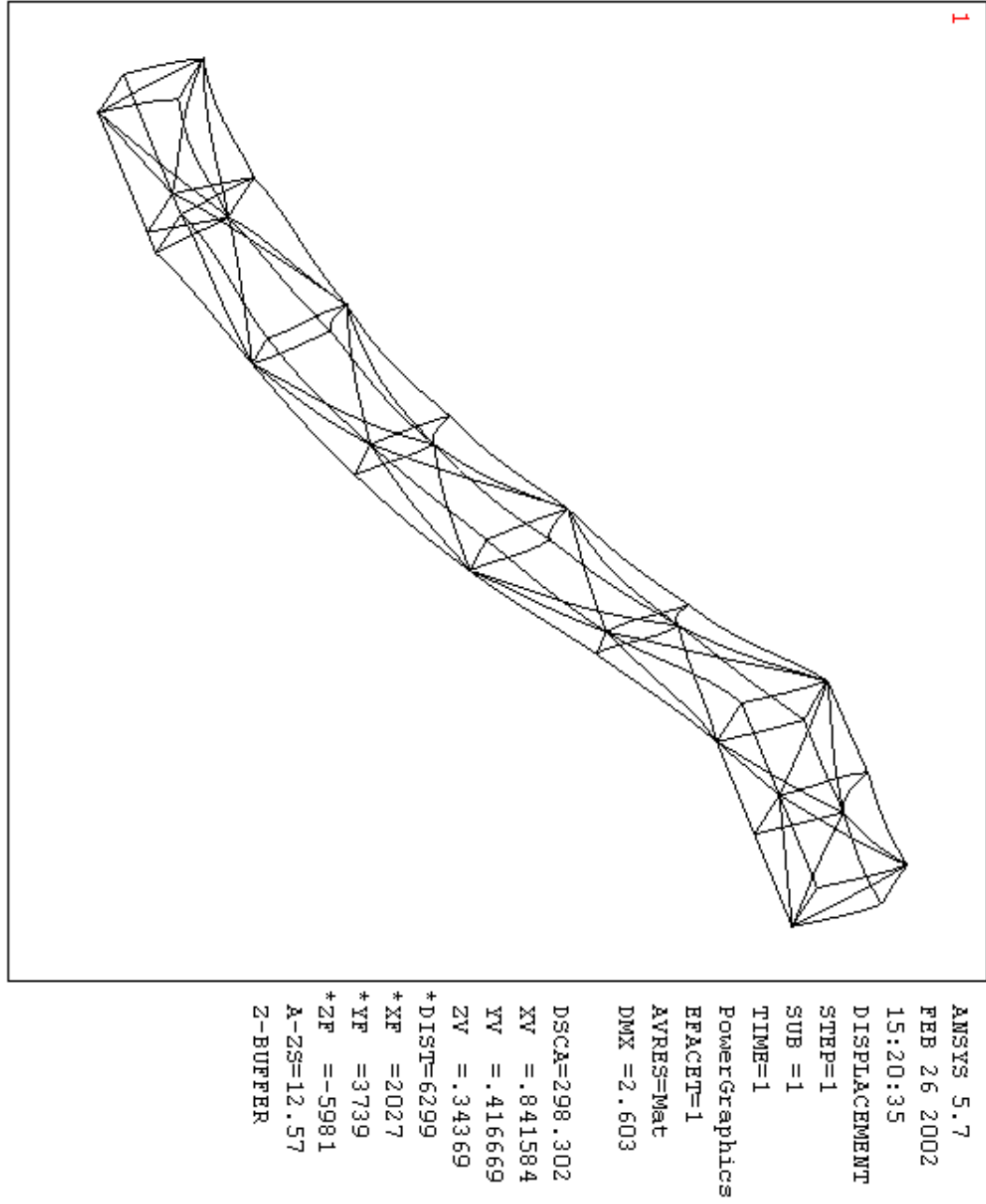
7.2.2 Yüklerin Uygulanması

Nod başına uygulanan yük, $2860 \times 9,81 / 60 = 467,61\text{N}$ 'dur.



Şekil 7.9 Yüklerin uygulanması

Bu yükleme sonucunda, Şekil 7.10’da görüldüğü gibi, maksimum deformasyon miktarı 2,603 mm’ye kadar düşürülmüştür.



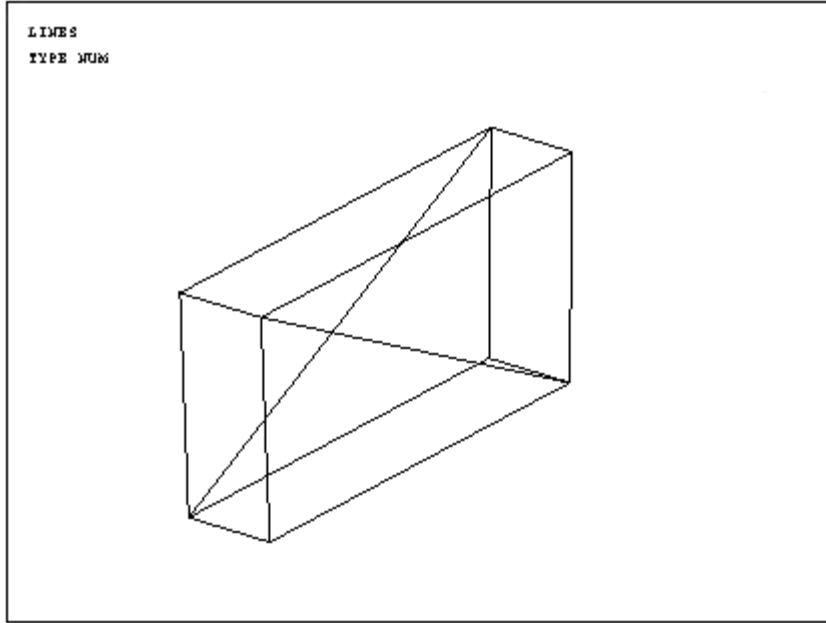
Şekil 7.10 Deformasyon

7.2.3 Değerlendirme

Sonuç olarak, iskeletin üzerine gelen yük tamamen aynı olmasına rağmen, sadece yükleme biçiminin değiştirilmesiyle, maksimum deformasyon değeri büyük ölçüde düşürülmüştür. Bir önceki adımda 5,653 mm olan bu değer, bu adımda 2,6 mm'ye inmiştir. Profil boyuna oranlanırsa, $2,603 / 2283 \times 100 = 0,114\%$ elde edilmektedir.

Ancak elde edilen sonuç grafiklerinde, deformasyonun simetrik gerçekleşmediği, iskeletin belli bölgelerde burulmaya maruz kaldığı görülmektedir.

Bunun sebebi, Şekil 7.11'de büyütülmüş olarak görüldüğü gibi, tasarım aşamasında sağ ve soldaki ve üst ve alttaki ara profillerin birbirlerine asimetrik yerleştirilmiş olmasıdır. Bunun giderilmesiyle, stabilitenin artırılması mümkündür.



Şekil 7.11 Asimetri

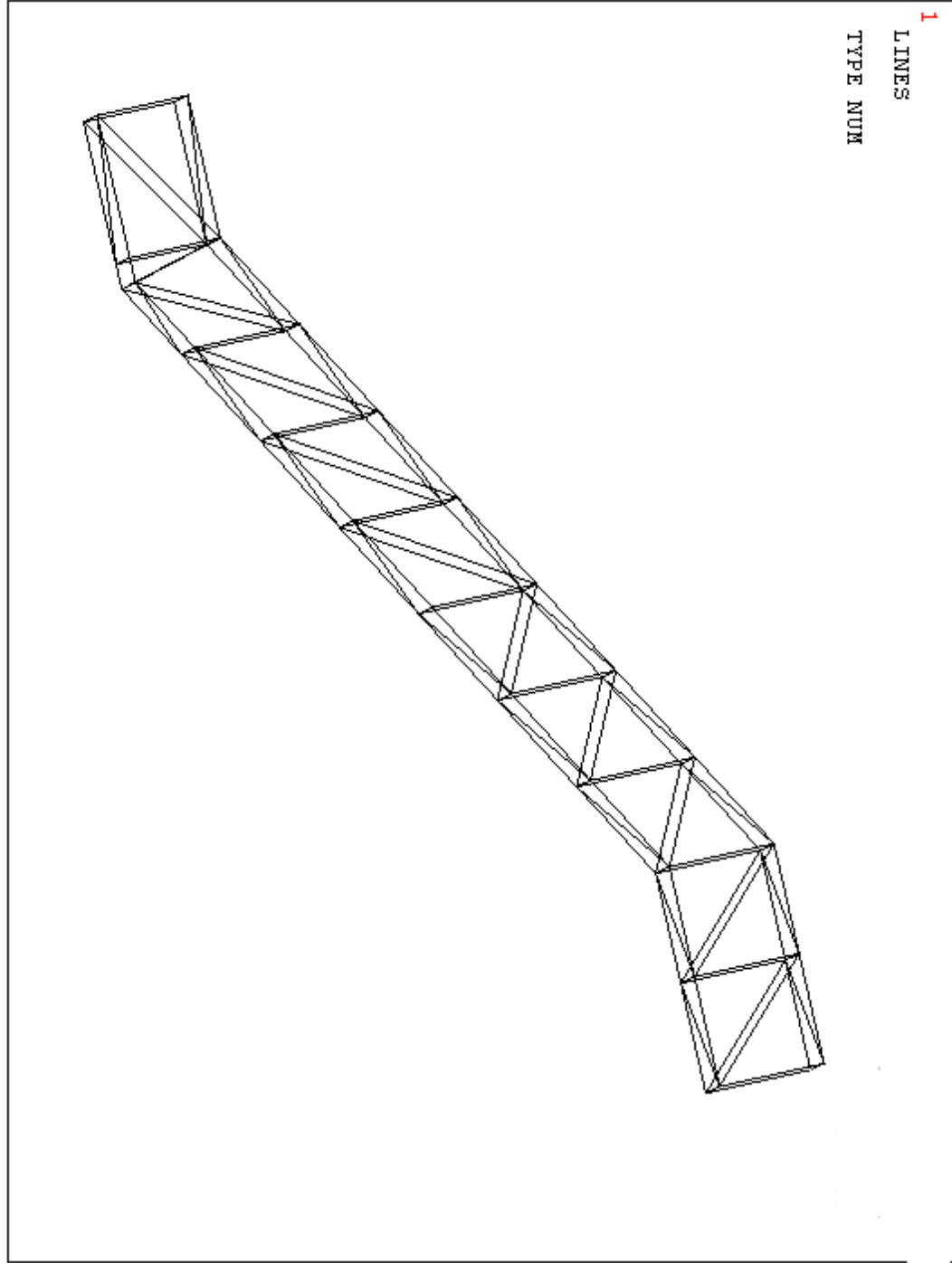
7.3 Adım 3

7.3.1 Model Üzerinde Değişiklikler

İkinci adımda elde edilen sonuç, yapının daha stabil bir hale getirilmesi için simetri sağlanması gerektiğini, deformasyonun daha da düşürülmesi için de ara profil sayısının artırılması gerektiğini ortaya koymuştur.

Bunun için, iskeletin eğimli kısmı yedi parçaya bölünmüştür. Sonuç olarak profil boyları kısalmış ve sayıları artmıştır. Ayrıca yan profiller de simetrik olarak yerleştirilmiştir. Bunlar dışında herşey aynı bırakılmıştır.

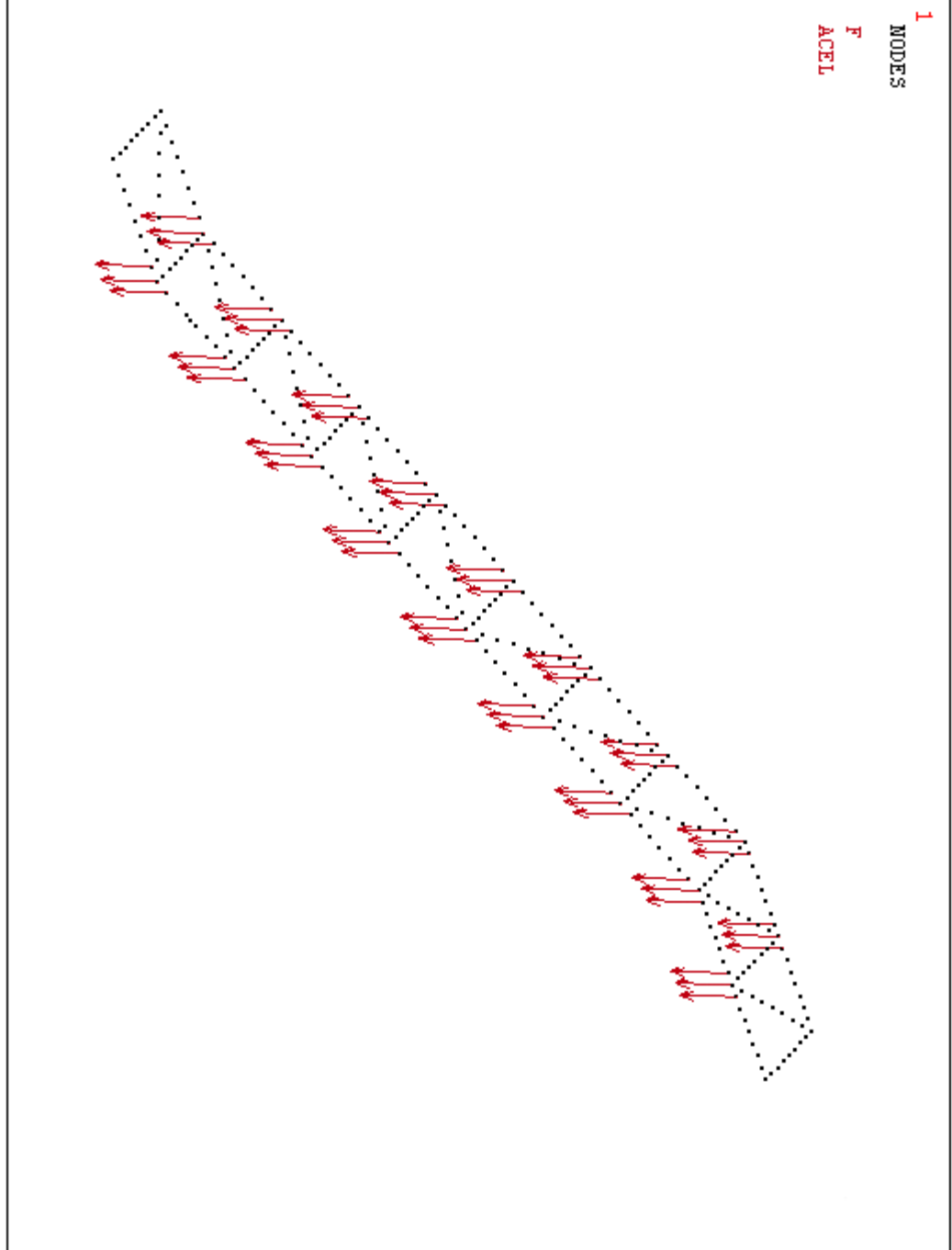
Değişiklikler Şekil 7.12’de görülmektedir.



Şekil 7.12 Modelin son hali

7.3.2 Yüklerin Uygulanması

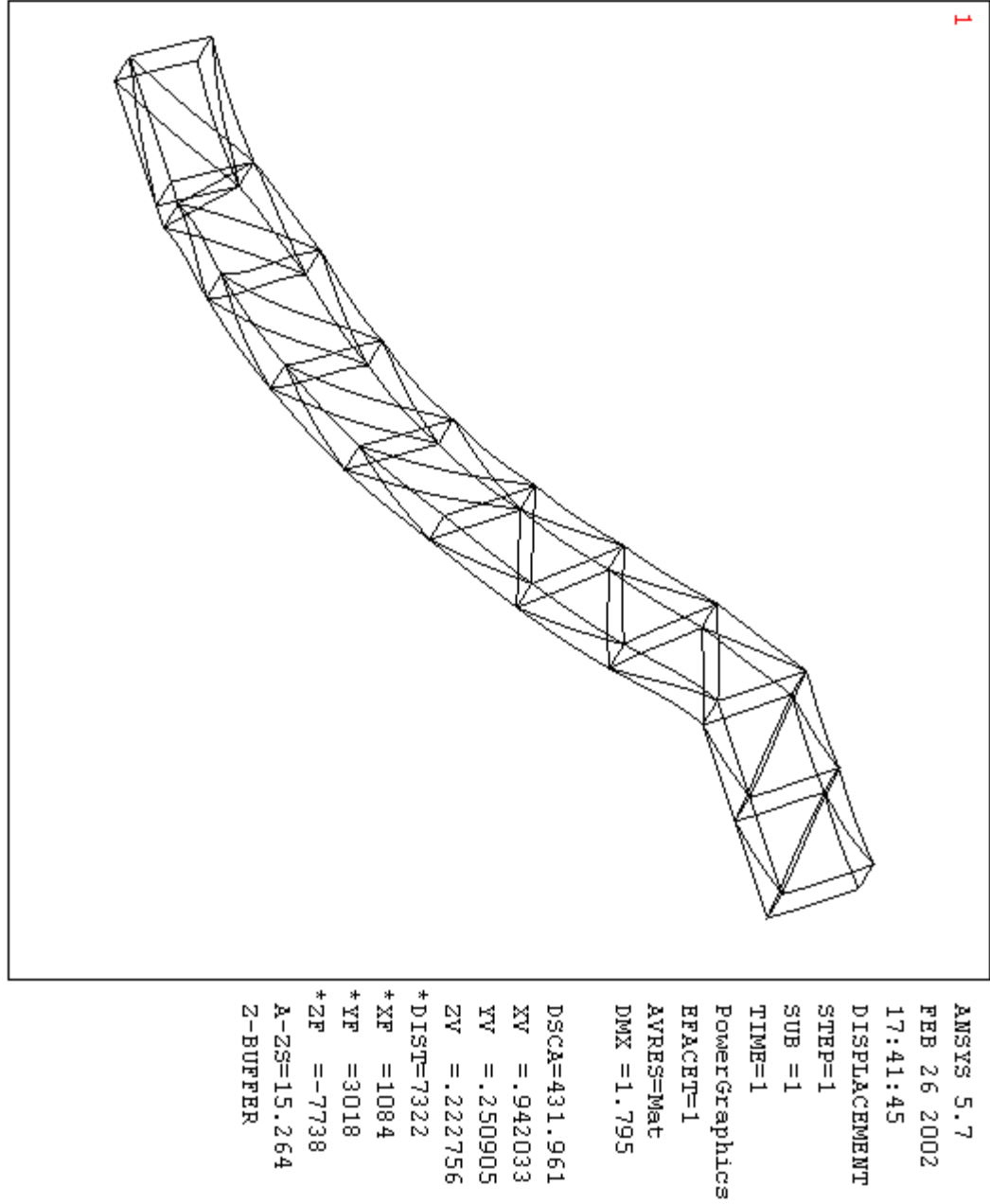
Profiller arasındaki birleşim noktası sayısı arttığı için yükler daha fazla noda bölünmüştür. Bunun dışında yük miktarı bir önceki adımıyla aynıdır. Aynı zamanda yükün tamamen ana profiller üzerine gelmesi, ve aprona gelmemesi sağlanmıştır.



şekil 7.13 Yüklemedeki değişiklikler

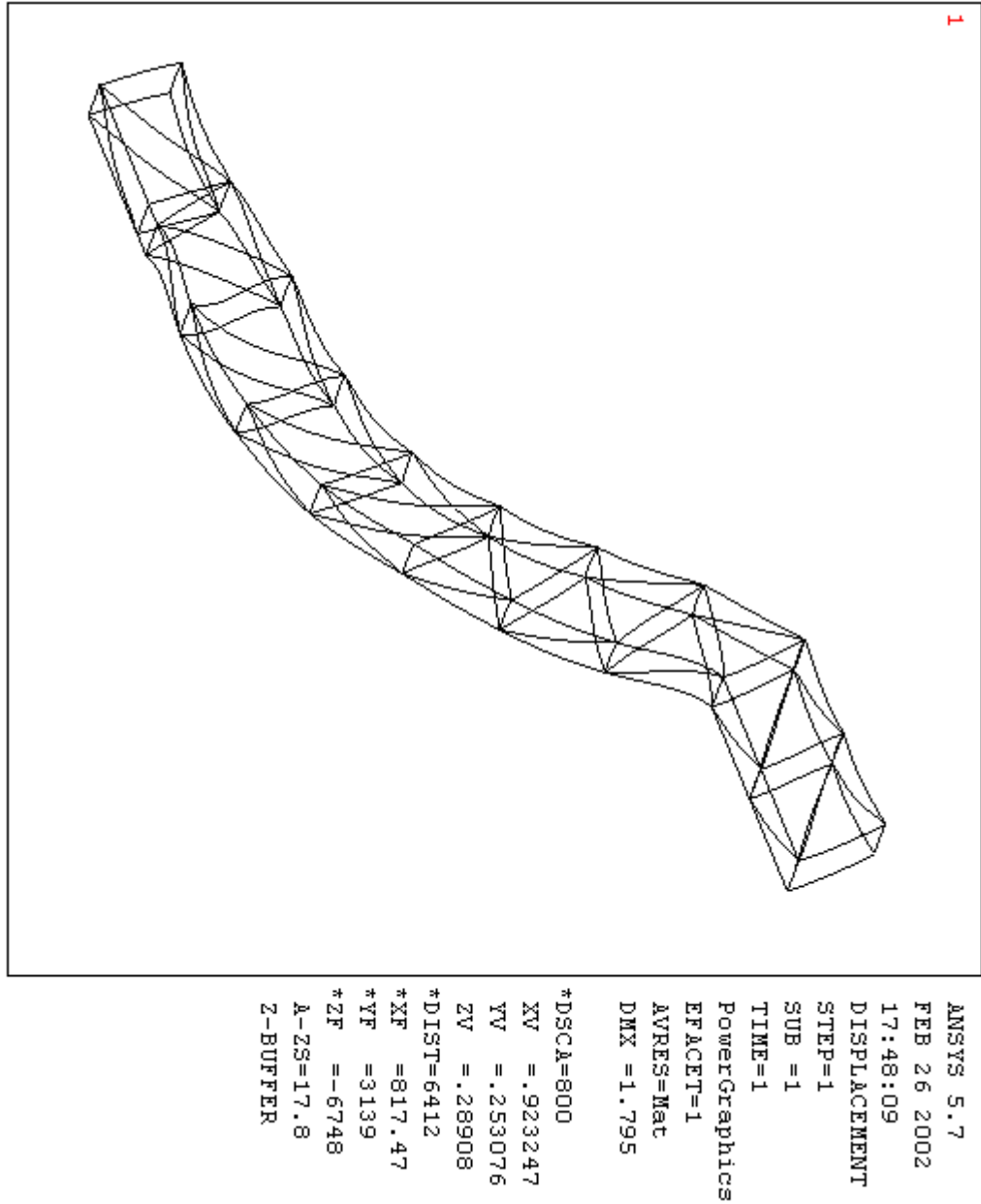
7.3.3 Değerlendirme

Sonuç olarak, Şekil 7.14'te görüldüğü gibi, maksimum deformasyon değeri 1.795 mm olarak bulunmuştur. Çapraz ara profillerin uzunluğunun 1803 mm olduğu dikkate alınır, bu istenen 0,1% sınırlarının içindedir.



Şekil 7.14 Maksimum deformasyon

Bu deformasyonun önceki adımlara göre çok daha düzgün olduğu Şekil 7.14'te görülmektedir. Bunun daha iyi belirlenmesi için, deformasyonun 800 kat büyütülmüş hali alınmıştır (Şekil 7.15). Burada simetrisinin sağlanmış olduğu ve ana ve ara profillerin birbirine yakın deformasyonlar gösterdiği açıkça görülmektedir. Ayrıca, eğimli kısımdaki ana profil parçalarının da tek uzun bir profil gibi davrandığı da görülmektedir.



Şekil 7.15 Deformasyon faktörü 800 seçilerek elde edilen grafik

Başlangıçta belirlenen tüm hedeflere bu aşamada ulaşılmıştır. Ancak eğimli kısmın yediye bölünmesi simetriyi bozmuştur. Ayrıca bu aşamada sadece yan ara profiller simetrik hale getirilmiş, alt ve üsttekiler aynı bırakılmıştır. Ayrıca, estetik açıdan yan panellerin şeffaf yapılmasına karar verilirse, bu durum iyi bir görüntü vermemektedir.

7.4 Adım 4

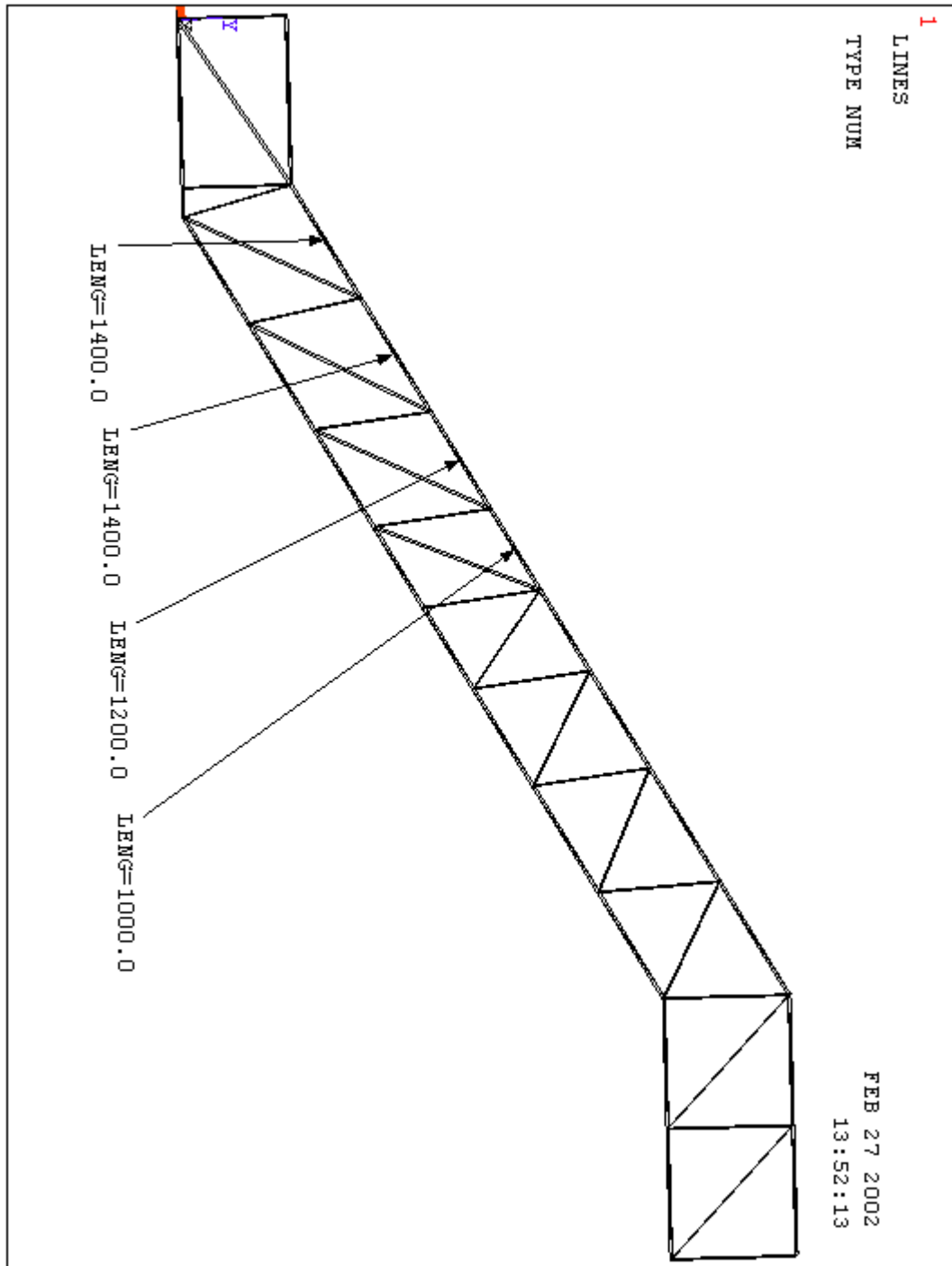
7.4.1 Model Üzerinde Değişiklikler

Üçüncü adımda elde edilen sonuçlar, modelin istenilen düzeye geldiğini göstermektedir. Ancak bazı noktalarda opsiyonel iyileştirilmelere gidilmesine karar verilmiştir.

Öncelikle, eğimli kısmın bölüm sayısı sekize çıkarılmıştır. Bu bölümlerin ortadan uçlara doğru uzunlukları artmaktadır. Ana profil parçaları, içten dışa doğru 1000mm, 1200mm, 1400mm, 1400mm olarak belirlenmiştir (Şekil 7.16). Bu tasarımın, merdivenin en zayıf noktası olan orta noktasında mukavementini artırması beklenmektedir.

Ayrıca tüm ara profiller karşılıklı olarak simetrik yerleştirilmiştir. Bu şekilde yan panellerin şeffaf yapılması durumunda güzel bir görüntü elde edileceği gibi, stabilite de artırılmıştır.

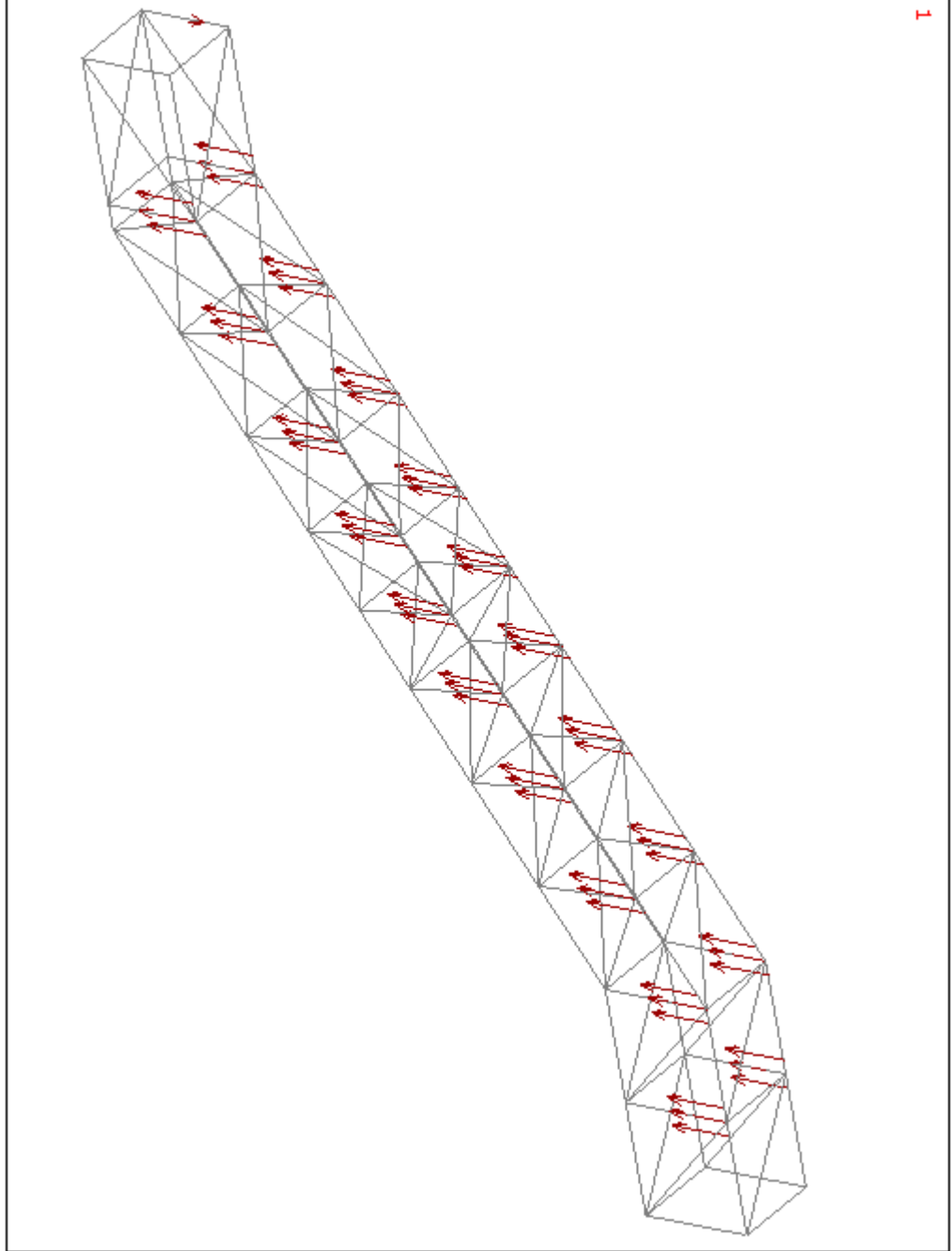
Malzemeler, kesitler, elemanlarda bir önceki adıma göre herhangi bir değişikliğe gidilmemiştir.



Şekil 7.16 Ana bağlantı profillerinin uzunlukları

7.4.2 Yüklerin Uygulanması

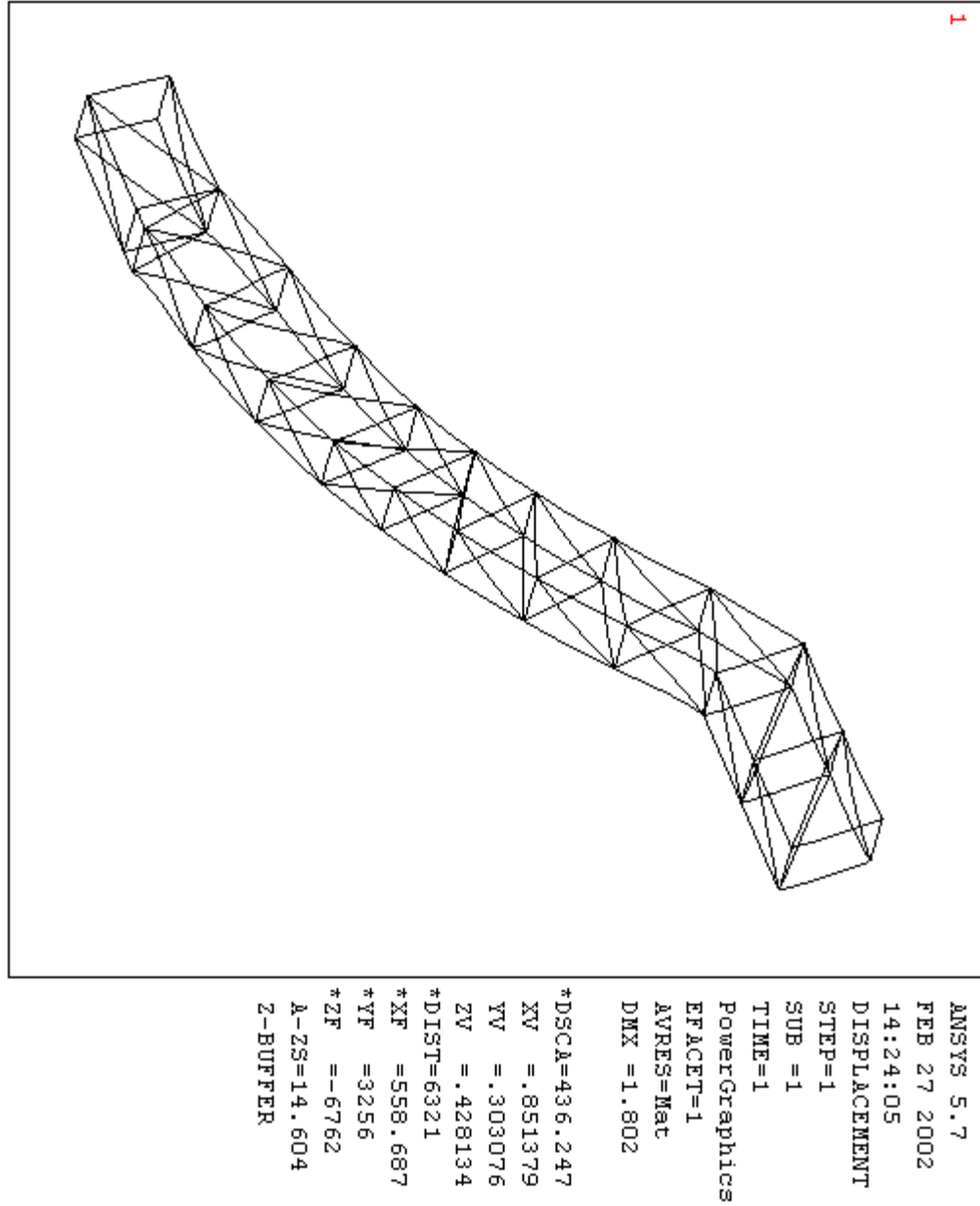
Profillerin birleşim noktaları sayısı bu adımda arttığı için yk daha fazla noda uygulanmaktadır. Ayrıca st apron kısmının ortasına da yük uygulanmıştır (şekil 7.17)



şekil 7.17 Yüklerin uygulanması

7.4.3 Değerlendirme

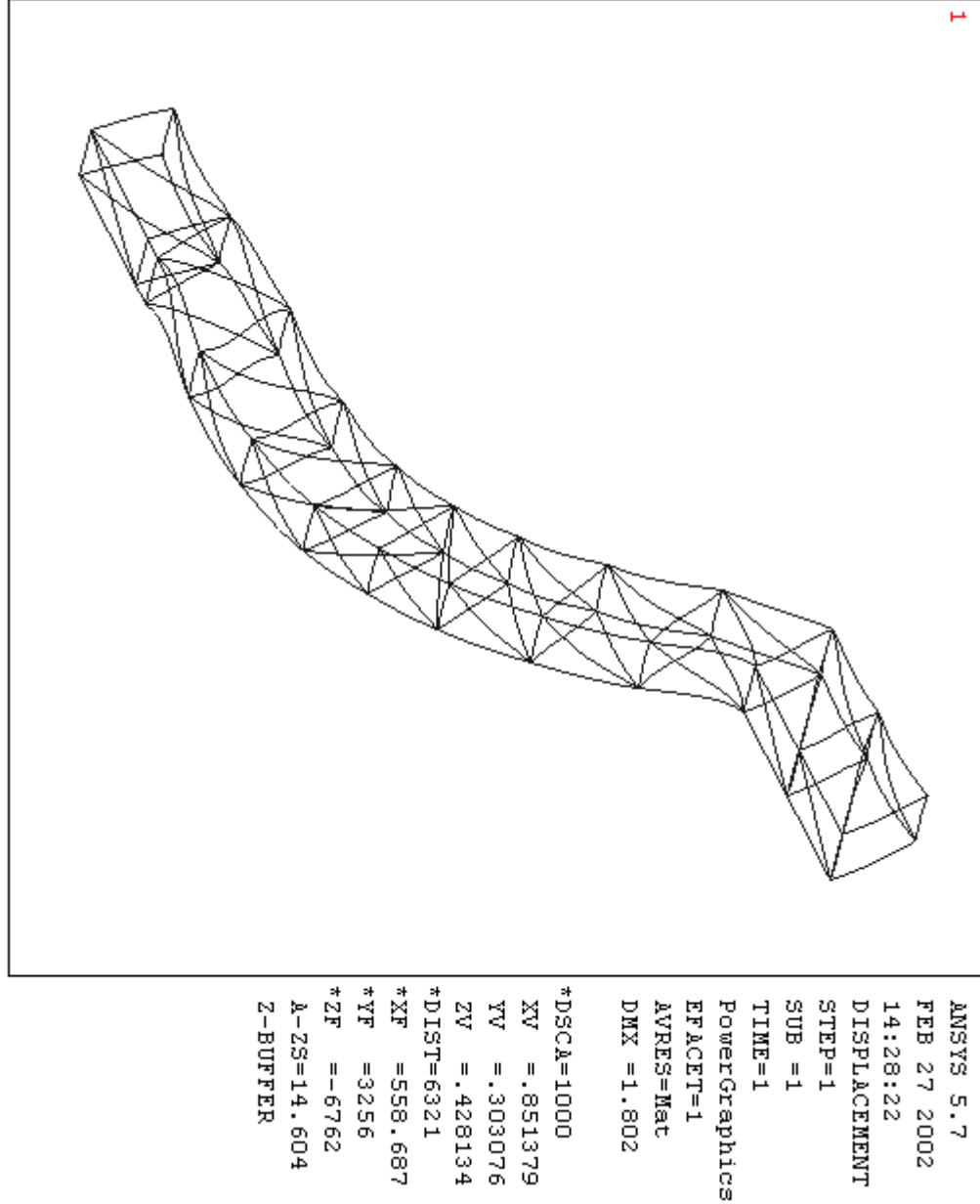
Şekil 7.18’de görüldüğü gibi bu değişiklikler sonucunda stabilite ve estetik açıdan elde edilen avantajlar, mukavemeti olumsuz yönde etkilememiştir. Sonuçta elde edilen maksimum deformasyon 1.802 mm, bir önceki adımda elde edilen değere çok yakındır ve izin verilen sınırlar içindedir.



Şekil 7.18 Maksimum deformasyon

Ayrıca, stabilitenin görülmesi bakımında büyük önem taşıyan deformasyonun abartılarak çizdirilmesinin sonuçları Şekil 7.19'da görülmektedir. Deformasyon faktörü 1000 seçilmiştir. Sonuçta iskeletin tüm parçalarının birbiriyle orantılı biçimde deformasyona uğradığı, ve kaynaklı parçaların tek bir parçaymış gibi çalıştığı görülmektedir.

Sonuç her açıdan belirlenen hedeflere ulaşıldığını göstermektedir.



Şekil 7.19 Deformasyon faktörünün 1000 seçilmesiyle elde edilen sonuç

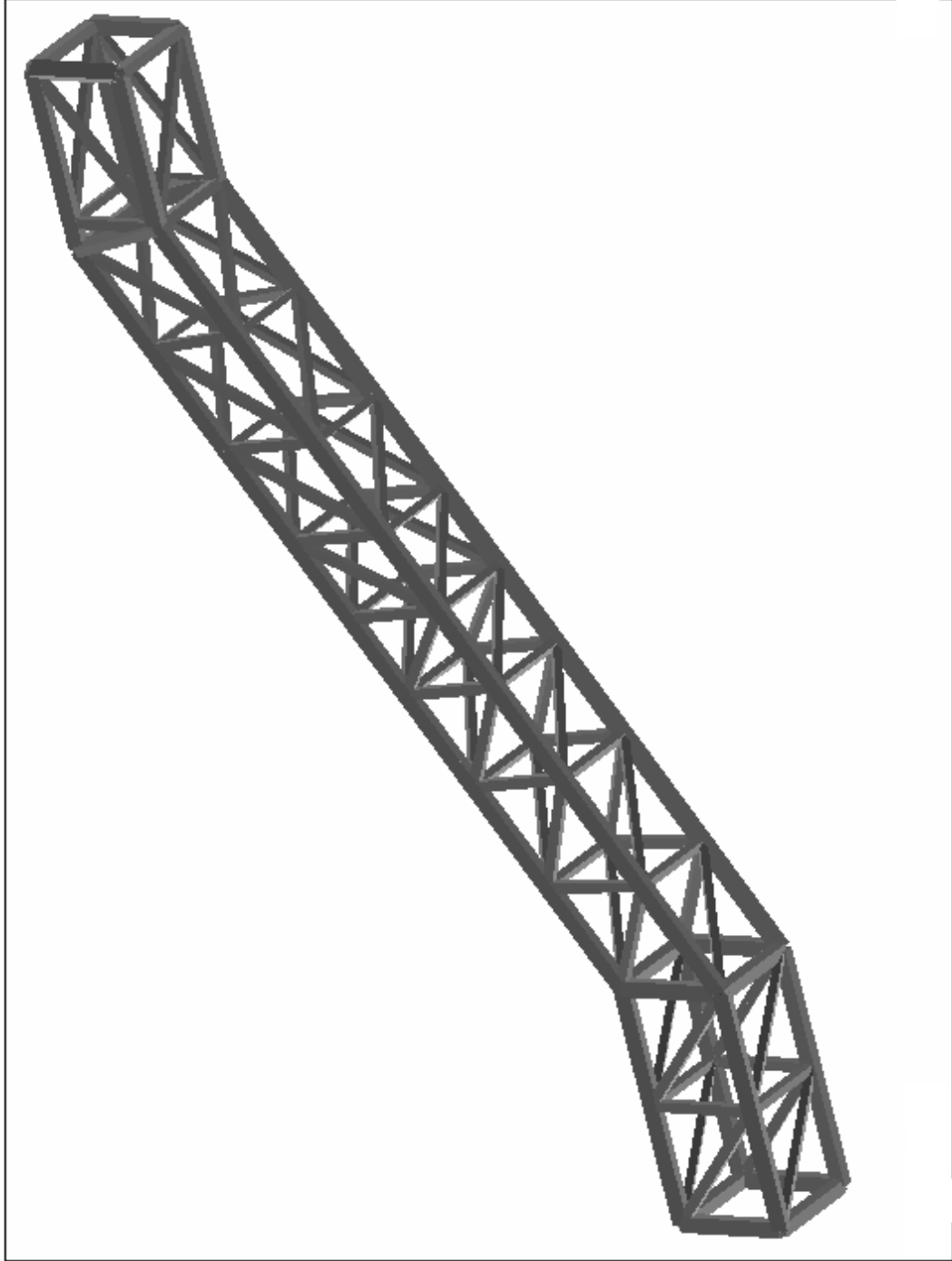
8. İSKELET ÜZERİNDE ANALİZLER

Yedinci bölümde anlatılan adımlar sonucunda hedeflenene uygun bir yürüyen merdiven iskeleti modeli elde edilmiştir. Bir sonraki aşamada, bu model üzerinde sonlu elemanlar metoduyla çeşitli analizler gerçekleştirilmiştir.

Öncelikle belirtilmelidir ki, ANSYS ve diğer sonlu elemanlar analizi yapan programlarda sonucu almanın iki temel yolu vardır: a) Nodal çözüm b) Eleman çözümü. Nodal çözümde, hesaplamalar nodlar esas alınarak yapılmakta, ve sonuçlar her nod için tek tek bulunmaktadır. Eleman çözümünde ise elemanlar üzerinde hesap yapılmaktadır. Bazı problemlerde, bu yöntemlerden yalnızca biri tam doğru sonuç verir. Bazısında ise ikisi de kullanılabilir. Bu çalışmada, nodal çözüm esas alınmıştır, ancak eleman çözümü ile de sonuçlarda önemli bir fark doğmadığı ispatlanmıştır.

Sonuçların grafik olarak gösterilmesinde önceki bölümlerdeki gibi elemanların çok ince olarak çizilmesi uygun olmayacağı için, eleman boyutu PlotCtrls => Style => Size and Shape menüsünden dört kat büyük çizilecek şekilde ayarlanmıştır. Ayrıca, sonuçların daha rahat incelenebilmesi için PlotCtrls => Style => Edge Options'tan elemanların kenar kalınlıkları 0 seçilmiştir.

Bu ayarlara uygun şekilde çizilmiş iskelet modeli Şekil 8.1'de görülmektedir.

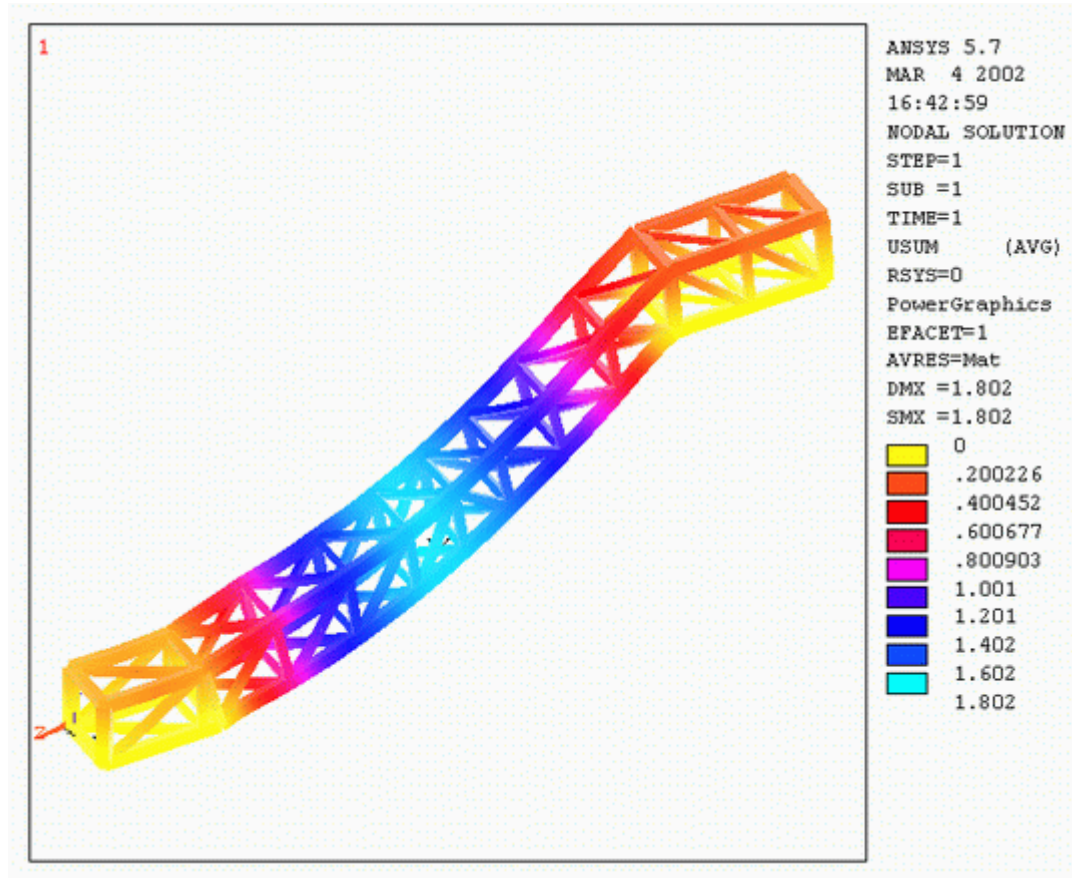


Şekil 8.1 Eleman boyu = 4x Çizgi kalınlığı = 0 ile elde edilen model görüntüsü

8.1 Deformasyon Analizi

8.1.1 Toplam Deformasyon

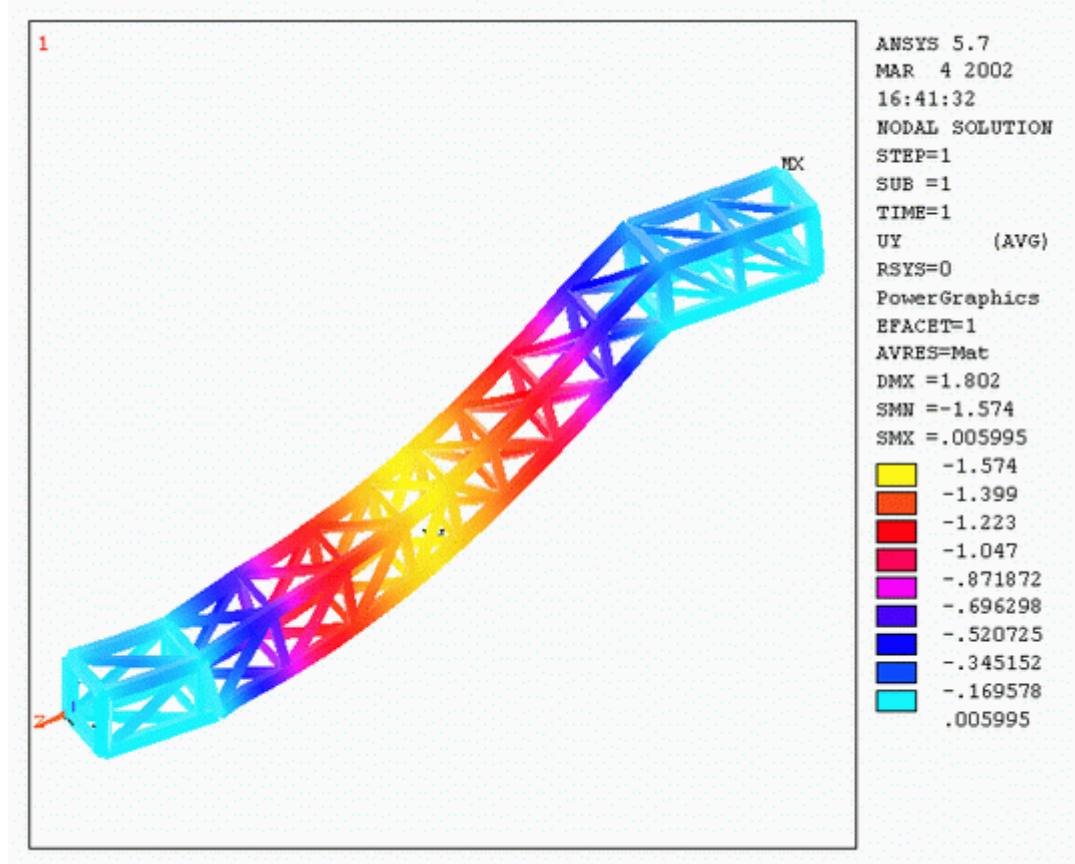
Sonlu elemanlar metodu ile yapılan analizler sonucunda iskeletin herhangi bir noktasında meydana gelecek deformasyonu tam olarak tahmin etmek mümkündür. Ayrıca, Şekil 8.2’de görüldüğü gibi, deformasyon miktarının haritasını çıkarmak da mümkündür. Bu harita, tüm eksenlerde meydana gelen deformasyonun toplamını göstermektedir. En yüksek deformasyon miktarı, beklendiği gibi iskeletin en zayıf yeri olan ortasında açık mavi renkle, en düşük deformasyon ise alt ve üst apron kısımlarında açık sarı renkle gösterilmiştir. Maksimum deformasyon miktarı, daha önce de bulunduğu gibi 1.802 mm’dir. Ayrıca üst apron kısmının alta göre biraz daha fazla zorlanmaya maruz kaldığı da görülmektedir.



Şekil 8.2 Toplam deformasyon

8.1.2 Y Ekseninde Deformasyon

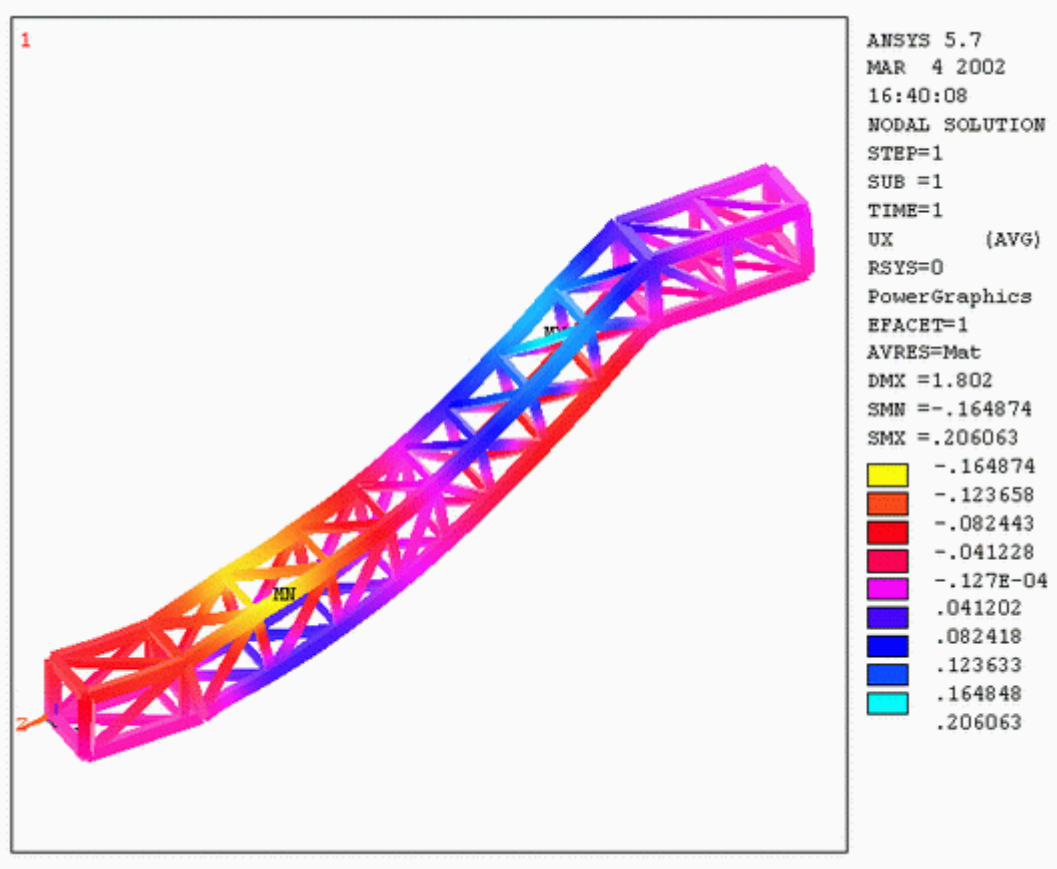
Yolcu ağırlığı ve yerçekimi y ekseninde etki ettiği için en büyük deformasyonun bu ekseninde meydana gelmesi beklenebilir. Gerçekten de, Şekil 8.3'te görüldüğü gibi, sarı ile belirtilen orta bölge y ekseninde en yüksek deformasyona maruz kalan bölgedir. Bu deformasyon, (sadece y eksenini için) 1.574mm olarak bulunmuştur. Açık mavi ile gösterilen alt ve üst apronun yere sabitlenen kısımlarında y eksenine göre deformasyon yoktur.



Şekil 8.3 Y ekseninde deformasyon

8.1.3 X Ekseninde Deformasyon

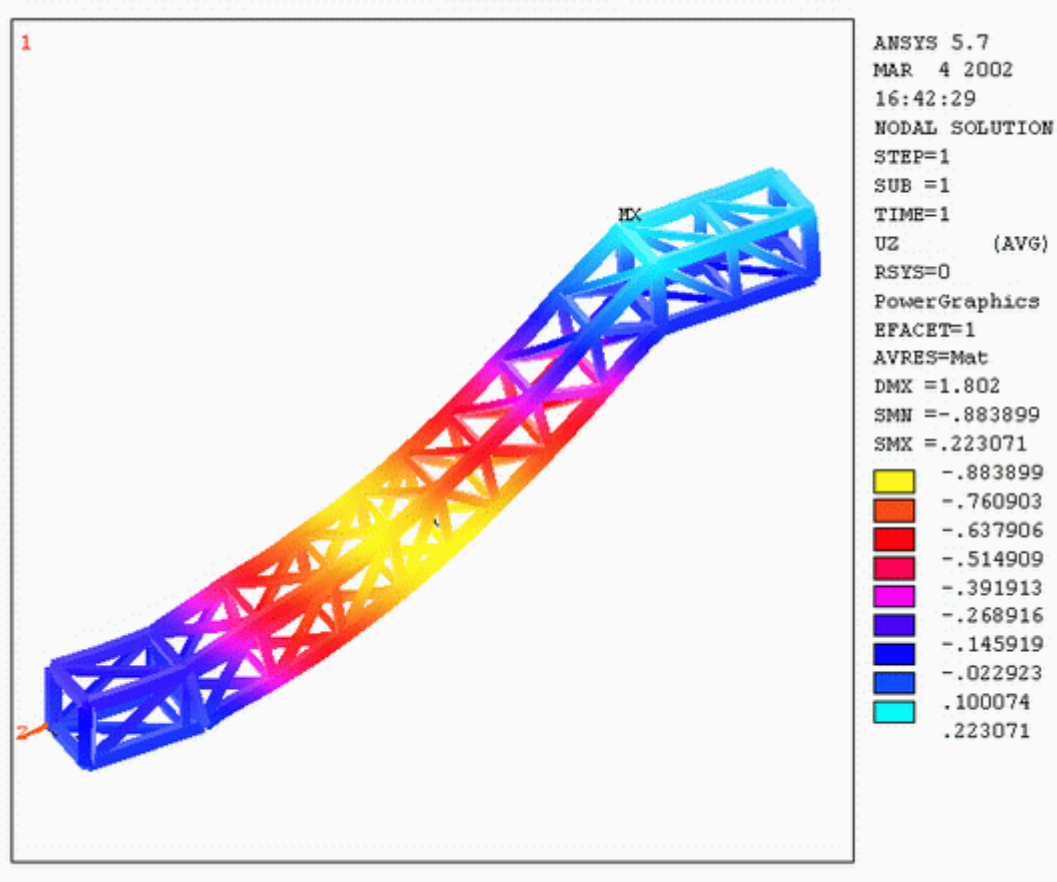
X ekseninde oldukça küçük miktarlarda deformasyon meydana gelmektedir. Şekil 8.4'te görüldüğü gibi $-x$ yönünde maksimum 0.165mm (sarı bölge), $+x$ yönünde maksimum 0.21mm deformasyon (açık mavi bölge) gözlenmektedir. Açık mor ile belirtilen alt apronun altı, üst apronun üstü ve iskeletin tam ortasında x yönünde kayda değer bir deformasyon meydana gelmemektedir.



Şekil 8.4 X ekseninde deformasyon

8.1.4 Z Ekseninde Deformasyon

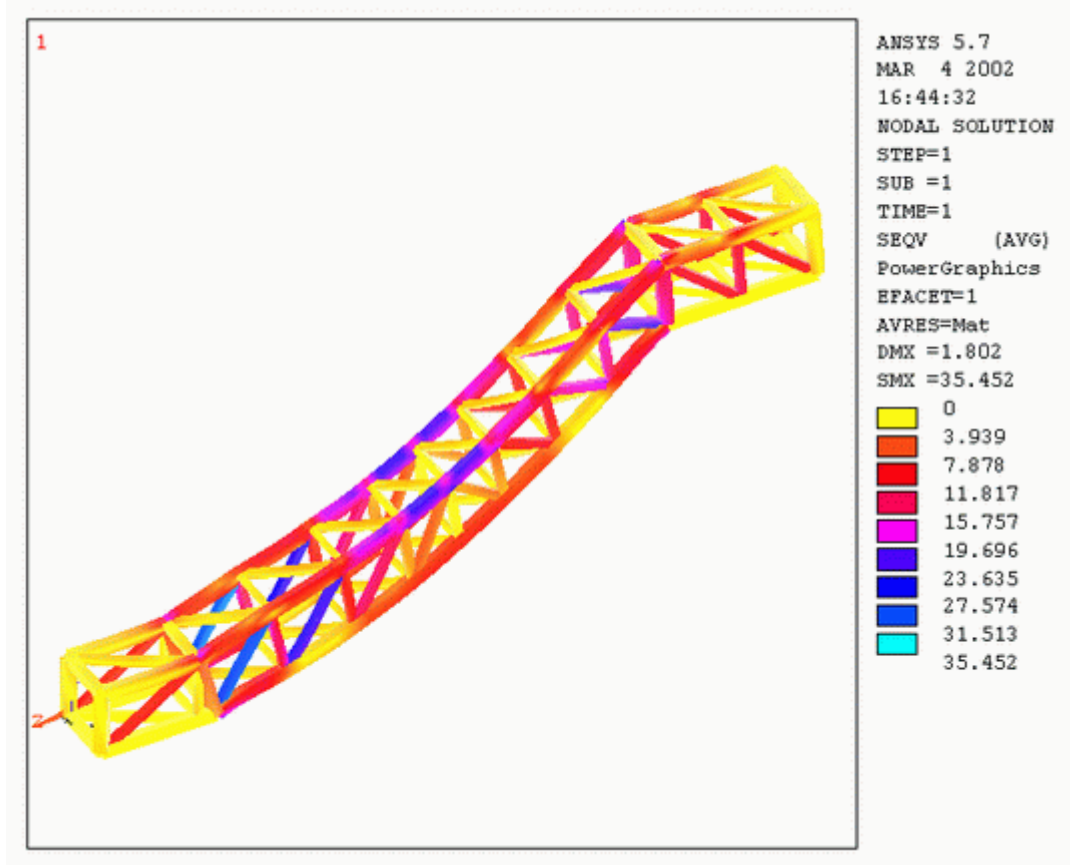
Üst apronun alt aprondan z ekseninde oldukça daha uzun olduğu göz önüne alınırsa, yükleme sonucunda bu ekseninde meydana gelecek deformasyonların uniform olmayacağı tahmin edilebilir. Gerçekten de, Şekil 8.5'te üst apron kısmının +x yönünde 0.2mm deformasyona uğradığı, alt apron kısmının ise -x yönünde 0.27mm'ye kadar deformasyona uğradığı görülmektedir. Bu eksenindeki en yüksek deformasyon ise sarı rekle gösterilen, orta kısmın aşağıya yakın olan bölgesinde -x yönünde 0.883mm ile tesbit edilmiştir.



Şekil 8.5 Z ekseninde deformasyon

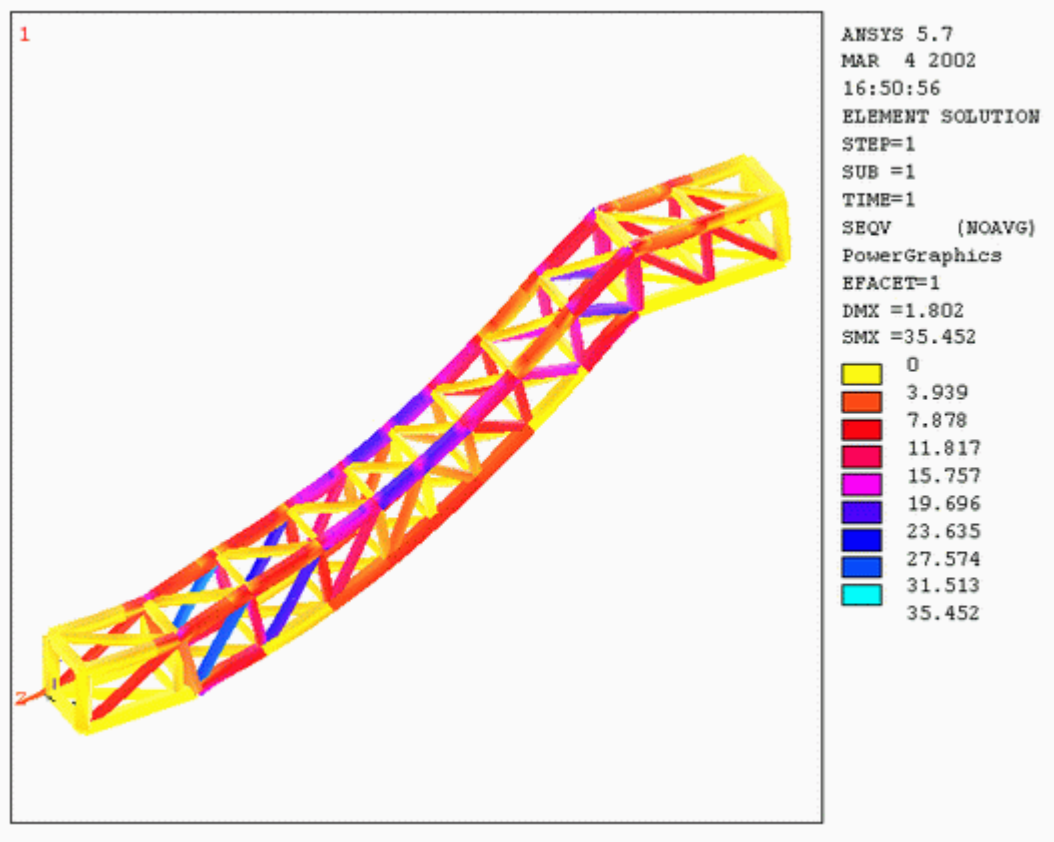
8.2 Gerilme Analizi

İskeletin her istenen noktasındaki gerilme miktarının öğrenilmesi mümkündür. Bunun için, PostProcessor bölümünden Von Mises kriterine göre Stress değerlerinin haritasının çıkarılması istenmiştir. Şekil 8.6'da görülen grafik elde edilmiştir. Sonuçlar N/mm^2 cinsindendir. Maksimum gerilmenin 35 N/mm^2 ile izin verilen değerin altında olduğu görülmektedir.



Şekil 8.6 Von Mises kriterine göre gerilmeler (nodal)

Aynı grafiğin nodal değil de elemental hesap ile elde edilmiş hali Şekil 8.7’de gösterilmiştir. Şekil 8.6 ile karşılaştırıldığında önemli bir farklılık bulunmadığı görülmektedir.



Şekil 8.7 Von Mises kriterine göre gerilmeler (elemental)

9. KARŞILAŞTIRMALAR

Tasarımda sonlu elemanlar metodundan faydalanmanın önemli bir avantajı da karşılaştırmaların kolayca ve masrafsızca gerçekleştirilebilmesidir. Ölçülerde, malzemelerde ve diğer özelliklerde meydana gelecek değişikliklerin sonucu nasıl etkileyeceğini öğrenmek için sadece model üzerinde ilgili özelliklerin değiştirilmesi ve hesabın tekrarlanması yeterlidir.

Bu olanağın yürüyen merdiven tasarımında nasıl kullanılabileceğinin ortaya konulması için merdiven basamak genişliği 1100mm'den sırasıyla 1000mm, 800mm ve 600mm'ye düşürülmüş ve meydana gelen değişiklikler incelenmiştir. Bu aşamada modelde basamak genişliği ve basamak ağırlığı hariç tüm özellikler aynı tutulmuştur.

İkinci olarak ta çalışma boyunca 30° olarak sabit tutulan iskelet eğimi 27.5° ve 35° olarak değiştirilmiş ve sonuçlar incelenmiştir.

Ayrıca iskelette kutu profil, I-profil ve L-profil kullanılmasının sonuçları nasıl değiştirdiği de incelenmiştir.

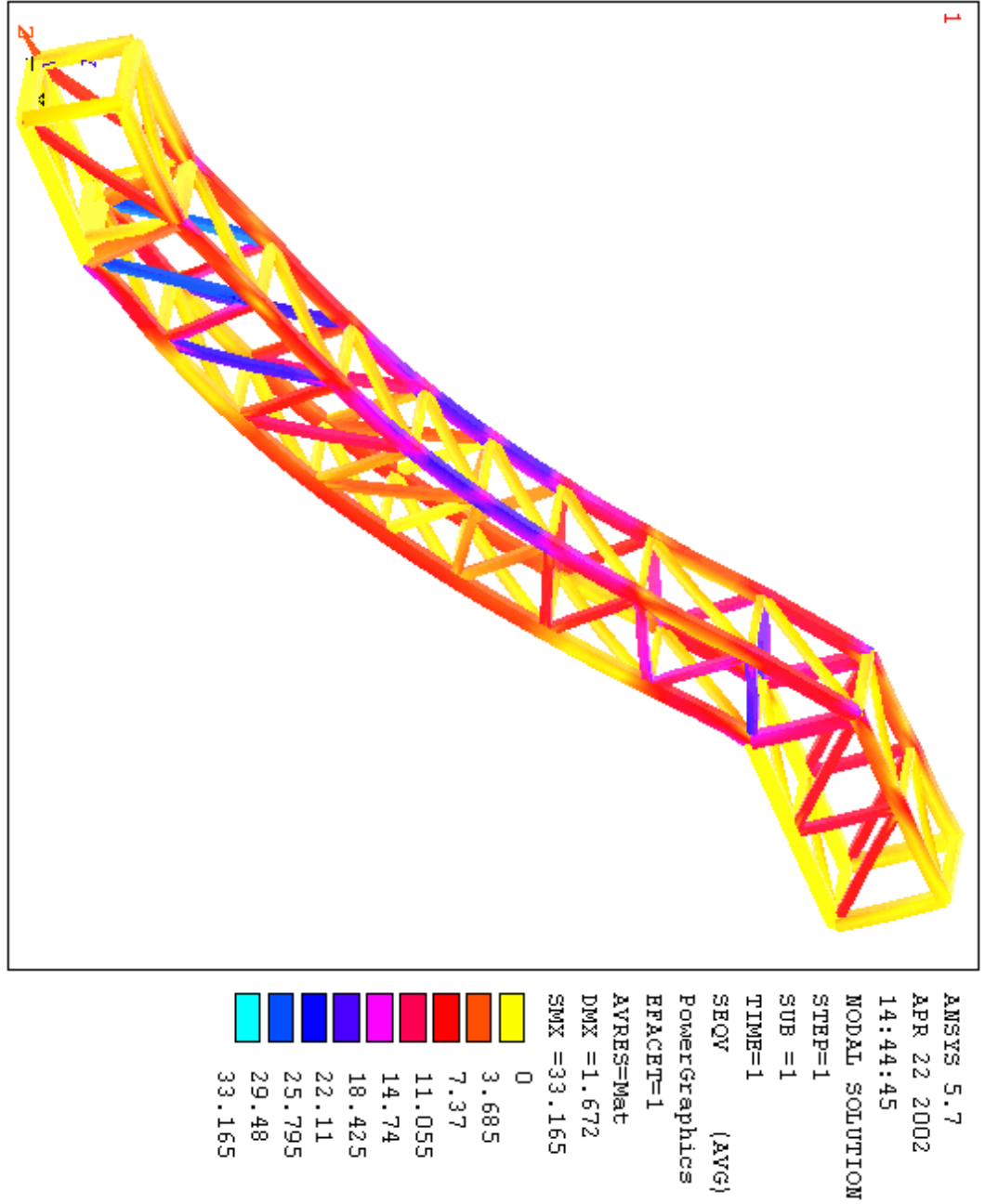
9.1 Basamak Genişliğine Göre Karşılaştırmalar

9.1.1 Basamak Genişliği = 1000mm

Bu adımda basamak genişliği 1000mm'ye düşürülmüştür. Buna göre basamak ağırlığı ise 35kg olarak alınmıştır.

$$\text{Toplam yük} = 2/3 \times 22 \times 75 + 44 \times 35 = 2640 \text{kg} = 25898,4 \text{N}$$

Bu yük miktarı ile elde edilen gerilme grafiği Şekil 9.1'de görülmektedir. Maksimum yerdeğiştirme 1.672mm olarak elde edilmiştir. Farkı görmek için aynı basamak genişliği için bir önceki bölümde olduğu gibi 40kg basamak ağırlığı alındığında ise maksimum yerdeğiştirme 1.792mm olarak bulunmaktadır.

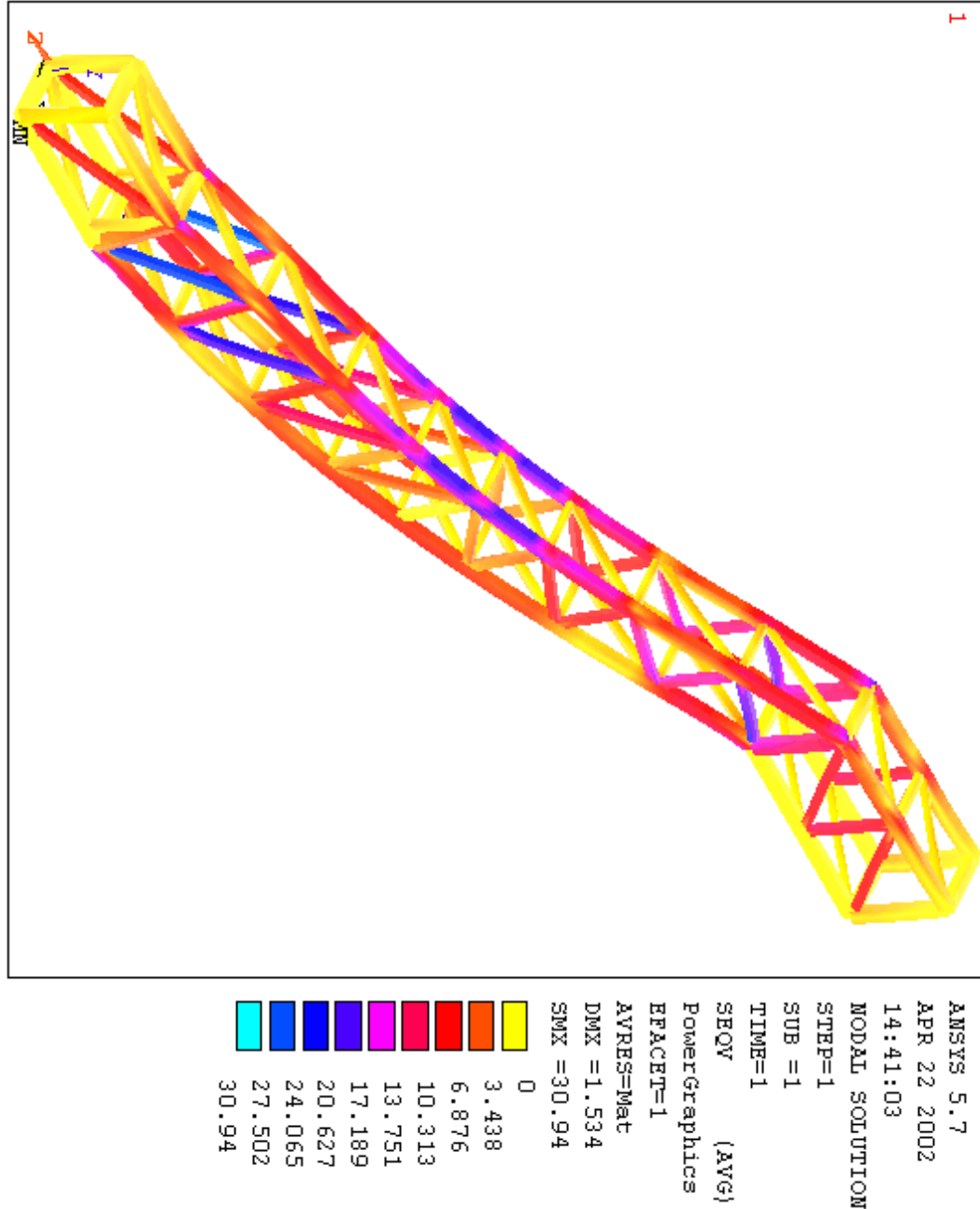


Şekil 9.1 Basamak genişliği = 1000mm için gerilme grafiği

9.1.2 Basamak genişliği = 800mm

Basamak genişliğinin 800mm'ye, basamak ağırlığının da 30kg'a düşürülmesi ile, Toplam yük = $2/3 \times 22 \times 75 + 44 \times 30 = 2420 \text{kg} = 23740,2 \text{N}$ olmuştur.

Sonuçta Şekil 9.2'de görüldüğü gibi maksimum yerdeğiştirme 1.537mm olmuştur. Basamak ağırlığı 40kg olarak bırakıldığında ise 1.778mm olmaktadır.

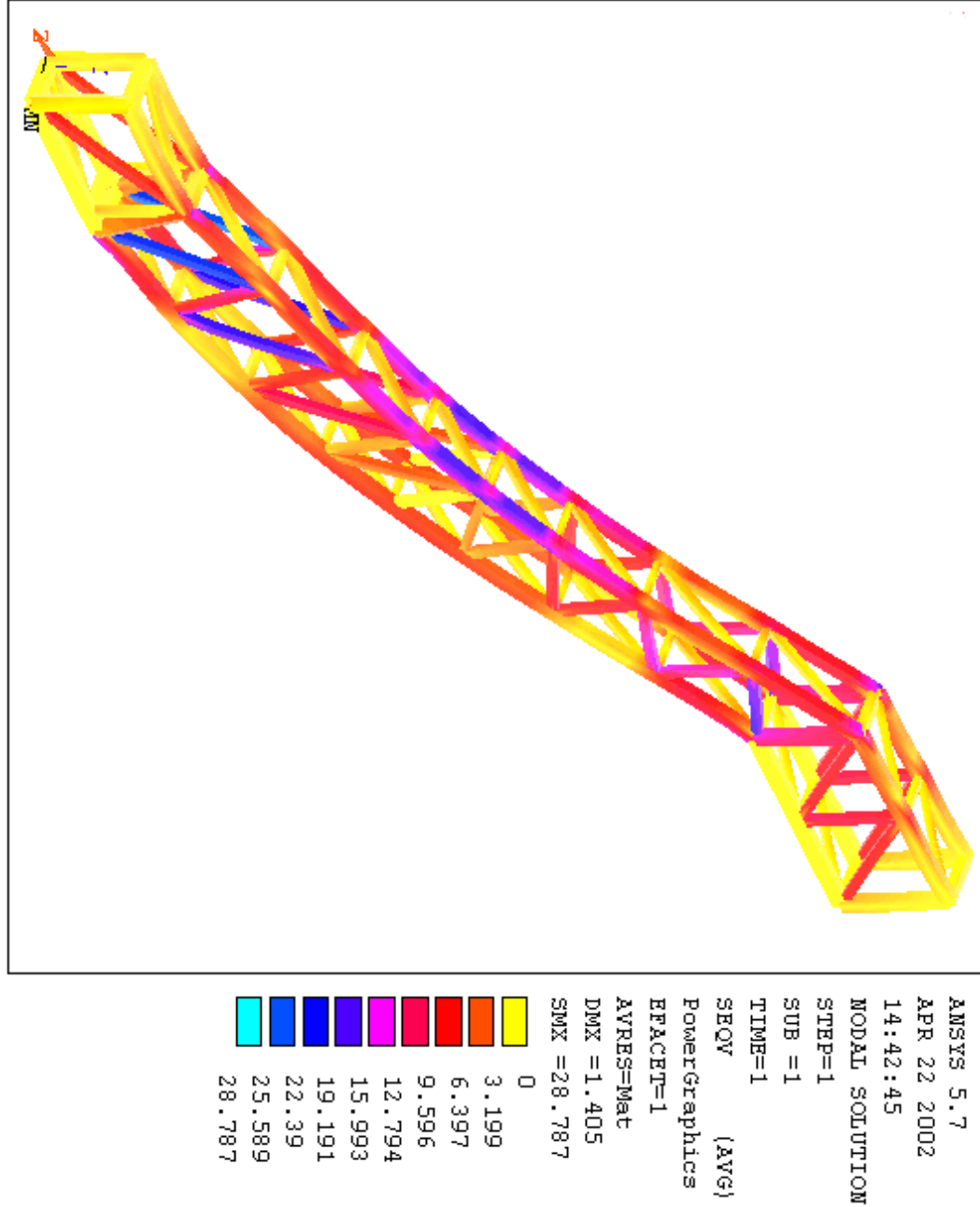


Şekil 9.2 Basamak genişliği = 800mm için gerilme grafiği

9.1.3 Basamak genişliği = 600mm

Basamak genişliğinin 600mm'ye, basamak ağırlığının da 25kg'a düşürülmesi ile, Toplam yük = $2/3 \times 22 \times 75 + 44 \times 25 = 2420\text{kg} = 21582\text{N}$ olmuştur.

Sonuçta Şekil 9.3'te görüldüğü gibi maksimum yerdeğiştirme 1.408mm olmuştur. Basamak ağırlığı 40kg olarak bırakıldığında ise 1.769mm olmaktadır.



Şekil 9.3 Basamak genişliği = 600mm için gerilme grafiği

9.1.4 Değerlendirme

Basamak genişliği ile birlikte maksimum deformasyon miktarı aşağıdaki gibi değişmiştir:

Tablo 9.1 Basamak genişliğine göre maksimum deformasyon miktarı

Basamak Gen. [mm]	Maks. Def. [mm]
1100	1.802
1000	1.672
800	1.537
600	1.408

Basamak ağırlığı 40kg'da sabit tutulduğunda ise değişim aşağıdaki gibi olmuştur:

Tablo 9.2 Basamak ağırlığının sabit tutulmasıyla elde edilen sonuç

Basamak Gen. [mm]	Maks. Def. [mm]
1100	1.802
1000	1.792
800	1.778
600	1.769

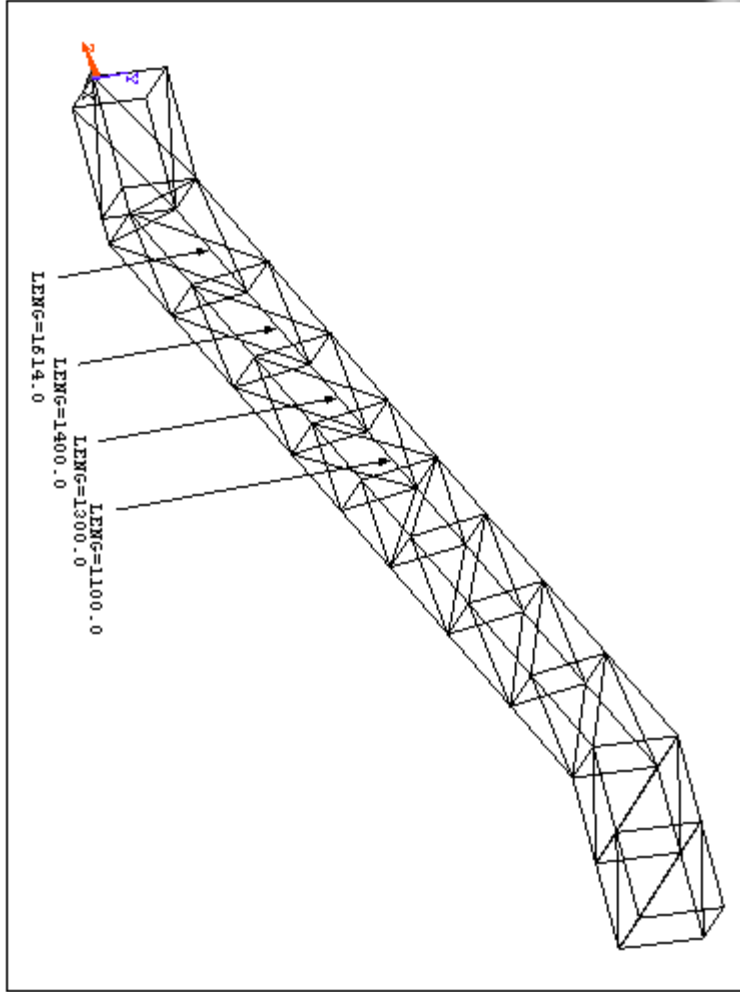
Bu sonuçların değerlendirilmesinde, modelin yedinci bölümde 1100mm'lik bir basamak genişliği için optimize edildiği gözden kaçırılmamalıdır. Görülmektedir ki, basamak genişliğinin azaltılması ile birlikte basamak ağırlığı da düşmekte, ve bu da medivene gelen yükleri önemli ölçüde azaltmaktadır. Bu durumda daha küçük genişlikler için mevcut model gereğinden fazla dayanıklıdır ve buna göre profil sayısının azaltılması gerekmektedir.

Diğer ilginç bir sonuç ta, basamak ağırlığı sabit tutulduğunda sonuçlarda önemli bir değişim meydana gelmemesidir. Buradan anlaşılmaktadır ki, basamak ağırlığı sonuca basamak genişliğinden çok daha fazla etki etmektedir.

9.2 Eğim Açısına Göre Karşılaştırmalar

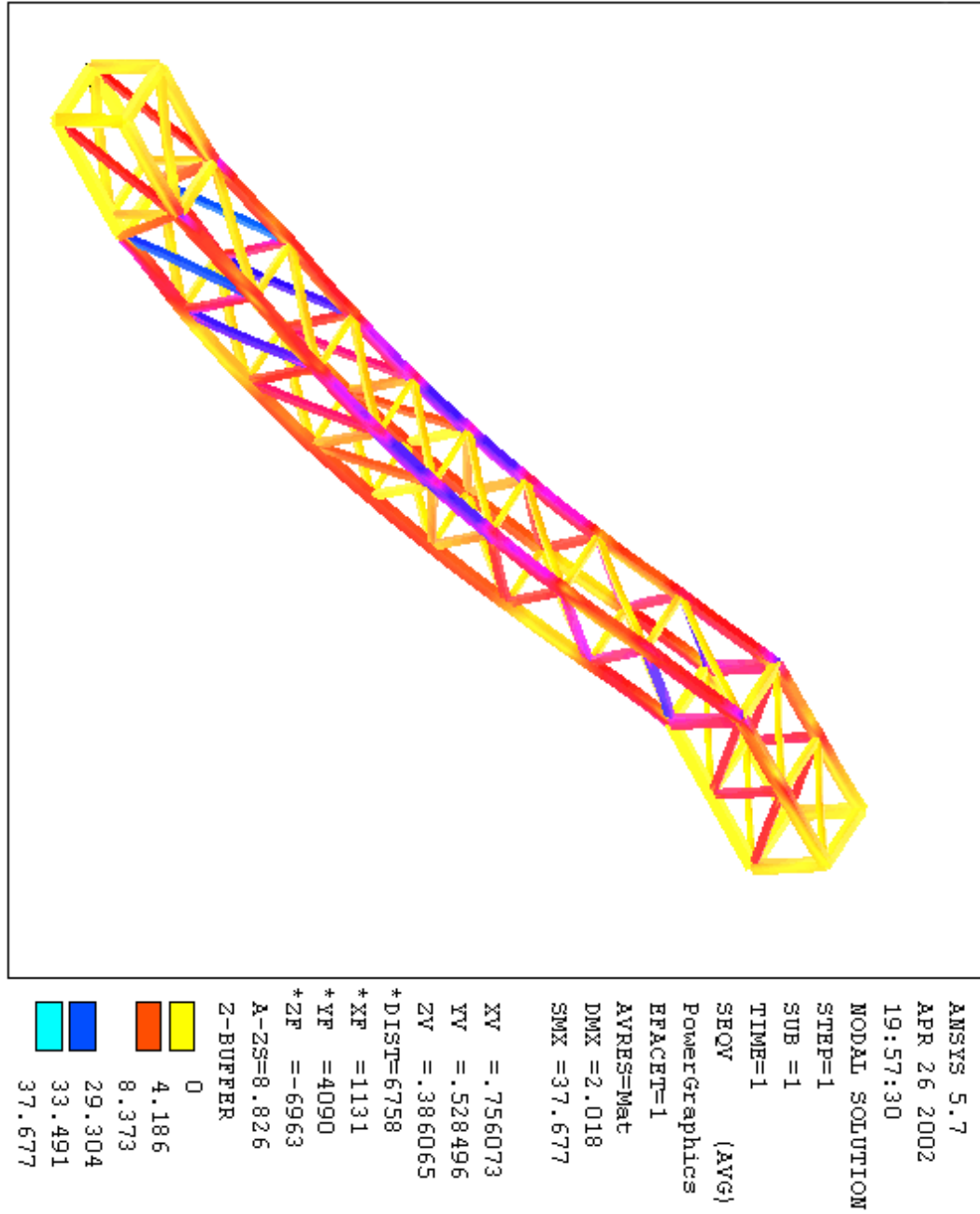
9.2.1 Eğim Açısı = 27.5°

Eğim açısının 27.5°'ye düşürülmesi iskeletin eğimli kısmında bazı değişiklikleri kaçınılmaz hale getirmiştir. Eğimli kısımdaki ana profillerin boyları buna göre ayarlanmıştır. Ara profillerde bu değişikliklere uygun olarak yerleştirilmiştir. Ancak karşılaştırmaları olanaklı kılmak için 30°'lik modele göre değişiklikler mümkün olduğu kadar az tutulmuştur. Modelin bu aşamadaki hali ve değişen ölçüler Şekil 9.4'te görülmektedir.



Şekil 9.4 Modelin 27.5° eğim açısına göre değiştirilmiş hali

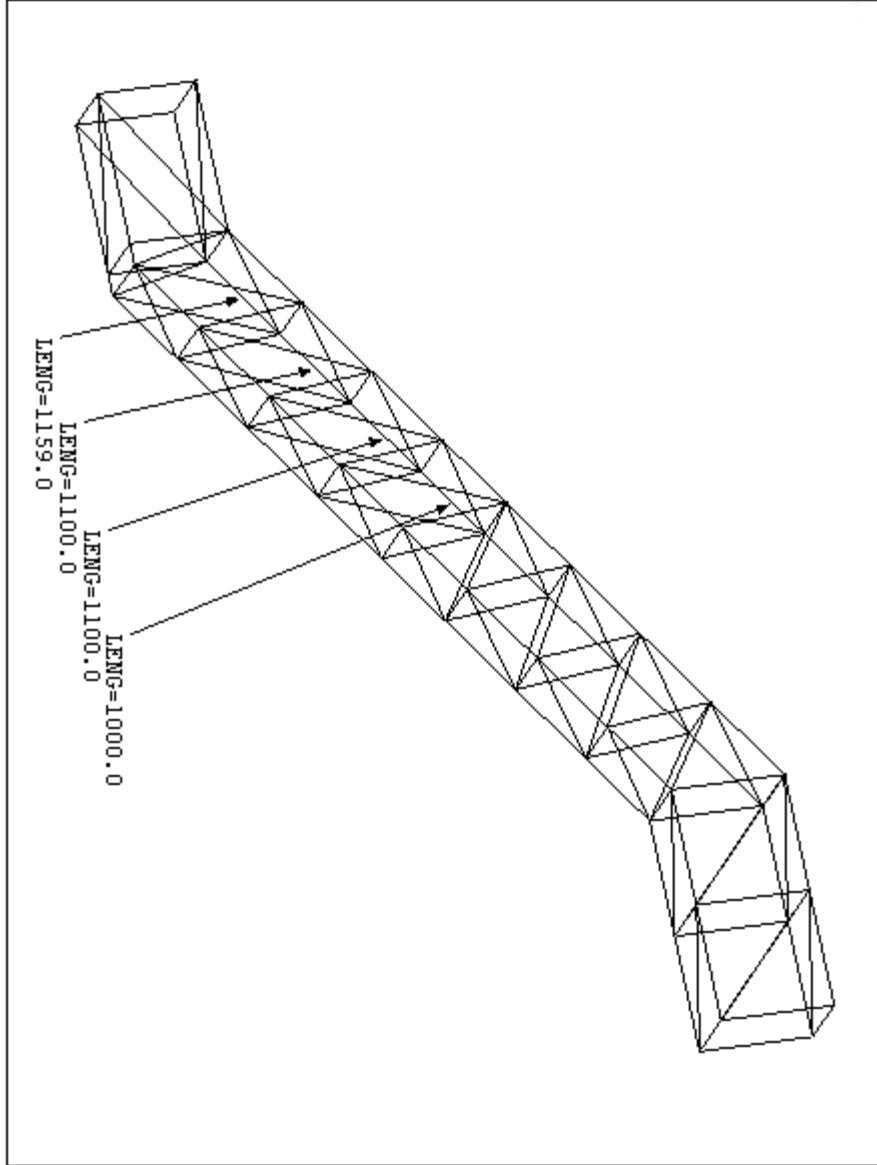
Gerilme ve deformasyon analizinin sonuçları Şekil 9.5'te görülmektedir. Maksimum deformasyon miktarı 2.018mm olarak bulunmuştur.



Şekil 9.5 Gerilme ve deformasyon analizi sonuçları

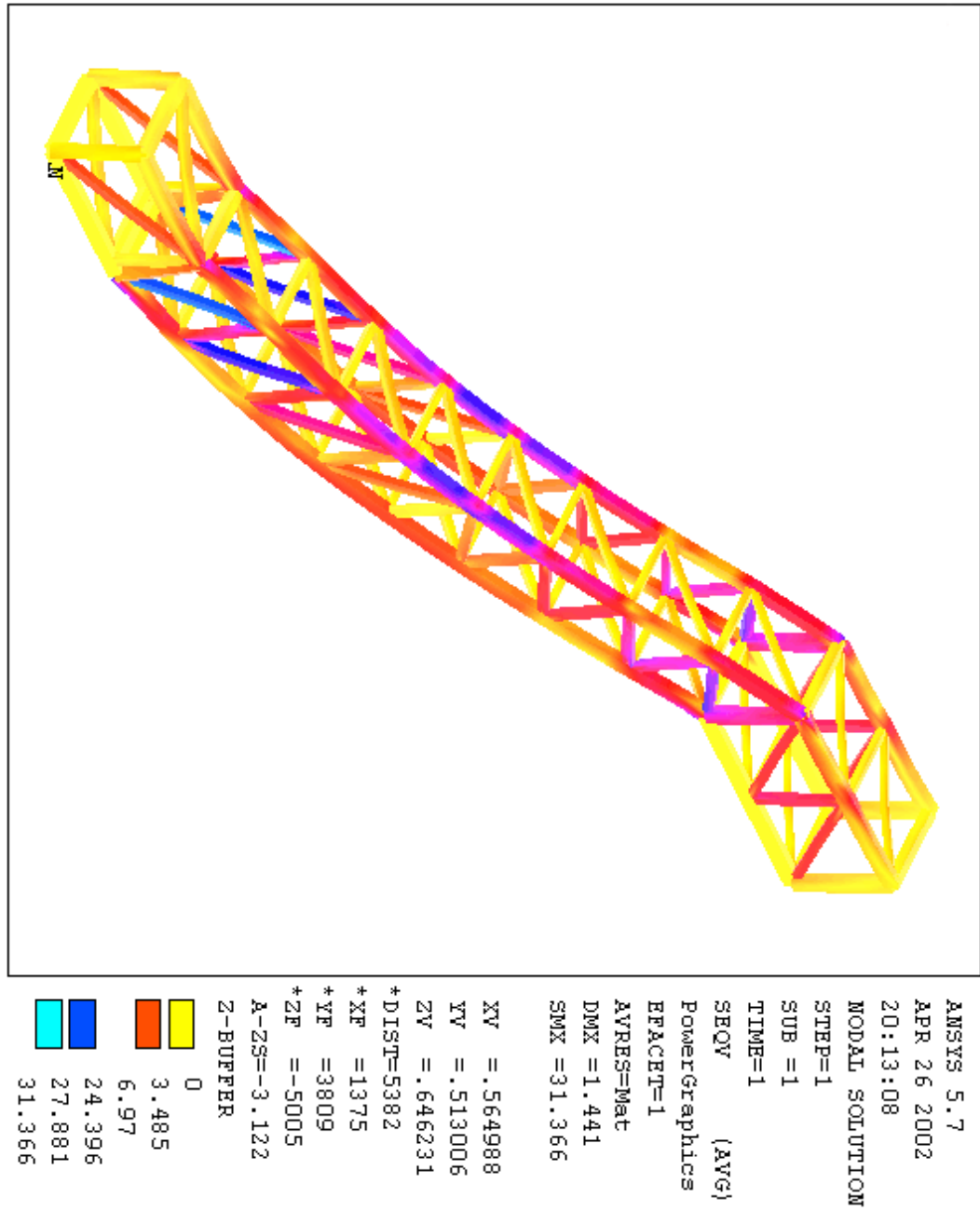
9.2.2 Eğim Açısı = 35°

Eğim açısının 35°'ye çıkarılması sonucunda iskeletin eğimli kısımdaki ana ve ara profiller Şekil 9.6'da görüldüğü gibi değiştirilmiştir.



Şekil 9.6 Modelin 35° eğim açısına göre değiştirilmiş hali

Gerilme ve deformasyon analizinin sonuçları Şekil 9.7’te görülmektedir. Maksimum deformasyon miktarı 1.441mm olarak bulunmuştur.



Şekil 9.7 Gerilme ve deformasyon analizi sonuçları

9.2.3 Değerlendirme

Maksimum deformasyon değeri eğim açısına göre aşağıdaki gibi değişmektedir.

Tablo 9.3 Eğim açısına göre maksimum deformasyon değişimi

Açı [°]	Maks. Def. [mm]
27.5	2.018
30	1.802
35	1.441

Sonuç olarak deformasyon ve gerilme analizlerinden yürüyen merdivenin eğim açısının artmasıyla birlikte maksimum deformasyon ve maksimum gerilme değerlerinin düştüğü görülmektedir. Büyük yükler altında kalacak yürüyen merdivenlerde eğim açısının büyük seçilmesi avantajlıdır.

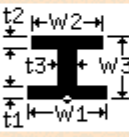
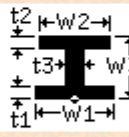
9.3 Profil Tipine Göre Karşılaştırmalar

Projede yüksek mukavemet sağlaması nedeniyle kutu profil kullanılmıştır. Ancak değişik profil tipleriyle nasıl sonuçlar alınacağı da incelenmiştir. Yürüyen merdiven iskeletlerinde sıkça kullanılan I-profil ve L-profilin verdiği sonuçlar aşağıdaki gibidir.

Bu karşılaştırmalarda ölçüler belirlenirken kesit alanının sabit kalmasına dikkat edilmiştir. Daha önce kutu profillerde olduğu gibi, kalın profiller için kesit alanı 384mm^2 , ince profiller için ise 264mm^2 'dir.

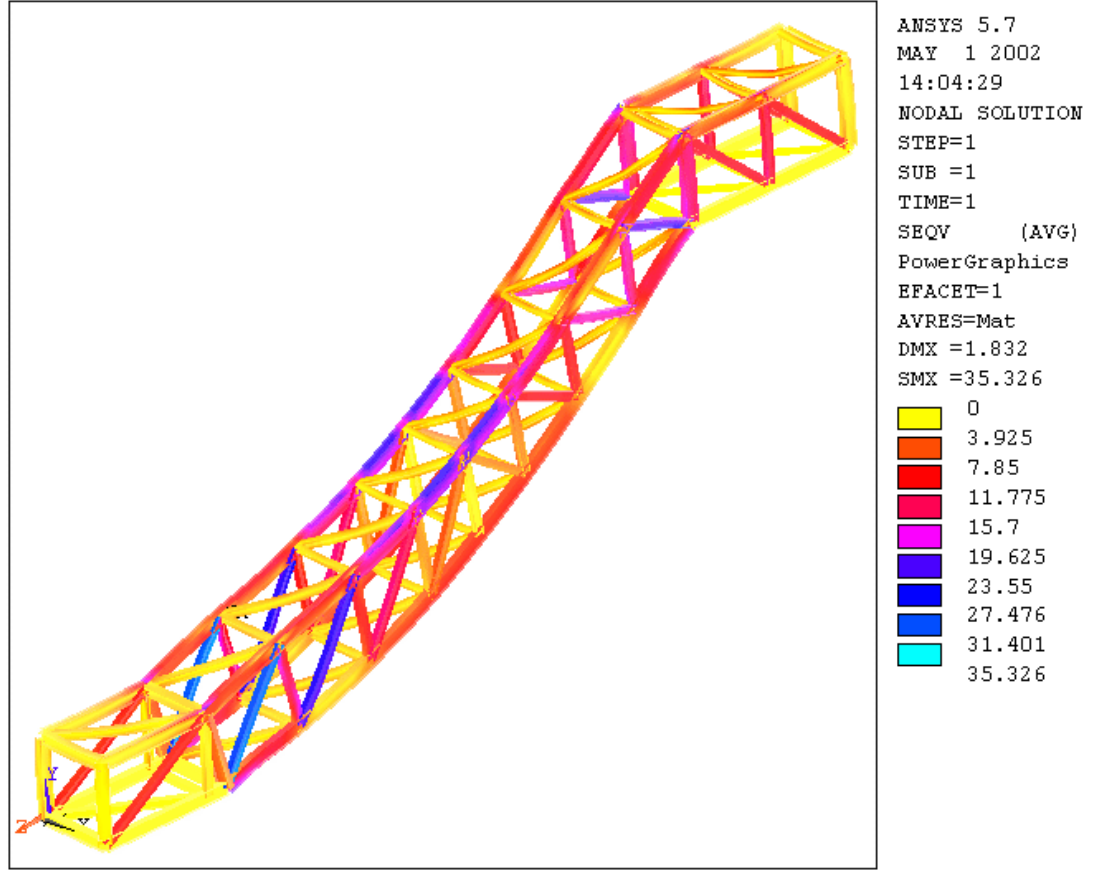
9.3.1 I-Profil

Ölçüler ANSYS'te profil tanımlama penceresinde Şekil 9.8'de görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

Beam Tool		Beam Tool	
ID	3	ID	4
Name	I-kalin	Name	I-ince
Sub-Type	I	Sub-Type	I
Offset To	Centroid	Offset To	Centroid
Offset-Y	-1.4988e-015	Offset-Y	-1.53413e-01
Offset-Z	30	Offset-Z	20
			
W1	40	W1	30
W2	40	W2	30
W3	60	W3	40
t1	2	t1	2
t2	2	t2	2
t3	4	t3	4

Şekil 9.8 I-profillerin ölçüleri

Bu profillerle elde edilen gerilme grafiği Şekil 9.9'da görülmektedir. Maksimum deformasyon değeri kutu profilli modele göre küçük bir artma göstererek 1.832mm'ye çıkmıştır. Gerilmelerde de küçük bir artma görülmektedir.



Şekil 9.9 I-profiller ile gerilme grafiği

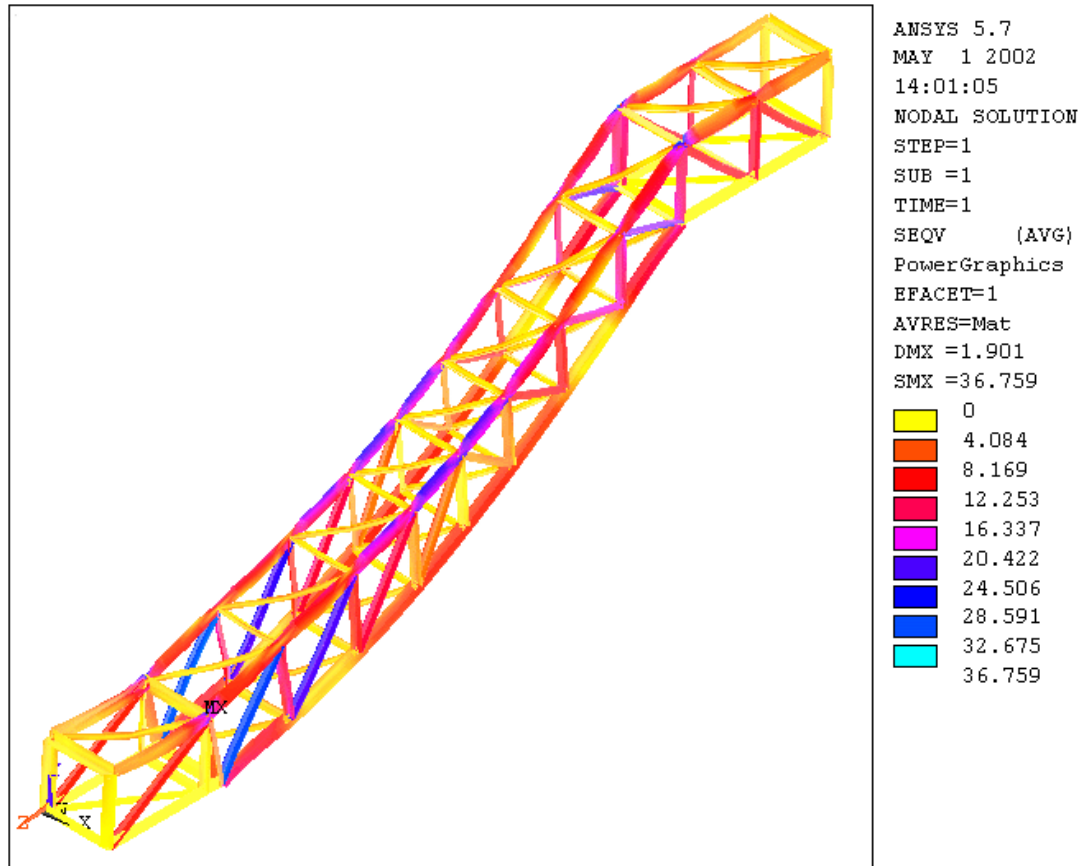
9.3.2 L-Profil

Ölçüler ANSYS'te profil tanımlama penceresinde Şekil 9.10'da görüldüğü gibi tanımlanmıştır.

Bu profillerle elde edilen gerilme grafiği Şekil 9.11'de görülmektedir. Maksimum deformasyon değeri hem kutu profilili modele hem de I-Profilli modele göre büyük bir artma göstererek 1.901mm'ye çıkmıştır. Gerilmelerde de artma görülmektedir.

Beam Tool		Beam Tool	
ID	5	ID	6
Name	Lkalin	Name	Lince
Sub-Type	L	Sub-Type	L
Offset To	Centroid	Offset To	Centroid
Offset-Y	7.5	Offset-Y	5.90909
Offset-Z	17.5	Offset-Z	10.9091
W1	40	W1	30
W2	60	W2	40
t1	4	t1	4
t2	4	t2	4

Şekil 9.10 L-profillerin ölçüleri



Şekil 9.11 L-profiller ile gerilme grafiği

9.3.3 Değerlendirme

Bu karşılaştırmalar sonucunda kutu profilin en iyi mukavemete sahip olduğu kanıtlanmıştır. I-profillerle elde edilen sonuçlar kutu profillere yakın olsa da I-profil kullanımı bu model için gerilme ve deformasyonları artırmaktadır. L-profillerin mukavemetinin ise bu model için diğerlerine göre önemli ölçüde daha zayıf olduğu tesbit edilmiştir.

10. SONUÇLAR VE DEĞERLENDİRME

Başlangıçta ele alınan yürüyen merdiven iskeleti modeli, adım adım geliştirilerek dört adımda ideale mümkün olduğu kadar yakın bir hale ulaştırılmıştır. Başlangıçta profillerdeki maksimum deformasyon 5,6mm iken sonlu elemanlar analizi yardımı ile elde edilen sonuçlardan yola çıkılarak son halde bu değer 1,8mm'ye kadar düşürülmüştür.

Ayrıca bu iskeletin çeşitli yükler altında nasıl tepki vereceği, hangi kısımlarının nasıl bir deformasyona maruz kalacağı ve nasıl gerilmelere maruz kalacağı incelenmiştir. Sonlu elemanlar metodu ile, merdivenin herhangi bir bölgesinde istenilen sonuçların elde edebileceği gösterilmiştir.

Son aşamada ise model üzerinde yapılacak değişikliklerin sonuca nasıl etki ettiği incelenmiştir. Basamak genişliği 1100mm'den sırasıyla 1000mm, 800mm ve 600mm'ye düşürülmüş ve bunun doğal sonucu olarak basamak ağırlığında meydana gelen düşmenin gerilmeleri büyük ölçüde azalttığı tesbit edilmiştir. İskeletin eğiminin 27.5° ve 35° olarak belirlenmesiyle sonuçların nasıl değiştiği incelenmiş ve açının artmasıyla gerilmelerin ve deformasyon miktarının düştüğü tesbit edilmiştir. İskelette kutu profil, I-profil ve L-profil kullanmanın sonuçlara nasıl etki ettiği de incelenmiş ve kutu profilin en iyi mukavemete sahip olduğu ispatlanmıştır.

Sonlu elemanlar metodunun tanıtılmasında, bu metodun genellikle büyük bilgisayar gücüne ihtiyaç duymasının en büyük dezavantajlarından biri olduğu dile getirilmiştir. Ancak bu çalışma boyunca 600Mhz hızında ve 512MB hafıza kapasitesine sahip bir bilgisayar hesaplamaları her adımda beş dakikanın altında bir sürede bitirmiştir. Teknolojinin ilerlemesiyle bu sürelerin daha da düşeceği ve bunun sonlu elemanlar metodu için bir dezavantaj olmaktan çıkacağı açıktır.

Sonuçlar her durumda klasik elle hesap yöntemlerinden çok daha kısa sürede elde edilmiştir ve belli yükleme tarzları ile oluşan deformasyonların birkaç bin kat büyütülmesiyle iskeletin stabilitesinin ölçülmesi gibi elle yapılması imkansız yakın derecede zor işlemlerin gerçekleştirilmesi ile bu yöntemin yürüyen merdivenlere uygulanması ile elde edilecek avantajlar ortaya konmuştur.

KAYNAKLAR

- [1] **İmrak C. E. ve Gerdemeli İ.**, 2000. Asansörler ve Yürüyen Merdivenler, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul
- [2] **Kraus K.**, 1970. Installation Manual – Basic Field Practices for Installation of Elevator and Escalator Equipment, Freeport, New York
- [3] **Öztepe H.**, 1999. Transport Tekniği – Kaldırma ve Taşıma Makinaları, İ.T.Ü. Makina Fakültesi, İstanbul
- [4] **Rao S. S.**, 1988. The Finite Element Method in Engineering *Second Edition*, Pergamon Press, Oxford
- [5] **Kurtay T.**, 1980. Sonlu Elemanlar Yöntemine Giriş *Ders Notu*, İ.T.Ü. Makina Fakültesi Ofset Atölyesi, İstanbul
- [6] **Verein Deutscher Eisenhüttenleute**, 1967. Stahl Im Hochbau *13. Auflage*, Almanya
- [7] **ANSYS Basic Analysis and Procedures Guide**, 1997, *Second Edition*, SAS IP Inc.

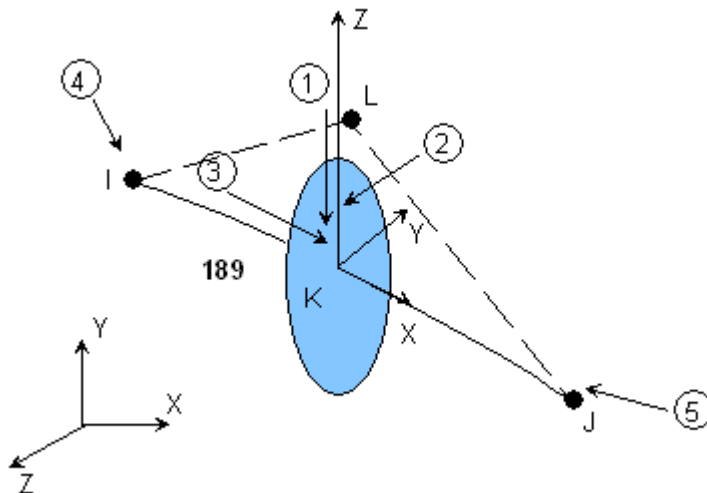
EK A. BEAM189 Elemanı

BEAM189, üç boyutlu kuadratik sonlu gerilme elemanı olarak tanımlanır. Bu eleman, ince ve orta kalınlıkta kiriş yapılarının incelenmesinde kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Hesapları Timoshenko kiriş teorisine dayanmaktadır. Kesme deformasyon etkileri de mevcuttur.

BEAM189, her düğüm noktasında altı veya yedi serbestlik derecesine sahiptir. Serbestlik derecesi adedi KEYOPT(1) değerine bağlıdır. Bu değer varsayılan ayar olan 0'a ayarlandığında x,y ve z eksenlerinde yer değiştirme ve dönme olarak altı adet serbestlik derecesi elde edilmektedir. KEYOPT(1)=1 seçildiğinde ise bunlara burulma da eklenerek serbestlik dereceleri adedi yediye çıkmaktadır.

Bu eleman, lineer, yüksek miktarda dönme bulunan, ve/veya yüksek deformasyonlu nonlineer uygulamalara çok uygundur.

BEAM189 varsayılan olarak NLGEOM parametresi ON durumunda ise gerilme katılık değerlerini içerir. Bu eklenen gerilme katılık değerleri, fleksural, lateral, ve torsiyonel denge problemlerinin incelenmesini olanaklı kılmaktadır. Buna ark uzunluğu kullanılarak çökme analizleri veya özdeğer burulma örnek olarak gösterilebilir.



Şekil A.1 BEAM189 Elemanı

ÖZGEÇMİŞ

1978 yılında İstanbul’da doğdu. 1996 yılında Beşiktaş Atatürk Anadolu Lisesi’nden mezun olduktan sonra aynı yıl İ.T.Ü. Makina Mühendisliği Bölümünde lisans öğrenimine başladı. 2000 yılındaki mezuniyetinden sonra, aynı bölümde halen devam eden Yüksek Lisans eğitimine başladı.