

BİR KAMYON ŞASİSİNİN BURULMA ANALİZİ

YÜKSEK LİSANS TEZİ
Uçak Müh. Atıl DURUTÜRK

83068

Tezin Enstitüye Verildiği Tarih : 11 Ocak 1999

Tezin Savunulduğu Tarih : 11 Şubat 1999

Tez Danışmanı : Prof. Dr. Zahit Mecitoğlu

Diğer Jüri Üyeleri : Prof. Dr. Cengiz Dökmeci

Prof. Dr. Süleyman Tolun

Z. Mecitoğlu

C. Dökmeci

S. Tolun

7/4/1999

7/4/1999

7.4.1999

TC. YATIRIM MENKUL DEĞERLER A.Ş.
DOKÜMAN İZLENİM MERKEZİ

MART 1999

ÖNSÖZ

Tarih boyunca ulaşım, insanlar için çözülmesi gereken sorunlardan biri olmuştur. İnsanlar, kendilerini ya da sahip oldukları mülkleri bir yerden başka bir yere taşımak için, diğer canlılardan ve basit aletlerden yararlanmışlardır. Taşımacılık ve ulaşım, insanlık gelişimi ile birlikte hatta zaman zaman önünde yer alarak teknolojinin gelişiminin lokomotifi olmuştur. Otomotiv sanayi bu zorunluluktan doğmuş ve ilerlemiştir. Teknolojinin her alanda yarattığı yenilikler mutlaka otomotiv sektöründe de kullanılmıştır. Özellikle bu sanayi alanında yaşanan sınır tanımayan rekabetin getirdiği ivme, her türlü kara taşıtının tasarımını insan hayal gücünün sınırlarına yaklaştırmıştır.

Ülkemizde, demiryollarının ve denizyollarının gelişmesine olanak tanınmadığı için, taşımacılık çok büyük oranla karayollarından yapılmaktadır. Bu durum ise, ağır ticari vasıtaları ülkemiz için daha ayrıcalıklı konuma getirmektedir.

Karayolu taşımacılığının daha güvenli duruma ulaşması dileğimize, bu çalışma ile az bile olsa destek olmaktan dolayı mutluluk duymaktayım.

Çalışmalarımı yönlendiren hocam Prof. Dr. Zahit Mecitoğlu'na, teşekkür ederim.

11.01.99

Atıl Durutürk

İÇİNDEKİLER

	<u>Sayfa No</u>
ÖNSÖZ	ii
SEMBOL LİSTESİ	v
ŞEKİL LİSTESİ	ix
TABLO LİSTESİ	xi
ÖZET	xii
SUMMARY	xiii
BÖLÜM 1 GİRİŞ	1
BÖLÜM 2 ŞASİ YAPISI VE YÜKLER	4
2.1 Merdiven Tipi Şasi Tasarımı	4
2.2 Şasi Yapısı	5
2.3 Genel Yol Şartlarında Araca Gelen Yükler	6
BÖLÜM 3 ŞASİDE OLUŞAN BURULMA MOMENTİNİN HESABI	12
3.1 Simetrik Yüklü Durumda Taşıt Modeli	12
3.2 Simetrik Olmayan Yükler Altında Taşıt Modeli	13
BÖLÜM 4 ŞASİ YAPISININ BURULMA ANALİZİ	19
4.1 Çerçeve Yapının Genel Burulması	19
4.2 Burulma Açısı ve Burulma Katılığı	23
4.3 Kesit Çarpılmasının Burulma Sabitine Etkisi	24
4.4 Kesitteki Gerilmelerin Bulunması	32
BÖLÜM 5 SAYISAL ÇÖZÜM VE ANALİZ	35
5.1 Geometri ve Genel Karakteristikler	35
5.2 Sayısal Çözüm	37
5.3 Şasi Modelinin Sonlu Elemanlar Analizi	41

SONUÇ VE ÖNERİLER	47
KAYNAKLAR	50
ÖZGEÇMİŞ	52



SEMBOL LİSTESİ

- a** : Viraj dönme sırasında oluşan yanal ivme
- b** : Şasi genişliği
- B_s, B_w** : Süspansiyonlar arası mesafe ve lastik iz genişliği
- c** : Şasi kesitinin genişliği
- E** : Elastisite modülü
- f** : Kesitin düzlemine teğet yer değiştirme
- F** : Burulmaya neden olan dış kuvvet
- F_i** : Viraj dönerken şasi yan koluna gelen yük
- F_ö, F_a** : Ön, arka dingil bölgesindeki yük
- G** : Kayma modülü
- h_i** : Ağırlık merkezi ile şasi eksenini arası mesafe
- I₁, I₂** : Şasinin ve aksın atalet momentleri
- J*** : Efektif burulma sabiti
- J_h*** : Şasi elemanının efektif burulma sabiti
- J_t** : St Venant burulma sabiti
- J_{th}** : Şasi elemanının St Venant burulma sabiti
- J_d J_{tm}** : Kiriş elemanlarının St Venant burulma sabitleri
- J_{t1}.....J_{Tm-1}** : Şasi yan elemanlarının St Venant burulma sabitleri
- J_w** : Çarpılma sabiti
- K** : Sistemin eşdeğer doğrusal katılığı

K_h	: Şasi elemanının burulma katılığı
K_S, K_T	: Süspansiyonun ve lastiğin eşdeğer yay katsayıları
K_T'	: Lastiğin eşdeğer yay katsayısı
K_θ	: Tüm sistemin eşdeğer burulma katılığı
$K_{\theta S}, K_{\theta T}$: Süspansiyon ve lastiğin eşdeğer burulma katılığı
l	: Dingil mesafesi
l_h	: Şasi elemanının toplam uzunluğu
l_i	: i.noktanın ağırlık merkezine uzaklığı
l_0, l_a	: Ön ve arka dingilin ağırlık merkezine olan mesafeleri
l_A	: Dingil ile ağırlık merkezi arası mesafe
L	: Elemanın birim uzunluğu
M_D	: Burulma momenti
M_D^*	: Kesit çarpılmasının yaşandığı durumda toplam burulma momenti
$M_{D1} .. M_{Dm}$: Kirişler üzerinde oluşan burulma momentleri
$M_{D1} ...M_{Dm-1}$: Yan şasi kolları üzerinde oluşan burulma momentleri
M_w	: Çarpılma burulma momenti
M_1, M_2	: Şasiye ve aksa gelen toplam kütle
P	: Dingile gelen aşırı yük
$P_1 .. P_4$: Süspansiyonun ve lastiklerin uyguladığı kuvvetler
q_w	: Kayma akısı
Q_1Q_m: Traversler üzerinde eğilme nedeniyle oluşan iç kuvvetler
r	: Kesitin uç noktasının burulma merkezine olan uzaklığı
R	: Virajın yarıçapı
t	: Kesit kalınlığı

t_{maks}	: Kesitin en geniş olduğu kalınlık
T	: Toplam moment
u	: Çarpılma sonucu kesit düzlemine dik yer değiştirme
V	: Aracın hızı
w	: Şasi yan kolunun yukarı ya da aşağı yönde yaptığı deplasman
W	: Aracın toplam ağırlığı
W_D	: Şasinin toplam yükü
W_i	: i. noktadaki ağırlık
W_s	: Dingilin toplam yükü
\ddot{Z}	: Ağırlık merkezinin düşey ivmesi
α	: Çarpılma oran sabiti
δ_1, δ_2	: Şasinin ve aksın çökmeleri
ε	: Eksen boyunca oluşan boyuna uzama oranı
ε_x	: x yönünde şekil değiştirme
Φ	: Aksın dönme açısı
φ_L	: Şasi için dönme açısı
φ_Q	: Travers için dönme açısı
φ_R	: Kuvvetin uygulandığı noktadaki burulma açısı
ϑ_L	: Şasi için birim dönme açısı
ϑ_Q	: Travers için birim dönme açısı
θ	: Şasinin dönme açısı
θ_Y	: Yunuslama eylemsizlik momenti
ρ	: Açısal ivme

- σ_x : Eksen boyunca oluşan gerilme
- σ_{xh} : Şasi elemanının ekseni boyunca oluşan normal gerilme
- σ_{xhmaks} : Kesit çarpılmasının engellendiği noktada elemanın normal gerilmesi
- τ_{maks} : Maksimum kayma gerilmesi
- τ_w : Kayma gerilmesi
- $\omega(s)$: s noktasında birim çarpılma miktarı
- ω_h : Şasi elemanının birim çarpılma miktarı
- ω_1, ω_2 : Kesitin başlangıç ve uç noktalarındaki çarpılma miktarı
- ψ : Sağ ve sol lastik yükseklik farkından kaynaklanan eğim

ŞEKİL LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Şekil 2.1 Merdiven tipi şasi(Dikdörtgen formlu)	6
Şekil 2.2 Dingil ağırlıklarının gösterildiği kamyon profili	7
Şekil 2.3 Viraj kuvvetlerinin belirtildiği şasi kesiti	8
Şekil 2.4 Darbe kuvvetinin belirtildiği kamyon profili	9
Şekil 3.1 Simetrik yükleme durumunda taşıt modeli	13
Şekil 3.2 Simetrik olmayan yükleme durumunda taşıt modeli	14
Şekil 3.3 Burulmanın oluştuğu şasi modeli	15
Şekil 4.1 Burulmaya karşı esnek bir şasi yapısının burulma deformasyonu	20
Şekil 4.2 Traversler üzerinde eğilme momentlerinden oluşan kuvvetler	21
Şekil 4.3 Çarpılmanın yaşandığı açık kesitli şasi bölgesi	25
Şekil 4.4 Çarpılmaya uğramış şasi kesiti	26
Şekil 4.5 Açık kesitli elemanın gerilme ve kayma akılarının dağılımı	28
Şekil 4.6 Şasi kesiti	31
Şekil 5.1 Örnek şasi modeli	36
Şekil 5.2 Şasinin sonlu elemanlar HYPERMESH modeli	41
Şekil 5.3 Şasi modelinin sınır şartlarının ve dış yükün belirtildiği görüntü	42
Şekil 5.4 Şasi burulma deplasmanları	43
Şekil 5.5 Kayma gerilme dağılımı	43
Şekil 5.6 Şasi yan kolu eksenine boyunca normal gerilme dağılımı	44

Şekil 5.7	Kiriş eksenine boyunca normal gerilme dağılımı	45
Şekil 5.8	von Mises gerilme dağılımı	46
Şekil 5.9	Asal gerilmeler	46



TABLO LİSTESİ

	<u>Sayfa No</u>
Tablo 5.1 Şasi elemanlarının St Venant ve efektif burulma sabitleri	38
Tablo 5.2 Şasi elemanlarının çarpılma oran sabitleri	38
Tablo 5.3 Şasi elemanlarının çarpılma miktarı	38
Tablo 5.4 Şasi ve kiriş elemanlarının burulma momentleri	39
Tablo 5.5 Şasi elemanlarına gelen maksimum kayma gerilmeleri	40
Tablo 5.6 Şasi elemanların birleşim bölgelerindeki maksimum gerilmeler	40

ÖZET

Anahtar sözcükler: Merdiven tipi şasi, burulma, çarpılma, gerilme, süspansiyon, taşıt yükleri, sonlu elemanlar analizi

Bu çalışmada bir kamyon şasisinin burulması incelenmiştir. Şasi, kamyonun ana taşıyıcı elemanıdır. Dolayısıyla mukavemetli olması, yol durumunda karşılaşılabilecek her türlü yüke dayanması gereklidir. Burulma, aracın dinamik hareketi sırasında herhangi bir lastiğin çukura girmesi ya da bir tümseğe çıkması durumunda oluşan anlık statik aşırı yükler sonucu ortaya çıkar. Şasinin burulmaya karşı dayanımı yeterli değilse, şaside kalıcı deformasyonların söz konusu olacağı söylenebilir.

Burulma analizi, iki ayrı bölümde gerçekleştirilmiştir. İlk bölümde basitleştirilmiş elastik model yardımı ile kurulmuş bir araç modelinde burulmaya neden olabilecek bir yol durumunda oluşan burulma momentinin tespiti yapılmıştır.

Bulunan bu momentin tüm şasi çerçevesini nasıl etkileyeceğinin analizi ise başka bir yöntem yardımı ile yapılmıştır. Tüm yapı düğüm noktalarından ayrılmış kabul edilerek, ortaya çıkan tüm şasi yan kol ve kirişlere etkileyen burulma yükleri ve gerilmeleri çıkarılmış; bunun dışında kesit çarpılmasının söz konusu olacağı durumda burulma sabitlerinin nasıl değişeceği incelenmiştir.

Ardından örnek bir şasi modeli ele alınarak, aracın olağan bir çukura düşmesi durumunda gelen moment değeri elde edilerek, şasi elemanlarına gelen momentler ve gerilmeler MATHCAD yazılımı yardımıyla sayısal olarak hesaplanmış ve IDEAS'ta çizilen şasinin HYPERMESH'te modeli kurularak NASTRAN sonlu elemanlar yazılımında, sonlu elemanlar çözümü gerçekleştirilmiştir.

SUMMARY

Keywords: Ladder type chassis, torsion, warping, tension, suspension, vehicle loads, finite element analysis

In this study torsional analysis of a chassis frame is studied analytically and numerically. Chassis can be defined as the skeleton of the complete vehicle. It is the main load-carrying element of a vehicle. That is why, it should be resistible to all kind of loads that exists in variable types of road condition. With heavy commercial vehicles, we expect to carry tons of loads. This makes the chassis more critical for trucks.

Chassis frames that have been mostly used in heavy commercial vehicles can be considered structurally as grillages. In another meaning as ladder frames.

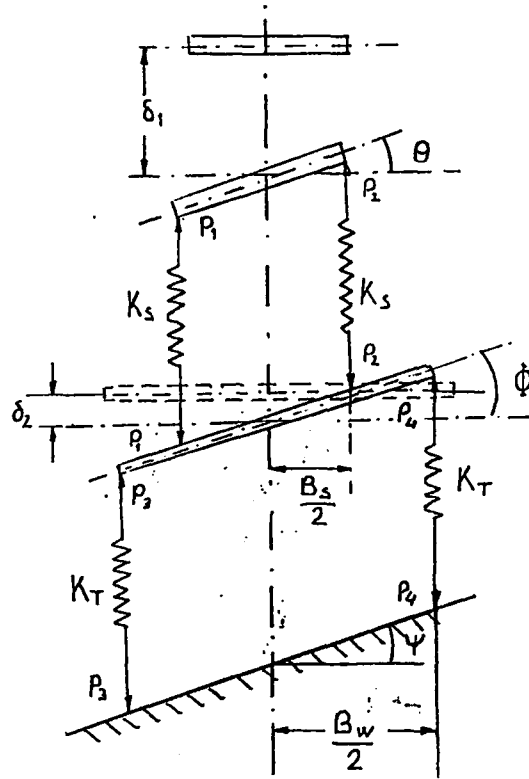
The endurance is not the only design criteria for chassis. Heavier chassis can achieve more endurance, but because of the commercial reasons, the vehicles have to be lighter in order to increase the payload and greadibility. Doing an optimal design can solve this problem. The only method of the optimal design will be the analysis of the complete frame due to all possible loads.

These loads can be listed as below;

- Static load of stationary vehicle
- Braking and acceleration loads
- Cornering loads
- Torsional loads
- Maximum load on front or rear axle
- Drawbar loads
- Antisymmetric longitudinal loads
- Dynamic loads

The subject of this study will be the torsional analysis of ladder frame chassis. Torsional load arises from the uneven road conditions, especially when one of the wheels is in the pothole, while the others are on a flat surface. The depth of pothole determines the value of the torsional load.

On the other hand, the torsional moment on the chassis frame depends on the torsional stiffness of the suspension (springs and tyres) and the torsional stiffness of the frame itself. In this study, the torsional moment of a simple vehicle model is found out by using a simplified elastic model.



The figure will help to express the parameters that used in the simplified elastic model.

Torsional moment of complete system is calculated as

$$T = K_{\theta}(\theta - \psi) \quad (1)$$

where;

$$K_{\theta} = \frac{\left(\frac{K_S B_S^2}{2}\right) \left(\frac{K_T B_W^2}{2}\right)}{\left(\frac{K_S B_S^2}{2}\right) + \left(\frac{K_T B_W^2}{2}\right)} \quad (2)$$

K_{θ} is the torsional stiffness of system, θ is the rotational displacement of chassis, ψ is the tilt experienced by the axles; K_S and K_T are the stiffness of suspension and the tyre, respectively.

This torsional moment results in the internal torsional moments on the chassis frames. The general formula of the St Venant torsional moment is defined below.

$$M_D = G J_t \vartheta \quad (3)$$

Here, G is the shear modulus, J_t is the St Venant torsion constant and ϑ is the rate of twist.

It is assumed the cross sections of all the chassis members are stationary and the chassis side members are parallel to each other. With these assumptions, the rate of twist for the chassis members can be written as follows

$$\theta_L = 2 w / b l \quad (4)$$

where l is the wheelbase and b is the length of crossmembers. The rate of twist of the chassis crossmembers can be given as follows

$$\theta_Q = 2 w / b l \quad (5)$$

All the side and crossmembers are supposed to be separated from the connections. If we assume the rate of twist of all chassis members are the same; the torsional and bending moments of each member can be related each other by the following formula

$$\frac{M_{DI}}{J_{II}} = \frac{M_{DII}}{J_{III}} = \dots = \frac{M_{Dm}}{J_{Im}} = \dots = \frac{M_{DI1}}{J_{I1}} = \frac{M_{D2}}{J_{I2}} = \dots = \frac{M_{Dm-1}}{J_{Im-1}} \quad (6)$$

Here, $M_{DI}, M_{DII} \dots M_{Dm}$ are the torsional moments of the cross members and $M_{DI1}, M_{D2} \dots M_{Dm-1}$ are the torsional moments of the side members. J_{II}, \dots, J_{Im} are the St Venant torsion constants of cross members and J_{I1}, \dots, J_{Im-1} are the St Venant torsion constants of side members.

On the other hand the internal shear forces of the chassis crossmembers can be written in terms of the moments as follow

$$Q_I = M_{DI} \frac{2}{b}, \quad Q_{II} = (M_{D2} - M_{DI}) \frac{2}{b} \dots \dots \dots Q_m = (M_{Dm} - M_{Dm-1}) \frac{2}{b} \quad (7)$$

where Q_I, \dots, Q_m are the internal shear forces due to the bending moments on the cross members and b is the length of the crossmembers.

We can write the torsional moments on the chassis members in terms of the moments of the first member as follow

$$M_{DII} = M_{DI} \frac{J_{III}}{J_{II}}, \quad M_{DIII} = M_{DI} \frac{J_{IIII}}{J_{II}} \dots \dots M_{Dm} = M_{DI} \frac{J_{Im}}{J_{II}} \quad (8)$$

$$M_{DI1} = M_{DI} \frac{J_{I1}}{J_{II}}, \quad M_{D2} = M_{DI} \frac{J_{I2}}{J_{II}} \dots \dots M_{Dm-1} = M_{DI} \frac{J_{Im-1}}{J_{II}} \quad (9)$$

Now, let us write the moment equilibrium of the first crossmember as

$$F_l = (M_{DI} + M_{DII} \dots M_{Dm}) + Q_{II} l_1 + Q_{III} (l_1 + l_2) + \dots + Q_m (l_1 + l_2 \dots l_{m-1}) \quad (10)$$

where l_1, l_2, \dots, l_{m-1} are the length of the chassis side members. If we substitute the equations (7)-(9) into the equation (10) we obtain the moment equation of the first crossmember as follows

$$M_{D1} = \frac{F l J_d}{\sum_{h=1}^m J_{th} + \frac{2}{b} \left(\sum_{h=1}^{m-1} J_{th} l_h \right)} \quad (11)$$

The moments on the other chassis members can be calculated substituting this equation in to the equation (7) and (8).

On the other hand, the torsion can cause warping in open cross sections. Therefore, in this study warping effect is taken into account to obtain more accurate results.

Warping effect changes the torsion constants of the members. Total torsional moment can be defined as the sum of warping torsional moment M_w and St Venant torsional moment M_D as follows

$$M_D^* = M_w + M_D \quad (12)$$

Where

$$M_D = G J_t \phi' \text{ and } M_w = -E J_w \phi''' \quad (13)$$

Here J_w is the warping torsion constant. Substituting the equation (13) into the equation (12) we obtain

$$M_D^* = -E J_w \phi''' + G J_t \phi' \quad (14)$$

If we define a warping rate constant as follows

$$\alpha = \sqrt{G J_t / E J_w} \quad (15)$$

and solve the differential equation given by (14) for the fixed-free end conditions, we obtain ϕ as follows

$$\varphi = \frac{\frac{M_D^* L}{G J_t}}{\frac{\alpha L - \tanh(\alpha L)}{\alpha L}} \quad (16)$$

where L is the length of the member. From this equation, the effective torsion constant J^* can be obtained as

$$J^* = \frac{M_D^* L}{G \varphi} \quad (17)$$

For a fixed-fixed chassis member, the effective torsion constant can be calculated as

$$J_h^* = J_{th} \frac{(\alpha_h l_h / 2)}{(\alpha_h l_h / 2 - \tanh(\alpha_h l_h / 2))} \quad (18)$$

There will be four different types of stresses on chassis members during torsion. i) Bending stresses, ii) normal stresses due to the warping, iii) shear stresses due to the torsion and, iv) shear stresses due to the shear.

In this study the shear stresses due to the torsion and normal stresses due to the warping are considered and the other stresses are neglected.

Maximum shear stress of chassis members can be calculated from the following formula

$$\tau_{maks} = \frac{M_D^* t_{maks}}{J_t} \quad (19)$$

where t_{maks} is the maximum thickness of the chassis member.

The maximum normal stress due to the warping can be calculated from the following formula

$$\sigma_h = E \omega_h \frac{M_{Dh}^*}{G J_{th}} \alpha_h \tanh(\alpha_h l_h / 2) \left(\frac{\sinh \alpha_h (l_h / 2 - x_h)}{\sinh \alpha_h x_h} \right) \quad (20)$$

where E is the elasticity modulus of the material. The maximum stress is at the point that the warping is prevented, $x_h = 0$.

$$\sigma_{hxmaks} = E \omega_h \frac{M_{Dh}^*}{G J_{th}} \alpha_h \tanh(\alpha_h l_h / 2) \quad (21)$$

In this study, a truck chassis is designed and a simplified model is formed. Since the rear axle of the vehicle falls into a pothole a torsional moment acts on the chassis frame. This torsional moment is calculated by the use of above formulations. However, the tilt of the chassis must be determined before this calculation. But determination of the tilt angle is difficult because of nonlinearly relation between the torsional moment and the tilt angle. In order to overcome this difficulty, we determine the tilt angle of the chassis by NASTRAN finite element analysis. Finally, the torsional moments, the shear stresses and the normal stresses of each chassis elements are calculated by the help of MATHCAD software.

On the other hand, the solid model of the chassis is formed using IDEAS software. This model is transferred to HYPERMESH in order to form the finite element model. The dimension of an element is selected as 20x20 mm. The model is constructed by 11468-quadrangle and 6-triangle element. The torsional moment is acted to the model on the rear axle region. The frame of chassis is fixed from the some nodes of the front axle region. The finite element solution is achieved by NASTRAN software. The displacements, shear stresses, normal stresses, von Mises and principle stresses are presented and compared with the numerical MATHCAD solutions. Differences and similarities are discussed.

BÖLÜM 1

GİRİŞ

Şasi, ticari araçlar için yük taşıyan ana eleman ya da bir başka anlamda aracın iskeleti olarak nitelendirilebilir. Çalışmanın konusu bir kamyon şasi modeli kurularak, şasi üzerinde burulma nedeniyle oluşan momentlerin ve bununla birlikte oluşan gerilmelerin belirlenmesi ve bu yüklere karşı şasinin dayanımının incelenmesi olacaktır. Hedef alınan şasi merdiven tipi şasidir.

Özellikle ağır yük altında, her türlü yol koşulunda ve olumsuz iklim şartlarında çalışan kamyonların şasisinin tamirinin ve değişiminin zor olmasının yanında, aracın güvenliği için olabildiğince dayanıklı olması önemlidir. Bu koşullar altında şasi tasarımının gerçekleştirilmesi içinde, mukavemet analizinin detaylı bir şekilde yapılması gerekir. Burulma yükleri de yol şartlarında oluşan önemli zorlanma tiplerinden biridir. Burulma sırasında şasinin tüm elemanlarının birbirine göre farklı şekilde davranıyor olması, olası diğer yüklerin analizi yanında, burulma analizinin yapılmasını göreceli olarak daha zor kılmaktadır. Ancak burulma momentleri göz önüne alınmadan tasarlanan şasilerde kalıcı deformasyonlar, çarpılmalar oluşacağı unutulmamalıdır.

Şasi burulması konusunda, benzer birtakım araştırmalar yapılmıştır. Beermann, [1] şasi burulmasını iki ayrı yöntemle incelemektedir. İlki bu çalışmada ayrıntılı olarak incelenecektir. Kullandığı diğer metod taşıma matris metodu olarak isimlendirilebilir. Metotta düğüm noktalarındaki eğilme, dönme, burulma yer değiştirmeleri ve momentler matris formunda yazılarak, transfer matrisleri yardımı ile birbirlerine göre tanımlanarak çözülmektedir. Burulma sırasında araca etkiyen burulma momentinin bulunması Prasad ve Rao [2] tarafından incelenmiş. Çalışma içinde sağ sol tekerlek

eğim farkının oluşturduğu momentlerin tespiti dışında asimetrik yükleme de inceleme kapsamı içinde yer almış. Megson [3] daha özel olarak burulma altındaki yarı çekici tipteki kamyon şasilerini incelemiştir. Açık ve kapalı kesitli elemanların ayrı ayrı burulma sabitlerini belirleyerek, deneysel çalışmalarında ulaştığı sonuçları sunmuştur. Taşıta çeşitli durumlarda etkiyen yükler [4] Ereke tarafından belirtilmiş ve Beermann'ın burulma analizinde kullandığı taşıma matris metodu diğer yük tipleri yanında [5] incelenmiştir. Alliston ve Sherer [6] açık kesitli şasi kollarında burulma sırasında oluşan aksenal gerilmeleri incelemektedir. Rusinski ve Teisseyre'in [7] nokta kaynakla birleştirilmiş bir şasi yapısının burulma katılığının detaylı incelendiği bir çalışması bulunmaktadır. Beermann, [8] burulmaya maruz kalan ticari araç şasisinin giriş bağlantı bölgelerinde oluşan gerilmeleri ve deformasyonları incelemiştir.

Bunun yanında genel şasi mukavemet analizi açısından, Romanow ve Jankowski, [9] şasi yapılarının ince açık kesitli elemanlarına gerilme yoğunlaşmasının etkisini deneysel olarak incelemiş ve gerilme yoğunlaşması faktörünün matematiksel modelini açıklamışlardır. Şasi yapılarında ağırlık azaltılması çalışması tasarımların bir başka önemli hedefidir. Sonlu elemanlar analizine dayanan ve analiz sonucu fazla zorlanmayan bölgelerde malzeme azaltmasının hedeflendiği Ford Motor Co. ve Chuang'ın [10] sunduğu bir çalışma bulunmaktadır. Şaside zorlanan bölgelerin, tüm şasi elemanının kesitini arttırmak yerine takviyelendirilmesi, ağırlık tasarrufu açısından sık denenen bir yöntemdir. Faddoul [11] alışlagelmiş çelik kesitli takviye yerine çok daha hafif olan alternatif fiber kompozit yapıda bir takviyenin kullanımını önermekte ve her iki takviyelendirme yönteminin uygulandığı kesitin atalet momentlerini karşılaştırmaktadır.

Aracın dinamik modellenmesinden söz etmek istersek, bu çalışma içinde kurulmuş olan basitleştirilmiş model yanında, Cardoso ve Marczak'ın [12] hafif araç şasilerinin yapısal analizini incelediği ve dinamik olarak simülasyonunu gerçekleştirdikleri çalışmalarının başında araç dinamik modelinin oluşturulmasına iyi bir örnek oluşturacak bir model ortaya koyduklarını görmekteyiz. Buna benzer bir model, Lu, Li, Papalambros'un [13] yol düzensizlik katsayısında tanımlanarak modele

katıldığı bir çalışmada ortaya konulmuştur. Araçlar için titreşim analizi yolcu konforu ve tüm araç yapısının yorulmasının tespiti için önemlidir. Titreşim analizinin tam olarak gerçekleştirilebilmesi için, şasinin esnekliğinin de analizin içinde yer alması gerekmektedir [14].

Bu çalışmada genel olarak şasi tasarımından ve araçlara gelen yüklerle ilgili genel bilgi verildikten sonra, bir araç modelinin kurulmasının ardından, basitleştirilmiş elastik model [2] yardımı ile sağ ve sol tekerlekler arasında konum farklılığı olduğu, yani burulmanın oluşacağı durumun modeli kurularak yapıya gelen burulma momenti hesaplanmıştır. Daha sonraki bölümde genel şasi yapısının dışarıdan gelen burulma momenti altında nasıl davranacağı ortaya çıkarılmaya çalışılmıştır. Dolayısıyla, sistem içinde bulunan tüm kiriş ve yan kollara ayrı ayrı etkiyen momentlerin ve buna bağlı olarak oluşan gerilmelerin çıkarılmasına ilişkin bir yöntem [1-6] verilmiştir. Son olarak örnek bir şasi modeli için sunulan yöntemlerden yararlanılarak, şasi elemanlarında oluşan burulma momentleri ve gerilmeler sayısal olarak tespit edilip, şasi modelinin NASTRAN sonlu elemanlar yazılımından elde edilen analiz sonuçları ile karşılaştırılmıştır.

BÖLÜM 2

ŞASİ YAPISI VE YÜKLER

Bu çalışma içinde incelenecek olan şasi, ağır ticari araçlarda yaygın olarak kullanılan merdiven tipi şasi olacaktır. Bu bölümde şasi tasarımı ve merdiven tipi şasi yapısı hakkında bilgi verildikten sonra genel yol şartlarında araca gelen dış yüklerin sınıflandırılması yapılacaktır.

2.1 Merdiven tipi şasi tasarımı

i - Şasi ve travers kesiti ve kalınlığı : Kullanım amacına, dolayısı ile taşıyacağı yük miktarına göre değişen parametrelerdir. Şartlar ağırlaştıkça kesitin genişletilmesi ya da istenilen bölgelerde iç ve dış takviyeler ile desteklenmesi gereklidir. Form verilebilme şartlarını düşünerek kalınlığın arttırılmasında söz konusu olabilir. [17-18] Kapalı kesitli profiller açık kesitlilere oranla daha yüksek burulma katılığına sahip olmaları yanında, kaynaklı konstrüksiyon zorunluluğu doğurur ve imal edilmesi zordur. Şasi yan kolları ve ara kirişler genelde U kesitli profilden oluşur. Her iki yan kolu, ara traversler (kirişler) ile birleştirilerek şasi ızgara yapısı sağlanır. Bu tip profillerin kullanılması imal kolaylığı (preste kolay şekil verilebilme) ve montaj kolaylığı (Perçin civata gibi bağlantılara uygun) sağlar. Kesit ve kalınlık tüm yapının esnekliğini etkiler. Eğilme ve burulmaya karşı bir ölçüde esnek olarak tasarlanan şasiler orta ve ağır şart kamyonları için, düzensiz yol şartlarını sönmüleyebilmeyi sağladığından tercih edilir. Daha rijit şasiler daha küçük araçlar için tercih edilir. Yapıyı oluşturan tüm elemanların ve bağlantıların aynı esneklikte olması önemlidir. Herhangi bir elemanın daha katı olmasına izin verilmez.

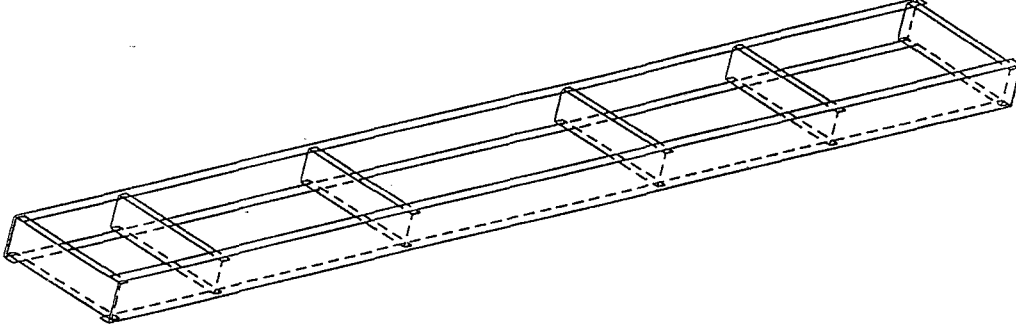
ii - Traverslerin konumu : Ara traverslerin konumu, adedi ve şekli aracın motor ve dingil bağlantılarını karşılayacak şekilde belirlenmelidir. Dingilin şasiye bağlandığı bölgeler burulma kuvvetlerini karşılamak amacıyla mutlaka traversler ile desteklenmelidir. Motorun ya da kardan millerinin bağlanmasında da traverslerden yararlanılır. Travesler arası mesafeler şasi elemanlarına gelen burulma gerilmelerini etkiler.

iii - Malzeme: Şasi ve traverslerin malzemesi form vermeye uygun, belli sınırlar içinde esnek ve yüksek akma gerilme mukavemetine sahip çeliklerden seçilmelidir. Esneklik katmak için çeliğe niobyum gibi malzemeler eklenebilir. Kaynaklı şasilerde kaynağa uygun olması için karbon miktarı nispeten düşük çelik kullanılmalıdır. Yalnız karbon oranının, malzemenin dayanımı ile doğru orantılı olduğu unutulmamalıdır.

iv- Bağlantı elemanları: Şasi travers bağlantılarında perçin ve civata-somun bağlantısı kullanılabilir ya da kaynaklı birleşme sağlanabilir. Perçin ve civataların malzeme kalitesi yüksek olmalıdır. Kullanılan civata belirlenen sıkılma torkunu mutlaka sağlamalıdır. Aynı zamanda şasi bağlantılarında kullanılacak somunlar mutlaka kilitli (kafa ezmeli yada naylon ezmeli) tip olmalıdır. Bu gevşeme riskini azaltır. Perçin, civata bağlantısına göre ucuz olmasının yanında, ezilerek monte edildiğinden civata bağlantısına göre kullanıldığı delikte daha iyi doldurma sağlar ancak servis açısından zorlukları vardır. Perçin kullanımının bir başka avantajı ise şasi burulması sırasında kesit çarpılmasına izin vererek oluşan ilave gerilmeleri engeller.

2.2 Şasi yapısı

Bu çalışmada Şekil 2.1'de görülen merdiven tip şasinin burulma analizi yapılacaktır. Merdiven tip şasiler trapez ya da dikdörtgen formu olabilir. Görünüş olarak ızgarayı andırır. Ana taşıyıcı iki yan kolun, ara traversler ile birbirine bağlanmasıyla oluşur. Yaygın olarak otobüs ve kamyonlarda kullanılır.



Şekil 2.1 Merdiven tipi şasi (Dikdörtgen formlu)

Binek araçlarda kullanım alanı sınırlıdır. Açık kesitli yan kollar, çoğunlukla açık kesitli kiriş profillerle perçin, civata kullanılarak birleştirilir.

2.3 Genel yol şartlarında araca gelen yükler

Araç üzerine gelen yükleri dinamik ve statik yükler olarak ayırabiliriz. Aşağıda statik olarak sınıflandırılan yüklerin tümü, aracın hareket etmediği durumlarda maruz kaldığı yükler anlamına gelmemektedir. Maksimum, anlık dinamik kuvvetler olarak da tanımlanabilir. Dinamik yüklerin sınıflandırılması ancak yol durumu göz önüne alınarak yapılabilir. Şasiye gelen statik yükler aşağıdaki gibi sınıflandırılabilir.

- i – Taşıtın kendi ağırlığından oluşan statik yük
- ii – Frenleme ve ivmelenme sırasında oluşan yükler
- iii – Viraj dönme sırasında oluşan kuvvetler
- iv – Burulma yükleri
- v – Dingilde aşırı yük (Darbe yükleri)
- vi – Römork çekme durumunda çeki kancasından gelen yükler
- vii – Uzunlamasına asimetrik yükleme durumunda oluşan yükler

i – Taşıtın toplam ağırlığından oluşan statik yük

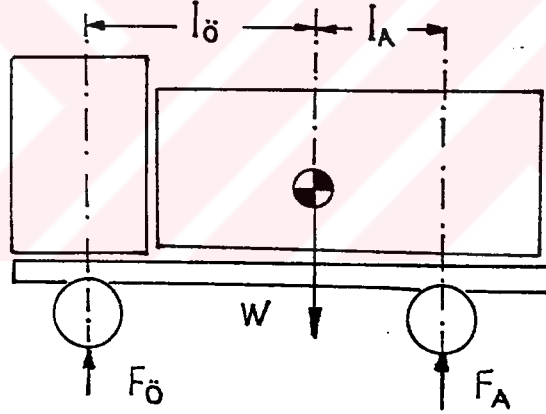
Kamyonlarda taşıtın toplam ağırlığı, kendi ağırlığı ve taşıdığı yükün ağırlığının toplamı olarak değerlendirilir. Toplam ağırlık, dingil mesafeleri, şasi ve kasa

uzunluğu gibi parametrelere bağlı olarak 6n ve arka dingiller arasında, dingil kapasitelerini aşmayacak şekilde dağıtılır. F_6 , F_a aracın 6n ve arka dingillerine d6şen y6k olmak 6zere basit6e aşağıdaki form6lle hesaplanır.

$$F_6 = \frac{Wl_a}{(l_6 + l_a)} \quad (2.1)$$

$$F_a = \frac{Wl_6}{(l_6 + l_a)} \quad (2.2)$$

W aracın toplam ağırlığını, l_6 6n dingil ile ağırlık merkezi arası mesafeyi, l_a arka dingil ile ağırlık merkezi arası mesafeyi tanımlar. Yukarıdaki basit yaklaşım arka dingili birbirinden bağımsız olmayan 3 dingilli ara6lar i6inde kullanılabilir.



şekil 2.2 Dingil ağırlıklarının g6sterildiği kamyon profili

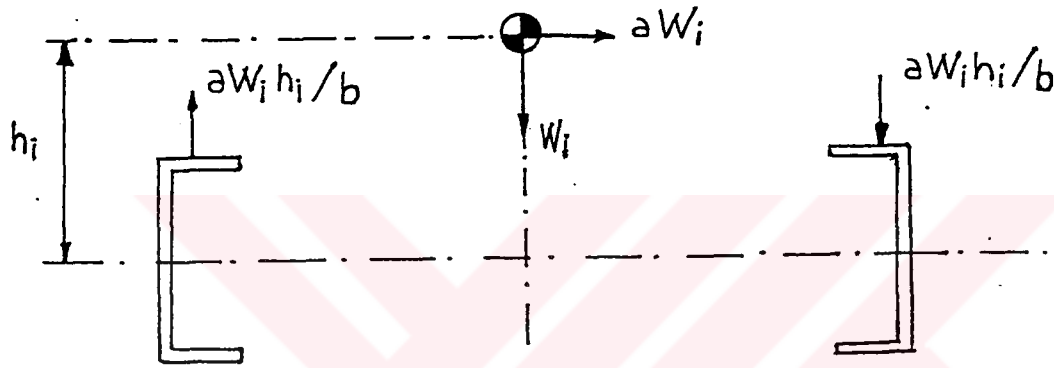
Aracın ağırlık merkezi, aracın boş ağırlığının ağırlık merkezi ile y6k6n ağırlık merkezinin ağırlıklı ortalaması alınarak bulunmalıdır. Maksimum dingil y6kleri, dingil, s6spansiyon, lastik sınırları dışında da, karayollarının g6venliği ve 6mr6 i6in şartnameler, reg6lasyonlar ve trafik kanunlarınca sınırlandırılmıştır.

ii – Frenleme ve ivmelenme sırasında oluşan yükler

Frenleme ve ivmelenme sırasında aracın pozitif ya da negatif ivmesinden dolayı ek atalet kuvvetleri oluşur ve statik durumda şasideki eğilme momenti dağılımına göre belli bölgelerde moment artışı meydana gelir. Motor gücü ve fren performansı, ivme değerini dolayısıyla yükleri belirler.

iii – Viraj dönme sırasında oluşan kuvvetler

Taşıt viraja girdiği durumda, merkezkaç kuvveti altındadır. Merkezkaç kuvveti sağ sol şasi arasındaki yük dengesini bozar. Viraj yönüne göre dış taraftaki şasi yükü artar.



Şekil 2.3 Viraj kuvvetlerinin belirtildiği şasi kesiti

Herhangi bir i . noktaya göre W_i i . noktasındaki ağırlığı, h_i ağırlık merkezi ile şasinin eksenini arası mesafeyi, b şasi genişliğini, a yanal ivmeyi ifade etmektedir. Yanal kuvvet eşitliği aşağıdaki gibidir. V aracın hızını, R virajın yarıçapını tanımlar.

$$a W_i = \frac{W_i V^2}{R} \quad (2.3)$$

Yukarıda verilen kuvvet eşitliğini kullanarak, i . noktadaki kuvvet aşağıdaki gibi bulunur.

$$F_i = \frac{a_i W_i h_i}{b} \quad (2.4)$$

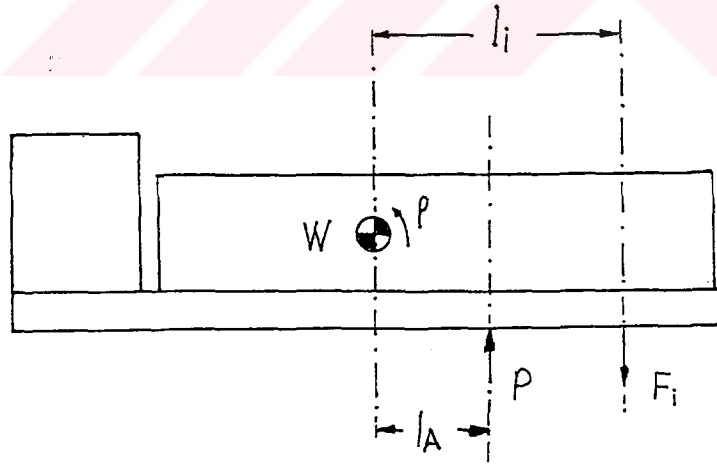
F_i viraj dönme sırasında hedef alınan şasi bölgesine etkiyen kuvvettir.

iv – Burulma yükleri

Herhangi bir tekerleğin bir engebenin üzerine çıkması ya da bir çukura düşmesi sonucu o tekerleğin dinamik yükünün artması ve sağ ve sol tekerleklerdeki birbirine göre farklı konumda bulunmasına neden olur ve bu da taşıtı uzunlamasına ya da enlemesine burmaya zorlar. Tekerleklerin iz genişliği, süspansiyon sisteminin katılığı, şasinin esnekliği ve engebe ya da çukur derinliği burulma yükünü etkiler. Esneklik, burulma momentinin düşmesini sağlar. Burulma analizi ilerki bölümde ayrıntılı olarak incelenecektir.

v – Dingilde aşırı yük (Darbe yükleri)

Herhangi bir dingilin bir yükseltiye çarpması ya da çukura düşmesi ile oluşan düşey darbe yükleridir. Bu tür darbe yükleri şasiyi uzunlamasına eğmeye çalışır. Dingilde oluşan aşırı yükün belirlendiği gösterim, Şekil 2.4'te verilmektedir.



Şekil 2.4 Darbe kuvvetinin belirtildiği kamyon profili

Ağırlık merkezinin düşey ivmesi dingile gelen aşırı yükün, toplam ağırlığa oranıdır.

$$\ddot{Z} = \frac{P}{W} \quad (2.5)$$

\ddot{Z} ağırlık merkezinin düşey ivmesi, P dingile gelen aşırı yük, W toplam ağırlıktır.

Açısal ivme ρ (2.7) eşitliğinden bulunabilir.

$$\Theta_Y \rho = P l_A \quad (2.6)$$

$$\rho = \frac{P l_A}{\Theta_Y} \quad (2.7)$$

l_A dingil ile ağırlık merkezi arası mesafe, l_i i.noktanın ağırlık merkezine uzaklığıdır.

Θ_Y yunuslama eylemsizlik momentidir.

F_i i. noktadaki W_i kütesinin düşey yükünü belirtir ve aşağıdaki gibi hesaplanır.

$$F_i = W_i (\ddot{Z} + l_i \rho) \quad (2.8)$$

$$F_i = W_i \left(\frac{1}{W} + \frac{l_a l_i}{\Theta_Y} \right) P \quad (2.9)$$

vi – Römork çekme durumunda çeki kancasından gelen yükler

Maksimum yük frenleme sırasında römork yükünün şasinin çeki traversine çeki kancası tarafından iletilen yük sonucu oluşur. Römorkun kendi frenlerinin tutmaması ya da çekicinin (kamyon) frenleri ile eş zamanlı tutmaması durumunda etkili olur. Taşıt durmaya çalıştığında, römorkun yükü çeki kancası tarafından şasiye iletilir. İvmelenme sırasında, hızlanma ivmesinin, frenleme ivmesinden çok daha düşük olmasından dolayı frenlemede olduğu kadar aşırı yük oluşmaz.

vii – Uzunlamasına asimetrik yükleme durumunda oluşan yükler

Yüklemenin dengesiz yapılması durumunda aracın uzunlamasına sağ ve sol bölgesine gelen yüklerin farklı olmasına neden olur. Bu durum şasinin uzunlamasına burulması anlamına gelir.

Dinamik yükler Dinamik yükler ise, düzgün olmayan yollarda ya da düzgün olmayan lastikler ile seyir durumunda oluşan eylemsizlik kuvvetleri nedeniyle oluşur. Yorulma mukavemeti önem kazanmaktadır. Bu nedenle gerilmeleri bilmek yeterli olmamakta, gerilme genlikleri ve ortalama değerlerin tespit edilmesi gerekli olmaktadır. Dinamik yükler belli bir yol için araç üzerinde belirli bölgelere kuvvet ölçerler yerleştirilerek bulunabilir.



BÖLÜM 3

ŞASİDE OLUŞAN BURULMA MOMENTİNİN HESABI

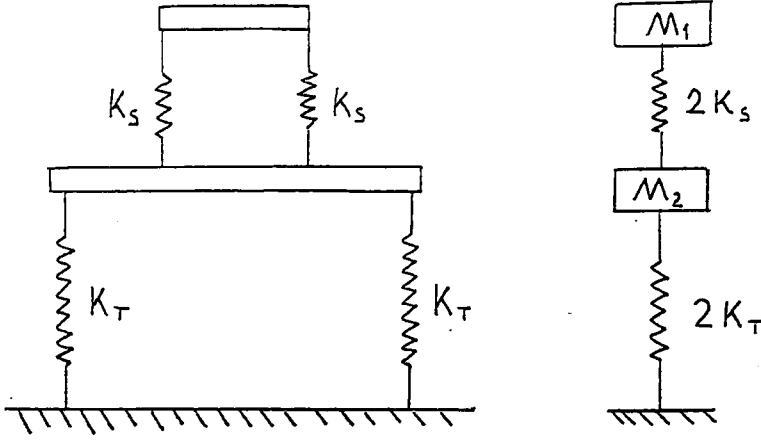
Bu bölümde taşıtta burulmanın oluştuğu durum modellenerek, ortaya çıkan burulma momentinin nasıl hesaplandığı incelenecektir. Daha öncede belirtildiği gibi aracın bir aksının sağ ve sol lastikleri arasında yükseklik farkı oluştuğu durumda şaside burulma oluşur.

Engebe yüksekliğinin, dolayısıyla lastikler arası eğimin artması, dingiller arasında oluşan yük dengesini daha çok bozacağından burulma momentini artırır. Gerek süspansiyon sisteminin, gerekse şasinin kendisinin burulma katılığı burulma yükünü etkiler. Şasinin esnek olması burulma momentini azaltır. Bunun yanında lastik ve süspansiyonun yumuşak olması istenir.

3.1 Simetrik yüklü durumda taşıt modeli

Şasi modellenmesi basit olarak Şekil 3.1'de ifade edildiği şekilde yapılabilir. Model olarak alt taraftaki kütle M_2 lastik ve aksın toplam kütlelerini, M_1 kütlesi şasi ve o bölgede aks eksenine gelen toplam kütleyle ifade eder. Şekil aracın kesitini göstermektedir.

Simetrik yükleme durumunda lastiklerin ve süspansiyon sisteminin eşit şekilde deplasman yapacağı, benzer şekilde davranacağı açıktır. Bu durumda taşıt basit olarak, 2 kütle 2 yay dan ibaret olan 2 serbestlik dereceli bir yay-kütle sistemine indirgenebilir. [2,15]



Şekil 3.1 Simetrik yükleme durumunda taşıt modeli

K_S süspansiyonun, K_T lastiğin katılık sabiti olmak üzere simetrik yükleme, simetrik çökme oluşturacağı göz önüne alınırsa katılık sabitlerini toplayabiliriz. $2K_S$, süspansiyonun toplam katılığı $2K_T$, lastiklerin toplam katılığı olarak kabul edilebilir.

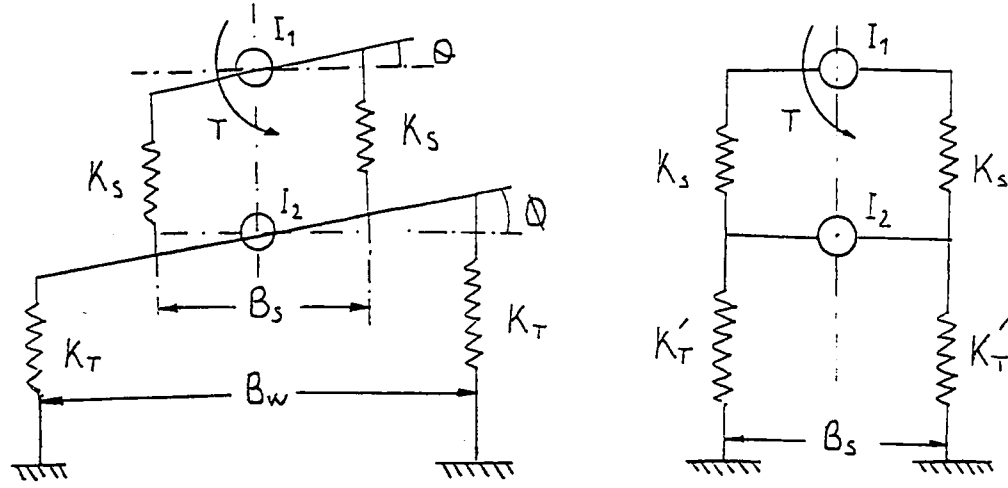
3.2 Simetrik olmayan yükler altında taşıt modeli

Taşıt, Prasad ve Rao'nun [2] kullandığı basitleştirilmiş elastik model yardımıyla modellenenbilir. Model, kompleks araç yapısının basit bir şekilde modellenenbilmesini sağlamaktadır. Burulma ve eğilmeye maruz kalan herhangi bir elastik yapı, yük-deplasman ilişkisinin doğrusal olması halinde doğrusal eleman olarak değerlendirilebilir. Böyle bir eleman basitçe bir yay ile gösterilebilir.

Şekil 3.2'de simetrik olmayan yüklemeye maruz kalmış bir araç-süspansiyon modeli gösterilmektedir. Burada I_1 ve I_2 , sırasıyla şasi ve dingil kütlelerine bağlı atalet momentleridir ve aşağıdaki gibi tanımlanırlar.

$$I_1 = \frac{M_1 B_s^2}{12} \quad (3.1)$$

$$I_2 = \frac{M_2 B_w^2}{12} \quad (3.2)$$



Şekil 3.2 Simetrik olmayan yükleme durumunda taşıt modeli

Sistemi basitleştirmek için

$$K_T' = K_T \frac{B_w^2}{B_s^2} \quad (3.3)$$

şeklinde yazılabilir. Sonuçta sistemin burulma katılığı

$$K_{\theta s} = \frac{K_s B_s^2}{2} \quad (3.4)$$

$$K_{\theta T} = \frac{K_T' B_s^2}{2} = \frac{K_T B_w^2}{2} \quad (3.5)$$

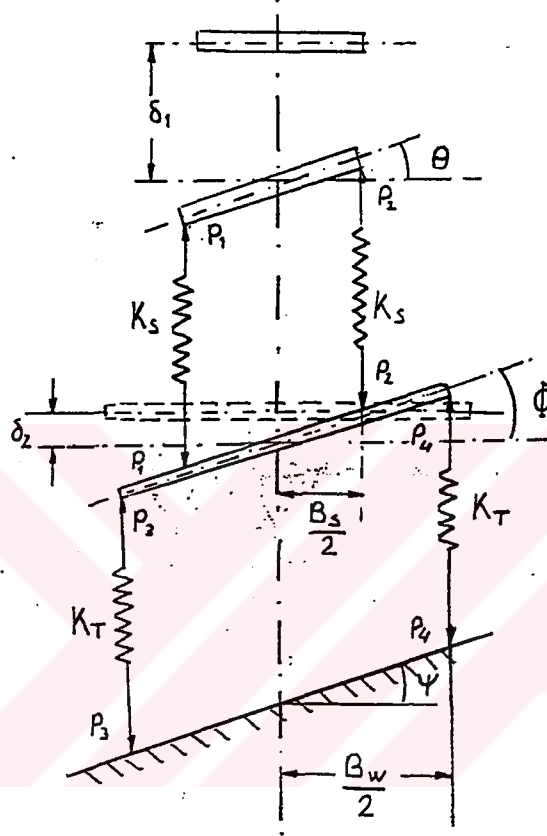
olmak üzere

$$K_{\theta} = \frac{K_{\theta s} K_{\theta T}}{K_{\theta s} + K_{\theta T}} \quad (3.6)$$

şeklinde bulunacaktır. Sistemin, basitleştirilmiş elastik model yardımı ile tek bir yay olarak tanımlanabileceği söylenmişti. K_{θ} tüm sistemin burulma sabiti, θ şasinin dönme açısı olarak düşünülürse oluşan toplam burulma momenti

$$T = K_{\theta} \theta \quad (3.7)$$

olarak bulunacaktır. Aracın sağ sol lastik seviyelerinin farklı olduğu konumu yani lastiklerden birinin çukura düşmesi ya da bir engeli aştığı durumu modellersek ortaya Şekil 3.3'te gösterilen durum ortaya çıkar. Bu, araç yapısında burulmanın oluştuğu durumu gösterir.



Şekil 3.3 Burulmanın oluştuğu şasi modeli

Şasi bölgesinde, sağ ve sol süspansiyon sisteminin ilettiği kuvvetlerin ve şasinin toplam ağırlığının hesabını, kullanılan methodla aşağıdaki şekilde yapılabilir.

$$P_1 = K_S \left[\delta_1 + \frac{B_s}{2} \theta - \left(\delta_2 + \frac{B_s}{2} \Phi \right) \right] \quad (3.8)$$

$$P_2 = K_S \left[\delta_1 - \frac{B_s}{2} \theta - \left(\delta_2 - \frac{B_s}{2} \Phi \right) \right] \quad (3.9)$$

$$W_s = P_1 + P_2 = 2 K_s (\delta_1 - \delta_2) \quad (3.10)$$

δ_1 şasi ekseninin çökmesini, δ_2 dingil ekseninin çökmesini tanımlar. Burada oluşan burulma momenti değeri, şasiye etkiyen sağ sol kuvvetlerin farkının, süspansiyon sisteminin açıklığın yarısı ile çarpımından bulunur.

$$T = (P_1 - P_2) \frac{B_s}{2} \quad (3.11)$$

(3.8) ve (3.9) denklemlerinin (3.11) de kullanılmasıyla moment

$$T = \frac{K_s B_s^2}{2} (\theta - \Phi) = K_{es} (\theta - \Phi) \quad (3.12)$$

şeklinde elde edilir. Burada θ şasinin dönme açısını, Φ dingilin dönme açısını, ψ sağ sol lastikler arasındaki yükseklik farkının eğimini göstermektedir. Dingil bölgesinde sağ ve sol lastiğin dingile ilettiği kuvvetler ve dingil yükü ise yine aynı yöntemle bulunabilir.

$$P_3 = K_T \left(\delta_2 + \frac{B_w}{2} \Phi - \psi B_w \right) \quad (3.13)$$

$$P_4 = K_T \left(\delta_2 - \frac{B_w}{2} \Phi \right) \quad (3.14)$$

Ağırlık ise yine kuvvetlerin toplamıdır.

$$W_D = P_3 + P_4 = 2 K_T \left(\delta_2 - \frac{B_w}{2} \psi \right) \quad (3.15)$$

Dingilin üzerinde oluşan burulma momenti

$$T = (P_3 - P_4) \frac{B_w}{2} \quad (3.16)$$

şeklindedir. (3.13) ve (3.14) denklemlerinin (3.16)'da kullanılmasıyla dingil üzerinde oluşan burulma momenti

$$T = \frac{K_T B_w^2}{2} (\Phi - \psi) = K_{\text{OT}} (\Phi - \psi) \quad (3.17)$$

şeklinde elde edilir. Dingilin kendi ağırlığı, toplam dingil yükü yanında ihmal edilirse (Ağır ticari vasıtlarda dingil ağırlığının, dingil yüküne oranı 1:9 mertebelerindedir.) (3.10) ve (3.15) denklemlerinin birbirine eşit olduğunu söylenebilir.

$$W_D = W_S = W = 2 K_S (\delta_1 - \delta_2) = 2 K_T \left(\delta_2 - \frac{B_w}{2} \psi \right) \quad (3.18)$$

Bu denklemden aşağıdaki bağıntı yazılabilir.

$$\frac{W}{2K_S} + \frac{W}{2K_T} = \left(\delta_1 - \frac{B_w}{2} \psi \right) \quad (3.19)$$

$$K = \frac{2K_S K_T}{K_S + K_T} \quad (3.20)$$

Şeklinde tüm sistemin eşdeğer doğrusal katılık katsayısı tanımlanırsa toplam ağırlık

$$W = K \left(\delta_1 - \frac{B_w}{2} \psi \right) \quad (3.21)$$

şeklinde yazılabilir. Momentin dingil ve şasi bölgesinde eşit olduğu kabulü [2] ile (3.12) ve (3.17) eşitliklerinden yararlanılarak aşağıdaki denklem yazılabilir.

$$\frac{T}{\frac{K_s B_s^2}{2}} + \frac{T}{\frac{K_T B_w^2}{2}} = (\theta - \psi) \quad (3.22)$$

Denklem düzenlenirse burulma momenti

$$T = K_{\ominus} (\theta - \psi) \quad (3.23)$$

gibi basit bir formda ifade edilebilir. K_{\ominus} (3.6) eşitliğinde tariflenen değerdir. (3.6) eşitliği açılarak yazılırsa aşağıdaki denklem elde edilir.

$$K_{\ominus} = \frac{\left(\frac{K_s B_s^2}{2}\right) \left(\frac{K_T B_w^2}{2}\right)}{\left(\frac{K_s B_s^2}{2}\right) + \left(\frac{K_T B_w^2}{2}\right)} \quad (3.24)$$

Sistemin lastik ve süspansiyonunun katılık değerlerinin artması eşdeğer toplam burulma katılığını ve dolayısıyla da burulma momentini artırır. Eğim aynı kaldığı sürece burulma momenti, lastik ve süspansiyon açıklığı ile doğru orantılıdır. Tekerlekler arası eğim ne kadar artarsa oluşan moment değeri artacaktır. Burada elde edilen moment değeri, sonraki bölümde burulmaya neden olan dış kuvvete dönüştürülerek ele alınacaktır. Tüm şasi elemanlarında oluşan burulma momentleri ve gerilmeleri hesaplanacaktır.

BÖLÜM 4

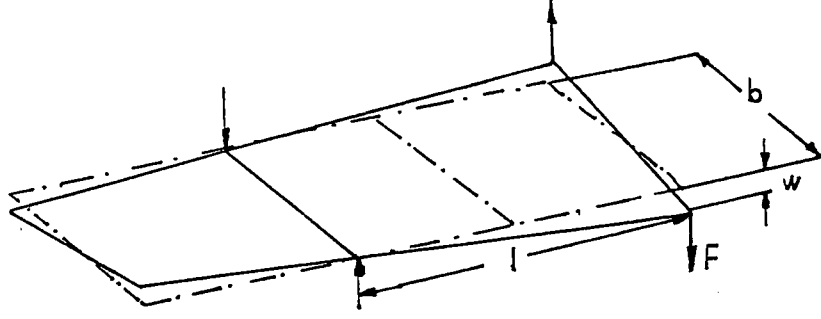
ŞASİ YAPISININ BURULMA ANALİZİ

Önceki bölümde burulma sonucu oluşan moment değeri hesaplanmıştı. Çalışmanın bu bölümünde şasi yapısının burulma momenti altında nasıl davranacağı incelenecektir. Şasi çerçeve yapısında bulunan her eleman için tespit edilen burulma momentlerinin ardından gerilmeler hesaplanacaktır. Buna ek olarak, kesit çarpılmasının hesaba katılması halinde burulma sabitinin değişimi de incelenecektir.

4.1 Çerçeve yapının genel burulması

Şasi yapısında oluşan burulma momenti, süspansiyonun (lastik ve makaslar) burulma katılığına ve şasi yapısının bütün olarak sahip olduğu burulma katılığına bağlıdır. Bu bölümde kullanılacak yöntem için ön şartlar şasinin açık profilli kesitten yapılmış olması ve burulmaya karşı esnek, fakat şasi yan kollarının düşey eğilmeye karşı katı olması kabulleridir. Bu durumda şasinin eğilmeden dolayı gerçekleşen şekil değiştirmesi, burulmadan dolayı gerçekleşen şekil değiştirme yanında ihmal edilmiş olacaktır.[5]

Şasi çerçevesi içinde bulunan her elemanın dönme açısı ve dolayısıyla birim dönme açısı Şekil 4.1 referans alınarak bulunabilir.



Şekil 4.1 Burulmaya karşı esnek bir şasi yapısının burulma deformasyonu

Şasi yan kolları için dönme açısı

$$\varphi_L = 2 w / b \quad (4.1)$$

ve birim dönme açısı

$$\vartheta_L = 2 w / b l \quad (4.2)$$

Traversler için dönme açısı

$$\varphi_Q = 2 w / l \quad (4.3)$$

ve birim dönme açısı

$$\vartheta_Q = 2 w / b l \quad (4.4)$$

olarak hesaplanabilir. Bu denklemlerde l dingil mesafesini, w şasinin yukarı ya da aşağı yönde deplasmanını, b şasi genişliğini tanımlar. Burulma genel formülü şu şekilde ifade edilmektedir. [1,19]

$$M_D = G J_t \vartheta \quad (4.5)$$

Burada G kayma modülü, J_t St Venant burulma sabitidir.

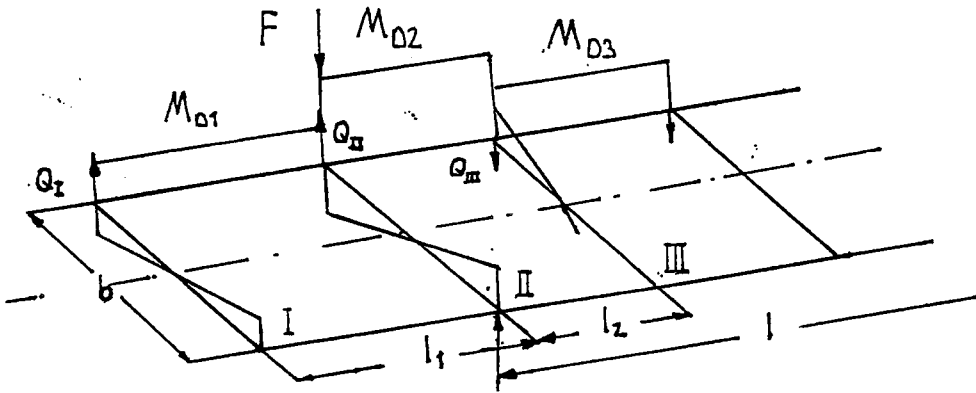
Şasi genişliğinin sabit olduğu kabul edilirse tüm enine ve boyuna kirişlerin (4.4) ve (4.2) birim dönme açıları aynı olacaktır. Eğer şasi elemanları aynı malzemeden imal edilmişlerse burulma genel formülünden (4.5) şasideki her elemanın burulma momentlerinin, kendi burulma katılıklarıyla orantılı olduğu görülür.

$$\frac{M_{DI}}{J_{II}} = \frac{M_{DII}}{J_{III}} = \dots = \frac{M_{Dm}}{J_{tm}} = \frac{M_{DI}}{J_{I1}} = \frac{M_{D2}}{J_{I2}} = \dots = \frac{M_{Dm-1}}{J_{tm-1}} \quad (4.6)$$

Burada, M_{DI} , M_{DII} M_{Dm} kirişler üzerinde oluşan burulma momentleri, M_{DI} , M_{D2} M_{Dm-1} yan şasi kolları üzerinde oluşan burulma momentleri, J_{II} , J_{III} J_{tm} traverslerin St Venant burulma sabitleri, J_{I1} , J_{I2} J_{tm-1} şasi yan kollarının St Venant burulma sabitleridir.

Diğer taraftan yan şasi kollarında oluşan burulma momentleri, traversler üzerinde eğilme momentleri oluştururlar. Her kiriş için bu iç kuvvetlerin (Q_I Q_m) eşitliği Şekil (4.2) göz önüne alınırsa aşağıda belirtildiği şekilde hesaplanabilir.

$$Q_I = M_{DI} \frac{2}{b}, \quad Q_{II} = (M_{D2} - M_{DI}) \frac{2}{b} \dots \dots \dots Q_m = (M_{Dm} - M_{Dm-1}) \frac{2}{b} \quad (4.7)$$



Şekil 4.2 Traversler üzerinde oluşan eğilme momentlerinden oluşan kuvvetler

Aynı zamanda traversler üzerinde oluşan burulma momentleride, yan şasi kolları üzerinde eğilme momentleri oluşmasına neden olur. Ancak bu çalışma içinde şasi yan kollarında oluşan eğilmeler ihmal edilecektir. Önceki bölümde elde edilen burulma momenti şasi açıklığına bölünerek burulmaya neden olan kuvvet bulunabilir.

$$F = \frac{T}{b} \quad (4.8)$$

F dış burulma kuvveti, l ön ve arka dingil arası mesafe, b şasi açıklığı, olmak üzere şasinin en uçtaki travers üzerinde denge denklemi aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$F l = (M_{DI} + M_{DII} \dots M_{Dm}) + Q_{II} l_1 + Q_{III} (l_1 + l_2) + \dots + Q_m (l_1 + l_2 \dots l_{m-1}) \quad (4.9)$$

Denklemin çözümü için her elemanın burulma momentini ve traversler üzerinde oluşan eğilme kuvvetlerini, en uçtaki traverse gelen moment değeri cinsinden (4.6) eşitlikleri kullanılarak yazılırsa

$$M_{DII} = M_{DI} \frac{J_{III}}{J_{II}}, \quad M_{DIII} = M_{DI} \frac{J_{III}}{J_{II}} \dots M_{Dm} = M_{DI} \frac{J_{Im}}{J_{II}} \quad (4.10)$$

$$M_{DI} = M_{DI} \frac{J_{I1}}{J_{II}}, \quad M_{DI2} = M_{DI} \frac{J_{I2}}{J_{II}} \dots M_{DI(m-1)} = M_{DI} \frac{J_{Im-1}}{J_{II}} \quad (4.11)$$

$$Q_I = M_{DI} \frac{2}{b} = M_{DI} \frac{J_{II}}{J_{II}} \frac{2}{b}$$

$$Q_{II} = (M_{DI} \frac{J_{I2}}{J_{II}} - M_{DI} \frac{J_{I1}}{J_{II}}) \frac{2}{b} = M_{DI} \left(\frac{J_{I2}}{J_{II}} - \frac{J_{I1}}{J_{II}} \right) \frac{2}{b}$$

$$Q_{III} = M_{DI} \left(\frac{J_{I3}}{J_{II}} - \frac{J_{I2}}{J_{II}} \right) \frac{2}{b} \dots Q_m = M_{DI} \left(\frac{J_{Im}}{J_{II}} - \frac{J_{Im-1}}{J_{II}} \right) \frac{2}{b} \quad (4.12)$$

eşitlikleri elde edilir. (4.10 – 4.12) eşitlikleri (4.9) genel denkleminde yerine konularak genel denge denklemi

$$F1 - \frac{M_{DI}}{J_u} (J_{u1} + J_{u2} + \dots + J_{um}) + \frac{2 M_{DI}}{b J_u} (J_{t1} l_1 + J_{t2} l_2 + \dots + J_{tm-1} l_{m-1}) = 0 \quad (4.13)$$

olarak elde edilir. Denklemi kısa formda yazarak

$$F1 - \frac{M_{DI}}{J_u} \left(\sum_{h=1}^m J_{th} \right) + \frac{2}{b} \left(\sum_{h=1}^{m-1} J_{th} l_h \right) = 0 \quad (4.14)$$

elde edilen eşitlikten, en uçtaki travers üzerinde oluşan burulma momentini bulabiliriz.

$$M_{DI} = \frac{F1 J_u}{\sum_{h=1}^m J_{th} + \frac{2}{b} \left(\sum_{h=1}^{m-1} J_{th} l_h \right)} \quad (4.15)$$

M_{DI} bulunduktan sonra şasi çerçevesi içinde bulunan tüm diğer elemanlar üzerinde oluşma burulma momentleri (4.6) eşitlikleri ile travers üzerindeki eğilme momentlerinin neden olduğu kuvvetler ise (4.7) eşitlikleri ile hesaplanabilir.

4.2 Burulma açısı ve burulma katılığı

Şaside kuvvetin uygulandığı noktadaki burulma nedeniyle oluşan dönme açısı iç ve dış işlerin eşitlenmesi sonucu bulunabilir. [1]

$$\frac{1}{2} (T \varphi_R) = \frac{1}{2} \sum_h M_{Dh} \varphi_h \quad (4.16)$$

Burada, φ_R kuvvetin uyguladığı noktadaki burulma açısı, φ_h şasi elemanının burulma açısı, T dış burulma momentidir. (4.5) genel burulma denklemini şasi elemanı için yazarak, şasi elemanı için burulma açısı

$$\varphi_h = \frac{M_{Dh} l_h}{J_{th} G} \quad (4.17)$$

olarak elde edilebilir. (4.17) eşitliği (4.16) eşitliğinde yerine konulursa

$$T \varphi_R = \frac{1}{G} \sum_h \frac{M_{Dh}^2 l_h}{J_{th}} \quad (4.18)$$

eşitliği bulunur. Buradan kuvvetin uygulandığı noktadaki burulma açısı

$$\varphi_R = \frac{1}{TG} \sum_h \frac{M_{Dh}^2 l_h}{J_{th}} \quad (4.19)$$

şeklinde elde edilir. (3.7) eşitliğinden yararlanılarak şasi elemanı için genel burulma eşitliği

$$T = K_h \varphi_R \quad (4.20)$$

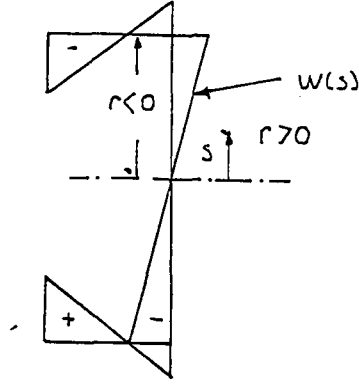
olarak ifade edilirse (4.19) ve (4.20) eşitliklerinden şasi elemanının burulma katılığı

$$K_h = \frac{G}{\sum_h \frac{(M_{Dh} / T)^2 l_h}{J_{th}}} \quad (4.21)$$

olarak bulunur.

4.3 Kesit çarpılmasının burulma sabitine etkisi

Dairesel kesitli elemanlar burulma sırasında kendi düzlemleri içinde dönerek kesitlerini korurlar. Dairesel kesitli olmayan parçalar burulduğunda, kesit değiştirerek çarpılmaktadır. Bu durum, burulma sabiti değerinin burulma sırasında kullanılan St Venant burulma sabiti değerinden farklı olacağı anlamına gelmektedir.



Şekil 4.4 Çarpılmaya uğramış şasi kesiti

İntegrasyon sabiti çarpılma deplasmanının sabit olması nedeniyle sıfır olarak alınabileceğinden, dik yer değiştirme aşağıda belirtildiği şekilde ifade edilebilir:

$$u = - \int_b^s \frac{df}{dx} ds \quad (4.23)$$

Şekil 4.4 den, r kesitin burulma merkezinden olan mesafe, φ dönme açısı olmak üzere kesitin düzlemine teğet yer değiştirme şu şekilde ifade edilebilir.

$$f = - r \varphi \quad (4.24)$$

(4.23) ve (4.24) eşitliklerinden kesit düzlemine dik yer değiştirme

$$u(s) = \varphi' \int_b^s r ds \quad (4.25)$$

olarak ifade edilebilir. s noktasında çarpılmadan dolayı oluşan birim deplasman ise

$$\omega(s) = \int_b^s r ds \quad (4.26)$$

olarak yazılabilir [1]. Bu durumda kesit düzlemine dik yer değiştirme

$$u(s) = \varphi' \omega(s) \quad (4.27)$$

olarak ifade edilecektir. Elemanın ucundaki deformasyon, aynı kesite etkiyen burulma momenti ile ilişkilidir. Çarpılmanın olduğu durumdaki burulmanın, kayma gerilmesi oluşturduğu düşünülerek, bu gerilme τ_w olarak adlandırılabilir. t kalınlık olmak üzere, kesitteki kayma akısı

$$q_w = t \tau_w \quad (4.28)$$

olarak tanımlanırsa çarpılma burulma momenti

$$M_w = \int_u r q_w ds \quad (4.29)$$

eşitliği ile ifade edilebilir. Şekil 4.5 de açık profilli kesite sahip bir elemanın gerilme ve kayma akılarının dağılımı verilmektedir. x yönündeki denge için

$$\frac{\partial q_w}{\partial s} + t \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} = 0 \quad (4.30)$$

yazılabilir. Buradan kayma akısı çekilirse aşağıdaki denklem elde edilir.

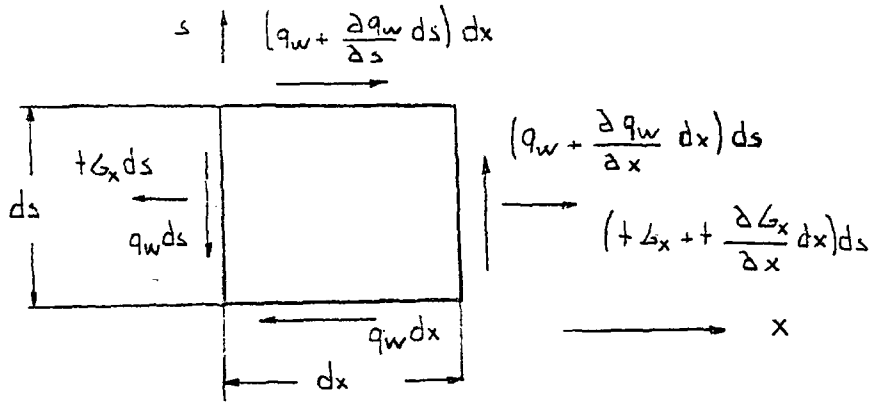
$$q_w = - \int \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} t ds \quad (4.31)$$

(4.27) eşitliğinden x yönündeki şekil değiştirme

$$\varepsilon_x = \frac{\partial u}{\partial x} = \omega \varphi'' \quad (4.32)$$

olarak bulunacaktır. E elastisite modülü olmak üzere, gerilme Hooke kanunundan bulunabilir [19]:

$$\sigma_x = E \omega \varphi'' \quad (4.33)$$



Şekil 4.5 Açık kesitli elemanın gerilme ve kayma akılarının dağılımı

Böylelikle kayma akısı, (4.33) eşitliği (4.31) eşitliğinde yerine konularak

$$q_w = -E \varphi''' \int_A \omega dA \quad (4.34)$$

şeklinde elde edilir. (4.29) çarpılma burulma momenti eşitliğinde, (4.34) denklemini yerine konularak

$$M_w = -E \varphi''' \int_A \omega^2 dA \quad (4.35)$$

elde edilir. Kesite ait özellik olarak kesit çarpılma sabiti

$$J_w = \int_A \omega^2 dA \quad (4.36)$$

şeklinde tanımlanırsa çarpılma burulma momenti eşitliği

$$M_w = -E J_w \varphi''' \quad (4.37)$$

olacaktır. M_w çarpılma burulma momenti, M_D St Venant burulma momenti olmak üzere toplam burulma momenti

$$M_D^* = M_w + M_D \quad (4.38)$$

denklemiyle ifade edilir [1]. (4.5) eşitliğinden St Venant burulma momenti

$$M_D = G J_t \varphi' \quad (4.39)$$

olarak yazılabilir. (4.37) ve (4.39) eşitlikleri (4.38) eşitliğinde yerine konulursa kesit çarpılmasının olduğu durumda toplam burulma momenti

$$M_D^* = -E J_w \varphi''' + G J_t \varphi' \quad (4.40)$$

olacaktır. Bu denklem düzenlenirse aşağıdaki gibi ifade edilebilir.

$$\frac{M_D^*}{E J_w} = -\varphi''' + \varphi' \frac{G J_t}{E J_w} \quad (4.41)$$

α çarpılma oran sabiti

$$\alpha^2 = \frac{G J_t}{E J_w} \quad (4.42)$$

şeklinde tanımlanırsa (4.41) denklemi aşağıdaki biçimde ifade edilebilir:

$$\varphi''' - \alpha^2 \varphi' = -\alpha^2 \frac{M_D^*}{G J_t} \quad (4.43)$$

(4.43) denkleminde bir ucu bağlı, L uzunluklu bir ucu bağlı diğeri serbest eleman için φ'

$$\varphi' = \frac{M_D^*}{G J_t} \left(1 - \frac{\cosh(\alpha (L-x))}{\cosh(\alpha L)} \right) \quad (4.44)$$

olarak bulunur. Buradan burulma açısı

$$\varphi = \frac{\frac{M_D^* L}{G J_t}}{\frac{\alpha L - \tanh(\alpha L)}{\alpha L}} \quad (4.45)$$

olarak elde edilir. Çarpılmanın hesaba katıldığı burulma durumunda (4.5) burulma genel denklemi göz önüne alınarak, efektif burulma sabiti

$$J^* = \frac{M_D^* L}{G \varphi} \quad (4.46)$$

olarak yazılabilir. (4.46) denkleminde φ dönme açısı çekilirse

$$\varphi = \frac{M_D^* L}{G J^*} \quad (4.47)$$

elde edilir. (4.45) ve (4.47) denklemlerinden efektif burulma sabiti

$$J^* = J_t \frac{(\alpha L)}{(\alpha L - \tanh(\alpha L))} \quad (4.48)$$

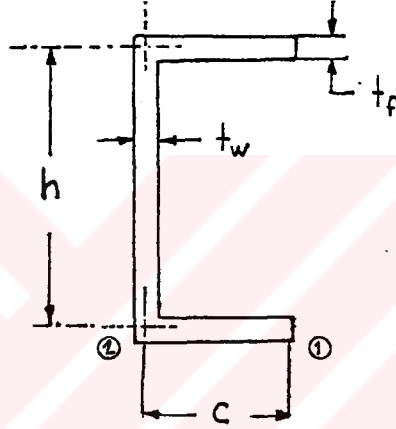
şeklinde elde edilir. Şasinin çerçeve yapısı düşünüldüğünde, tüm şasi elemanlarının her iki taraftan mesnetlenmiş olacağı söylenebilir. Bu durumda eşitlikte L boyu yerine $L/2$ boyu olması gerektiği söylenebilir. Her şasi elemanı için denklemi genelleştirirsek l_h şasi elemanının toplam uzunluğu olmak üzere aşağıdaki eşitliğe varılır.

$$J_h^* = J_{th} \frac{(\alpha_h l_h / 2)}{(\alpha_h l_h / 2 - \tanh(\alpha_h l_h / 2))} \quad (4.49)$$

Şasi elemanlarının burulması sırasında kesit çarpılmasını göz önünde bulundurmamak istenirse, önceki bölümlerde hesaplanan (4.15) burulma momenti ve (4.21) şasi

burulma katılığı eşitliğinde her eleman için St Venant burulma sabitinin yerine, (4.49) eşitliği ile bulunan efektif burulma sabiti kullanılmalıdır.

Açık U kesitler için Galambos [6] tarafından hesaplanmış burulma çarpılma sabiti J_w ve birim çarpılma miktarı ω formülasyonları ile St Venant burulma sabiti [24] formülasyonu aşağıda verilmektedir. Kullanılan parametreler için Şekil (4.6) referans olacaktır. Birim çarpılma miktarı kesit boyunca sabit değildir. Bu nedenle çarpılma miktarı eşitliğini, kesitin başlangıcı ve sonu olarak iki ayrı bölgede tanımlamak yararlı olacaktır. ω_1 kesit sonundaki 1.noktadaki, ω_2 kesitin başlangıcındaki 2. noktadaki çarpılma miktarını tanımlar.



Şekil 4.6 Şasi kesiti

$$J_w = \frac{(h^2 c^3 t_f)(2 h t_w + 3 c t_f)}{12 (6 c t_f + h t_w)} \quad (4.50)$$

$$\omega_1 = \frac{(h c)(h t_w + 3 c t_f)}{2 (6 c t_f + h t_w)} \quad (4.51)$$

$$\omega_2 = \frac{3 h c^2 t_f}{2 (6 c t_f + h t_w)} \quad (4.52)$$

$$J_t = \frac{h t_w^3 + 2 c t_f^3}{3} \quad (4.53)$$

4. 4 Kesitteki gerilmelerin bulunması

Şasi elemanlarında burulma nedeniyle 3 ayrı gerilmenin oluşacağı söylenebilir..

- i - Eğilme momentlerinin oluşturduğu eğilme gerilmeleri
- ii - Burulma momentlerinin neden olduğu kayma gerilmeleri
- iii – Kesit çarpılması durumunda elemanın kesit eksenine boyunca oluşan gerilme

i – Eğilme momentlerinin oluşturduğu eğilme gerilmeleri:

Şasi yan kolları üzerinde, traverslerde yaşanan burulma momentleri nedeniyle oluşan eğilme momentleri ihmal edilmiş idi. Bunun dışında şasi yan kollarında oluşan burulma momentlerinin kiriş elemanları üzerinde oluşturduğu eğilme momentleri, burulma momentleri yanında ihmal edilebilecek kadar küçük olduğundan, eğilme gerilmeleri ihmal edilebilir. Bunun dışında aracın kendi ağırlığı nedeniyle oluşan eğilme momentleri çalışma kapsamı dışında olduğu için incelenmeyecektir.

ii - Burulma momentlerinin neden olduğu kayma gerilmeleri:

İnce cidarlı açık kesitler için [19,4] maksimum kayma gerilmesi, t_{maks} kesitin en kalın değeri olmak üzere,

$$\tau_{maks} = \frac{M_D \cdot t_{maks}}{J_t} \quad (4.54)$$

formülüyle bulunur. Yanlız açık U kesitli elemanlar için burulma nedeniyle oluşan kayma gerilmesi, yine kesit eksenine boyunca oluşan normal gerilme yanında çok daha az bir değere sahip olacaktır.

iii – Kesit çarpılması durumunda elemanın kesit eksenine boyunca oluşan gerilme:

Açık kesitli profillerde burulma nedeniyle kesit çarpılması olduğundan, dairesel kesitli elemanlardan farklı olarak burulma sırasında kesit eksenine boyunca normal gerilmeler oluşmaktadır. Kesit boyunca oluşan gerilme eşitliği (4.33) denkleminde aşağıda belirtildiği gibi ifade edilmişti.

$$\sigma_x = E \omega \varphi''$$

(4.44) eşitliğinin türevi alınırsa

$$\varphi'' = \frac{M_D^*}{G J_t} \alpha (\tanh \alpha L \cosh \alpha x - \sinh \alpha x) \quad (4.55)$$

denklemini elde ederiz. Bu denklem (4.33) gerilme eşitliğinde yerine konularak

$$\sigma_x = E \omega \frac{M_D^*}{G J_t} \alpha (\tanh \alpha L \cosh \alpha x - \sinh \alpha x) \quad (4.56)$$

bulunur. Bu eşitlik düzenlenirse

$$\sigma_x = E \omega \frac{M_D^*}{G J_t} \alpha \tanh \alpha L \left(\frac{\sinh \alpha (L - x)}{\sinh \alpha x} \right) \quad (4.57)$$

formunda gerilme denklemi elde edilmiş olur. Yapılan kabuller gereğince elde edilen gerilme denklemi, tek taraflı mesnetlenmiş kesitler içindir. Şasilerin kapalı bir yapıya sahip olduğu durumunda elemanların iki taraflı mesnetlenmiş olduğunun düşünülmesi gerekir. Bu durumda gerilme denklemi şu şekilde yazılabilir.

$$\sigma_x = E \omega \frac{M_D^*}{G J_t} \alpha \tanh (\alpha L / 2) \left(\frac{\sinh \alpha (L/2 - x)}{\sinh \alpha x} \right) \quad (4.58)$$

Denklem her şasi elemanı için genelleştirilirse aşağıdaki eşitlik yazılabilir.

$$\sigma_{xh} = E \omega_h \frac{M_{Dh}^*}{G J_{th}} \alpha_h \tanh (\alpha_h l_h / 2) \left(\frac{\sinh \alpha_h (l_h/2 - x_h)}{\sinh \alpha_h x_h} \right) \quad (4.59)$$

En büyük normal gerilmenin olduğu bölge kesit çarpılmasının engellendiği nokta, yani $x_h = 0$ noktasıdır.

$$\sigma_{xhmaks} = E \omega_h \frac{M_{Dh}^*}{G J_{th}} \alpha_h \tanh(\alpha_h l_h / 2) \quad (4.60)$$

(4.60) eşitliği burulma sırasında oluşan en yüksek normal gerilme değerini belirler.



BÖLÜM 5

SAYISAL ÇÖZÜM VE ANALİZ

Bu bölümde basit bir kamyon ve şasi modeli kurulmuştur. Bu modele göre MATHCAD programı yardımıyla önceki bölümlerde verilen yöntemler kullanılarak, kamyonun arka tekerleklerinden birinin çukura girdiği durumda şasiye etkileyen burulma momenti bulunmuştur. Yine MATHCAD programı yardımıyla burulma momentinin şasi elemanlarında oluşturduğu burulma momentleri ve bu momentlerin oluşturduğu gerilme değerleri hesaplanmıştır.

Ardından IDEAS sonlu elemanlar yazılımı ile şasinin katı modeli oluşturulmuş ve belirlenen burulma momentini oluşturacak kuvvet çifti şasi modeline uygulanmıştır. Kurulan modelin NASTRAN sonlu eleman yazılımına transfer edilerek sonlu eleman modeli oluşturulmuştur. Daha sonra model, HYPERMESH yazılımına aktarılarak çözüm yapılmıştır. Bulunan sonuçların analitik sonuçlarla bir uyum içerisinde olduğu görülmüştür.

5.1 Geometri ve genel karakteristikler

i - Kamyon Modeli

Örnek alınan kamyon 2 dingilli ve 6 lastiklidir. (arka dingilde 4 lastik) Kamyonun ön ile arka dingil arası mesafesi 4850 mm dir. Lastik iz genişlikleri 1800 mm, süspansiyonlar arası mesafe 900 mm olarak alınmıştır. Kullanılan lastik 11.R 22.5 tiptir. (Lastiğin katılık sabiti:1128 N/mm (100 Psi Basınçta) [20]) Arka dingil lastik grubu için katılık sabiti 2256 N/mm olarak alınmıştır. Arka süspansiyonun (Yaprak katlı makas) katılık sabiti 441.5 N/mm, ön süspansiyonun katılık sabiti 225.6 N/mm [21] olarak alınmıştır. Aracın toplam yükü 12 ton dur.

ii - Şasi Modeli

Örnek olarak alınan şasi modeli Şekil 5.1' de gösterildiği gibi merdiven tiptir. Şasi modeli 6 adet ara kiriş ve 2 adet simetrik şasi yan kolundan oluşmaktadır. Açık U kesitli olan tüm şasi elemanların birbirine kaynakla birleştirildiği kabul edilmiştir. Şasi açıklığı 800 mm, şasi uzunluğu 7100 mm olarak alınmıştır. Kirişler arasında sırasıyla şasi arkasından başlayarak 800, 1500, 2000, 1350, 1350 mm mesafe bulunmaktadır. Şasi yan kollarının kesit ölçüleri, yükseklik 250 mm, genişlik 70 mm, kalınlık 7mm; 1. ve 6. Kirişlerin kesit ölçüleri, yükseklik 220 mm, genişlik 60 mm, kalınlık 7mm ve diğer kirişler için kesit ölçüleri, yükseklik 200 mm, genişlik 60 mm, kalınlık 7mm olarak alınmıştır. Şekil 5.1 de şasi modelinin ölçüleri belirtilmektedir.

Tüm şasi elemanlarının malzemesi DIN 17100 St 60 olarak alınmıştır. Bu malzemenin özellikleri aşağıda belirtilmiştir. [23]

Akma Mukavemeti: 335 Mpa

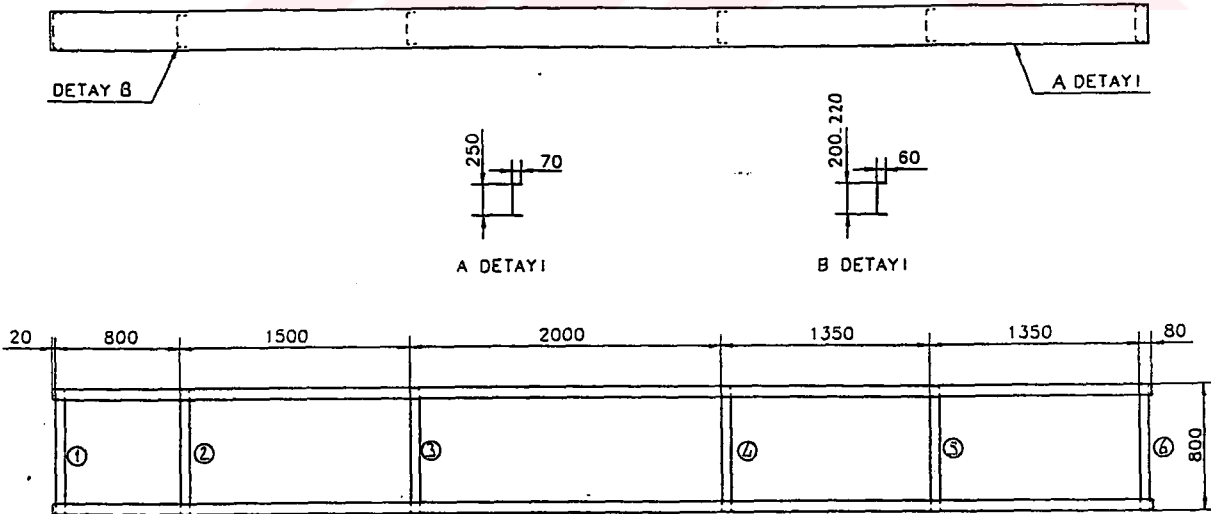
Çekme Mukavemeti: 570 Mpa

Elastisite modülü: 211000 Mpa

Kayma modülü: 81000 Mpa

Yoğunluğu: 0.00785 g/mm³

Poisson Oranı :0.30, Sertlik : 195 HB



Şekil 5.1 Örnek şasi modeli

iii - Çukur modeli :

Kamyonun arka tekerleklerden birinin 200 mm derinliğinde çukura girdiği durum modellenmiştir. Arka dingilin 1800 mm'lik iz genişliği için yerin eğimi bu durumda 6.34 derece olmaktadır. Şasinin dönmesini hesaplamak için taşıt modelinin çukura girdiği durum NASTRAN'da çözülmüştür. 12 tonluk yük altında bulunan taşıt modelinin arka sol lastiğine 200 mm deplasman verildiği durumda şasinin sağ ve sol bölgelerinde oluşan yer değiştirme farkından, şasinin dönmesi 4.94 derece olarak bulunmuştur.

5.2 Sayısal çözüm :

Yukarıda verilen süspansiyon, lastik katılık sabitlerinin, süspansiyon açıklığı ve lastik iz genişliği değerlerinin, NASTRAN'dan elde edilen şasi dönme açısının ve hesaplanan yerin eğim açısının (3.23) ve (3.24) eşitlikleri kullanılarak oluşturulan MATHCAD 7.0 programının yardımıyla şasiye etkiyen burulma momenti yaklaşık 4.145×10^6 Nmm olarak bulunmuştur. Tespit edilen burulma momentinin şasi açıklığına bölünmesiyle (4.8) şasinin burulmasına neden olan kuvvet 5181 N olarak hesaplanmıştır.

Çarpılmanın hesaba katıldığı durumda şasi elemanlarında oluşan burulma momentlerinin tespiti için tüm şasi elemanlarının efektif burulma sabitlerinin hesaplanması gerekmektedir. Her elemanın St Venant burulma sabiti, çarpılma burulma sabiti, çarpılma miktarı (4.50–4.53) eşitlikleri ile çarpılma oran sabiti ise (4.42) eşitliği kullanılarak hesaplanmıştır. Bulunan değerler efektif burulma sabitlerinin (4.49) hesaplanmasında kullanılmıştır. Bulunan St.Venant burulma sabitleri ve efektif burulma sabitleri Tablo 5.1'de, birim çarpılma miktarları ile çarpılma oran sabitleri Tablo 5.2 ve 5.3 'te verilmektedir.

Tablo 5.1 Şasi elemanlarının St Venant ve efektif burulma sabitleri

Şasi elemanları	St Venant burulma sabiti (mm^4)	Efektif burulma sabiti (mm^4)
1.ve 6.kirişler	38870	93070
2.- 5. Kirişler	36590	80940
1. şasi elemanı	44590	148500
2. şasi elemanı	44590	79600
3. şasi elemanı	44590	67150
4. şasi elemanı	44590	86130
5. şasi elemanı	44590	86130

Tablo 5.2 Şasi elemanlarının çarpılma oran sabitleri

Şasi elemanı	Çarpılma oran sabiti (mm^{-1})
Şasi yan kolu	$2.961 \cdot 10^{-3}$
1.ve 6.kirişler	$3.941 \cdot 10^{-3}$
2.- 5. Kirişler	$4.273 \cdot 10^{-3}$

Tablo 5.3 Şasi elemanlarının çarpılma miktarları

Şasi elemanı	Kesitin başlangıcında çarpılma miktarı (mm^2)	Kesitin ucundaki çarpılma miktarı (mm^2)
Şasi yan kolu	2743	6007
1.ve 6.kirişler	2048	4552
2.- 5. Kirişler	1929	4071

Hesaplanan burulma kuvveti ve efektif burulma sabitleri, kullanılarak (4.11) ve (4.6) eşitliklerinden yararlanarak çarpılmanın kabul edildiği durumda şasi elemanlarının burulma momentleri hesaplanarak Tablo 5.4 de sunulmuştur.

Tablo 5.4 Şasi ve kiriş elemanlarının burulma momentleri

Şasi elemanı	Burulma momenti (Nmm)
1. şasi elemanı	$3.893 \cdot 10^5$
2. şasi elemanı	$2.087 \cdot 10^5$
3. şasi elemanı	$1.76 \cdot 10^5$
4. şasi elemanı	$2.258 \cdot 10^5$
5. şasi elemanı	$2.258 \cdot 10^5$
1. kiriş elemanı	$2.44 \cdot 10^5$
2. kiriş elemanı	$2.122 \cdot 10^5$
3. kiriş elemanı	$2.122 \cdot 10^5$
4. kiriş elemanı	$2.122 \cdot 10^5$
5. kiriş elemanı	$2.122 \cdot 10^5$
6. kiriş elemanı	$2.44 \cdot 10^5$

Şasi elemanlarına gelen burulma momenti değerleri, (4.54) eşitliğinde, elemanlarda oluşan kayma gerilmelerinin ve (4.60) eşitliğinde, kesit birleşim yerlerinde kesit boyunca oluşan normal gerilmelerin hesaplanmasında kullanılmıştır. Kesit boyunca oluşan gerilmenin en yüksek olarak olduğu bölgenin birleşim yerlerinde, bir başka anlamda kesit çarpılmasının engellendiği noktalarda olduğu açıklanmıştır. Bunun dışında birim çarpılma miktarının kesitin başlangıç bölgesinden ucuna kadar aynı kalmadığı bildirilmiş, kesitin başladığı ve sona erdiği noktalardaki değerlerin tespiti için farklı formülasyonlar sunulmuştur. Gerilmenin maksimum olduğu bölge tasarımın doğruluğunun kanıtlanması için kriter olduğu düşünülerek Tablo 5.3'te sunulan değerler içinde, büyük değere sahip olan yani kesitin ucundaki bölgedeki çarpılma miktarı hesaplarda kullanılmıştır. Sonuçta şasi elemanlarına gelen kayma gerilmeleri Tablo 5.5'te ve elemanların birleşim bölgelerinde ve kesitlerin uç bölgelerinde eksen boyunca oluşan normal gerilme değerleri Tablo 5.6'da verilmiştir.

Tablo 5.5 Şasi elemanlarına gelen maksimum kayma gerilmeleri

Şasi elemanı	Maksimum kayma gerilmesi (Mpa)
1. şasi elemanı	61.12
2. şasi elemanı	32.76
3. şasi elemanı	27.63
4. şasi elemanı	35.45
5. şasi elemanı	35.45
1. kiriş elemanı	43.94
2. kiriş elemanı	40.6
3. kiriş elemanı	40.6
4. kiriş elemanı	40.6
5. kiriş elemanı	40.6
6. kiriş elemanı	43.94

Tablo 5.6 Şasi elemanların birleşim bölgelerindeki maksimum normal gerilmeler

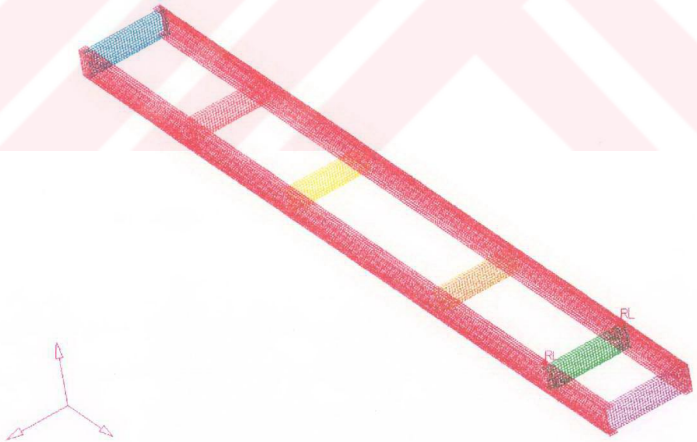
Şasi elemanı	Maksimum normal gerilme (Mpa)
1. şasi elemanı	334.9
2. şasi elemanı	211.56
3. şasi elemanı	181.7
4. şasi elemanı	225.9
5. şasi elemanı	225.9
1. kiriş elemanı	269.3
2. kiriş elemanı	246.12
3. kiriş elemanı	246.12
4. kiriş elemanı	246.12
5. kiriş elemanı	246.12
6. kiriş elemanı	269.3

Ulaşılan en yüksek değer 334.9 Mpa'dir. Bu şasi malzemesinin akma sınırında bir değerdir. Bu durumda belirlenen gerilme değerine karşı, 1. şasi elemanının risk

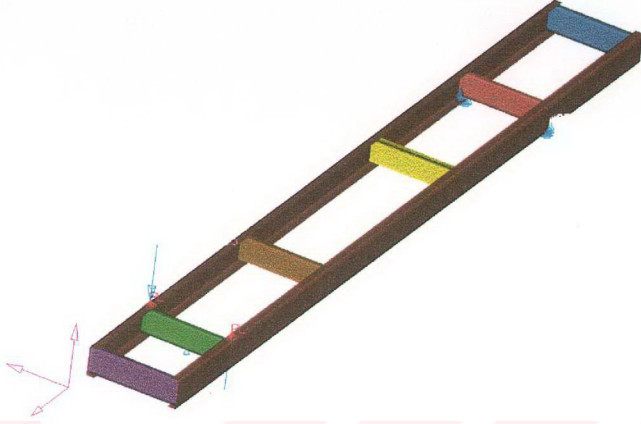
altında olduğu söylenebilir. Diğer tüm şasi elemanlarında oluşan maksimum gerilmelerin kullanılan malzemenin akma sınırına yakın değerde olduğu görülmektedir. Bulunan sayısal değerler sonlu elemanlar analizi sonuçlarıyla karşılaştırılacaktır.

5.3 Şasi modelinin sonlu elemanlar analizi

Şekil 5.1’de gösterilen şasi modeli IDEAS programında katı model olarak çizilmiştir. Katı model, HYPERMESH programına taşınarak sonlu elemanlar modeli birim eleman 20x20 mm olmak üzere 11468 adet dörtgen (Quad4), 6 adet üçgen (Ctria3) iki boyutlu eleman ve 12188 adet düğüm noktası oluşturularak kurulmuştur. Şasi, ön dingil eksenini kabul edilen 5. kiriş bölgesinden sabitlenmiştir. Arka dingil eksenini kabul ettiğimiz 2. kiriş bölgesinden şasiye, sağ ve solda ters yönlere, tespit edilen kuvvet çifti etkilmiştir. Şasi modelinin uzunlamasına eğilmesini engellemek amacıyla şasi aynı zamanda 2. kirişin ortasından sabitlenmiştir. Şasinin sonlu elemanlar modeli Şekil 5.2’de, modelin sınır şartlarını ve uygulanan yükü gösteren görünüşü Şekil 5.3’te sunulmaktadır.



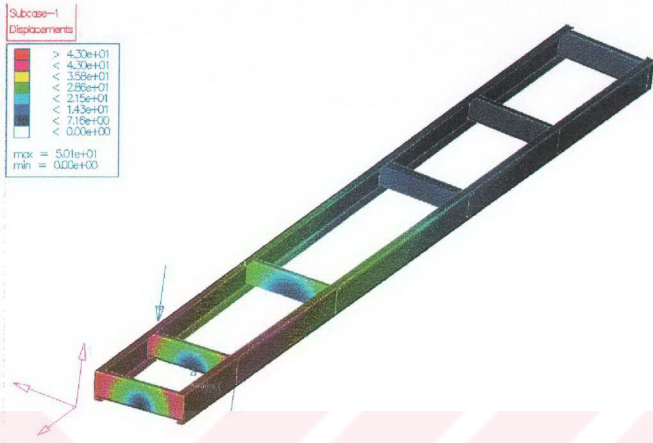
Şekil 5.2 Şasinin sonlu elemanlar HYPERMESH modeli



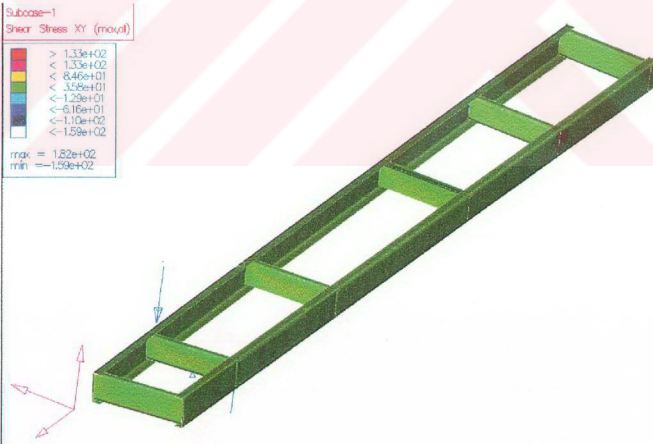
Şekil 5.3 Şasi modelinin sınır şartlarının ve dış yükün belirtildiği görünüş

Model NASTRAN sonlu elemanlar yazılımına transfer edilerek çözülmüş ve elde edilen veriler, HYPERMESH programına aktarılarak gerilmelerin ve şekil değiştirmelerin renklerle gösterildiği görüntüler elde edilmiştir. Şekil 5.4'te burulma sonucu oluşan yerdeğişimler gösterilmektedir. Yer değiştirmeleri incelediğimizde maksimum yer değiştirmenin 50mm olduğu görülmektedir. Şekil değiştirmenin yoğun olarak görüldüğü bölgenin şasinin arka dingil bölgesinde şasi yan kolları üzerinde olduğu görülmüştür. Ön dingil bölgesinde, yani analiz sırasında sabitlenen bölgede şekil değişiminin görülmemesi doğaldır.

Şekil 5.5'te kayma gerilmeleri gösterilmektedir. Maksimum kayma gerilmesi şasinin sabitlendiği bölgede şasinin engellendiği noktada 182 Mpa olarak bulunmuştur. Kullanılan yöntemde şasinin sabitlenmesi söz konusu değildi. Bu nedenle sayısal çözümde bu bölgede böyle bir değere ulaşmak söz konusu olmadı. Ancak diğer tüm bölgelerde şasi yan kolları ve kirişler üzerinde kayma gerilmelerinin 30 Mpa civarında olduğu görülmektedir. Elde edilen sonuçların sayısal olarak ulaşılan değerlere yakın olduğu söylenebilir.



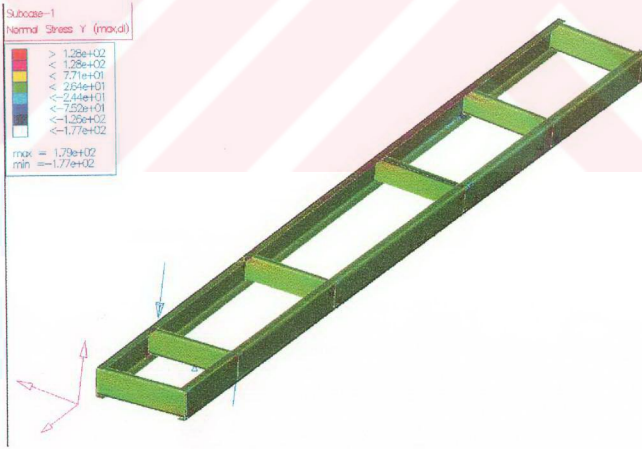
Şekil 5.4 Şasi burulma deplasmanları (mm)



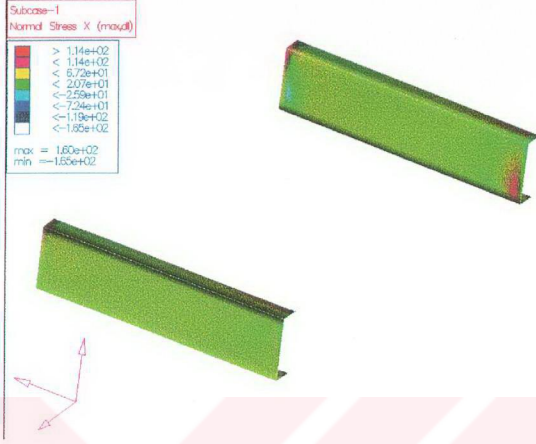
Şekil 5.5 Kayma gerilme dağılımı (Mpa)

Şekil 5.6 şasi modelinin şasi yan kolu eksenini boyunca oluşan normal gerilme dağılımını göstermektedir. Maksimum değer 179 Mpa olmak üzere, genel olarak gerilme altında kalan bölgelerin şasi yan kollarının kirişler ile birleştiği noktalarda, yani çarpılmanın engellendiği bölgelerde oluştuğu görülmektedir. Şasi elemanlarının orta bölgelerine doğru gerilmenin kullanılan yöntemde de anlatıldığı gibi azaldığı gözlenmektedir. Ancak sayısal olarak bulunan değerlerin, sonlu elemanlar analizi sonuçlarına göre daha yüksek olduğu söylenebilir.

Şekil 5.7'de ise şasi modelindeki 4. ve 5. kirişlerin, kiriş eksenini boyunca oluşan normal gerilme dağılımı gösterilmektedir. Bulunan maksimum gerilme değeri 160 Mpa'dır. Yine gerilme yoğunlaşmasının kirişlerin kesit başlangıçlarında oluştuğu ve kesitlerin orta bölgelerine doğru gerilmelerin azaldığı gözlenmektedir. Yine sayısal olarak bulunan değerler sonlu elemanlar analizi sonuçlarına göre bir miktar yüksek çıkmıştır. Sayısal değerler ile analiz sonuçlarının birbirlerinden farklı olmasının nedeni, kullanılan metodun bir takım kabuller içermesi olarak açıklanabilir.

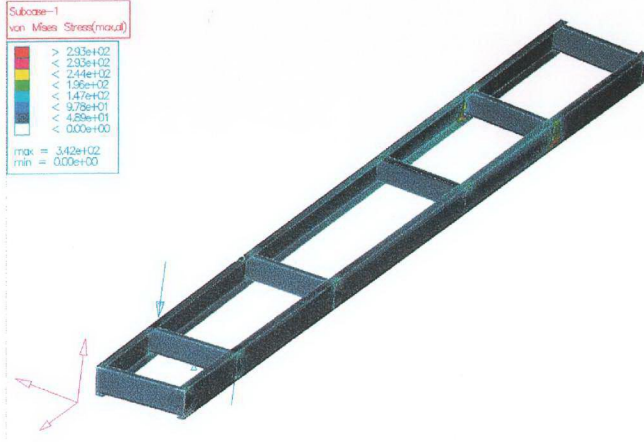


Şekil 5.6 Şasi yan kolu eksenini boyunca normal gerilme dağılımı (Mpa)

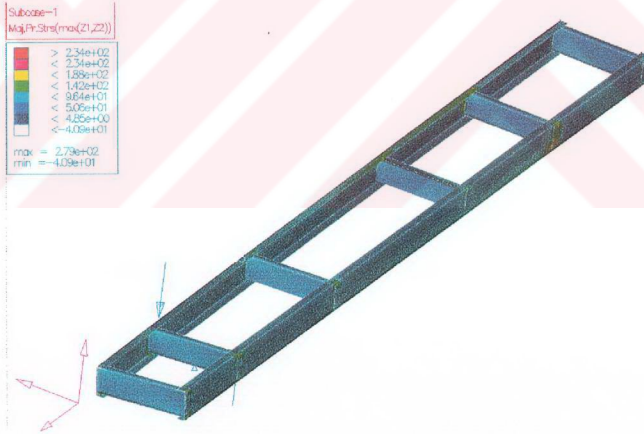


Şekil 5.7 Kiriş eksenli boyunca (4. ve 5. Kiriş) normal gerilme dağılımı (Mpa)

Şekil 5.8'de şasi modelinin von Mises gerilme dağılımı sunulmaktadır. Bulunan en yüksek gerilme değeri 342 Mpa'dır. Şekil 5.9'da ise şasi modelinin asal gerilemelerinin belirtildiği görünüş sunulmaktadır. Bulunan maksimum gerilme değeri 279 Mpa'dır. Maksimum değerler yine elemanların birleşim yerlerinde elde edilmiştir. Gerilmelerin şasinin mesnetlendiği bölgede yoğunlaşması normaldir. Ancak kullanılan yöntemde ön dingil bölgesinden bir sabitleme olmadığından sayısal çözümde söz konusu bölgede farklı olarak gerilme yoğunlaşması tespit edilmemiş idi.



Şekil 5.8 von Mises gerilme dağılımı (Mpa)



Şekil 5.9 Asal gerilmeler (Mpa)

SONUÇ VE ÖNERİLER

Bu çalışmada bir kamyon-şasi modeli kurulmuştur. Şasiye etkiyen burulma momentinin bulunması için yaklaşık bir yöntem sunulmuştur. Ardından burulma momenti altında bulunan merdiven tip şasinin her elemanında oluşan burulma momentleri ve tüm şasinin toplam burulma katılığının tespitine yönelik yöntem verilmiştir. Model olarak alınan şasinin açık U kesitli elemanlardan oluşması durumunda burulma yükleri altında kesit çarpılmasının yaşanacağı anlatılarak, kesit çarpılması durumunda her şasi elemanının efektif burulma sabitinin bulunmasının ardından gerilmelerin tespitine geçilmiştir. Şaside burulma durumunda oluşan kayma gerilmelerinin bulunmasına yönelik formülasyon sunulmuştur. Bunun dışında dairesel olmayan kesitlerin burulması sırasında, burulan elemanın kesit eksenini boyunca normal gerilme altında bulunduğu anlatılarak bu gerilmenin hesaplanması için bir yöntem verilmiştir.

Ortaya konulan yöntemler kullanılarak örnek bir şasi modelinin burulma momentleri, ve burulma nedeniyle oluşan kayma ve normal gerilmeler sayısal olarak hesaplanmıştır. Yalnız, burulma durumunda sayısal çözüm için tespit edilmesi gereken şasi yapısının dönme açısının belirlenebilmesi için, IDEAS'ta kurulan taşıt modelinin 12 ton yük altında NASTRAN'da çukura düşmesi simüle edilmiştir. Ayrıca IDEAS'ta modellenen şasi modelinin sayısal olarak tespit edilen kuvvet çifti altında, NASTRAN sonlu elemanlar yazılımı yardımıyla yapılan burulma analizi sonuçları sunulmuş, bulunan sayısal değerler ile karşılaştırılmış ve yakın sonuçlara ulaşıldığı görülmüştür.

Sunulan yöntemler, yaklaşımlar ve kabuller içermektedir, ancak şasi tasarımı için önem verilmesi gereken noktaları açıklamaktadır. Şasiye gelen burulma momentine neden olan dış kuvvetler, yolun durumu dışında lastik iz genişlikleri ve süspansiyon

açıklığı ile ilgilidir. Lastiklerin ve süspansiyonun katılık sabitleri arttıkça, burulma momenti aynı oranda artar. Engebe yüksekliğinin, dolayısıyla lastikler arası eğimin artması da burulma momentinin artmasına neden olur. Dış burulma momenti ve şasinin genişliğinin ve ön arka dingil arası mesafesinin artması şasi elemanlarında oluşan burulma momenti değerlerini artırır. Şasi elemanlarına gelen momentin artması ise kesitteki gerilmenin artması anlamına gelir.

Sayısal çözüm sonucu, şasi elemanlarında oluşan gerilme değerlerinin, şasi yan kolu ve kirişler için şasi malzemesinin akma sınırına yakın olduğu görülmektedir. Bunun sonucu, şasi modelinin tespit edilen zorlama durumuna karşı dayanıklı olmadığı, şasi yapısının kesit birleşim bölgelerinde kalıcı deformasyonlar oluşma riskine açık olduğu söylenebilir.

Sonlu elemanlar analizi sonrası elde edilen sonuçlara baktığımızda hem şasi yan kolu hem de kirişler için elemanların birleşim yerlerinde gerilmelerin yoğunlaştığını görmekteyiz. Sayısal çözümde sunulan normal gerilemeler de birleşim bölgelerini tanımlamaktadır. Bu bölgeler için çözüm bağlantı alanının artırılması olabilir. Günümüz kamyon şasilerinde kiriş bağlantılarının geniş yüzeyler ile sağlanması bu nedenledir.

Burulma analizi sırasında, yapıyı sabitlediğimiz bölge tam ön dingilin bulunduğu kirişti. Bu bölge tamamiyle sabit kaldığı için yüksek gerilmelerin en çok bu bölgede ortaya çıktığı anlaşılmaktadır. Gerçekte o bölgenin tamamiyle sabit kalacağı söylenemez. Aynı zamanda ön dingilin ilettiği karşı güç nedeniyle diğer bölgeler kadar serbest olmayacağı da açıktır. Ama teorisini incelediğimiz yöntemde, şasinin bir yerden sabitlenmesi söz konusu olmadığı için elde edilen sonuçlarda mesnetlenen bölgede bir gerilme artışı olduğuna ait bir bilgi elde edilemedi. Bu, teorinin bir eksikliğidir.

Tüm elemanların orta bölgelerinde gerilmenin az olduğu, birleşim yerlerinde ve özellikle birleşim yerindeki kesitin uç tarafına doğru gerilmenin arttığını görmekteyiz ki bu teoriyi desteklemektedir. Çünkü, Galambos tarafından verilen formülasyonla

hesapladığımız kesitlerin çarpılma miktarı kesitin ucuna doğru gittikçe artmaktadır. Kullanılan teoride kesitleri ve uzunlukları aynı olan kirişlere etkiyen burulma momentlerin ve dolayısıyla gerilmelerin aynı olduğu bulundu. Ama gerçekte aracın dingil bölgesinde bulunan kirişlerin sonlu elemanlar analizinde de görüldüğü gibi daha fazla zorlanacağı açıktır. Bu, yöntemde uygulanan kabuller ile ilgilidir. Aynı zamanda yine günümüz kamyon şasilerinde yapıldığı gibi, ön ve arka dingil bölgelerinde bulunan kirişlerin kesitlerinin artırılması gerektiği anlaşılmaktadır.

Sonlu elemanlar analizinin tamamıyla gerçek sonuçlar vermesi olanaklı değildir. Tasarımın validasyonu için fikirler vermesi yanında bu tür tüm analizlerde mevcut tasarlanmış yapı ile yeni tasarlanacak yapı arasında karşılaştırmalı çalışmalar yapılmasında yarar vardır. Bunun yanında sunulan yöntemlerin de yaklaşımlar içermesinden dolayı, tam olarak doğru sonuç verdiği iddia edilemez. Yine de her iki çözümden elde edilen sonuçları değerlendiresek örnek olarak incelediğimiz şasinin, yine örnek olarak tespit ettiğimiz burulma yükü altında güvenli olmadığını söyleyebiliriz. Karşılaştırmalı çalışma yapılmadıysa bile, sayısal çözüm ve analizin bize takviyelendirilmesi gereken bölgelerin yeri hakkında, dingil mesafelerinin azatılmasının kesitlerin özellikle dingil bölgelerindeki kirişlerin kesitlerinin artırılması gerektiği yönünde fikirler vermektedir. Bunun dışında dış burulma moment değerinin tespit edildiği durumun, gerçekte karşılaşılabilecek bir yol durumuna örnek olup olmadığının detaylı incelenmesinde yarar vardır.

Şasi analizi konusunda bir başka çalışma, şasi kiriş bağlantılarının perçin, civata bağlantısı ile oluşturulmuş bir modelin incelenmesi ya da kaynaklı bir şasinin kaynak bağlantısının yeterli olup olmayacağını incelenmesi olabilir. Öte yandan ön ya da arka dingilin çukura girmesi durumunda burulma yönünden farklılıkların incelenmesinde bir çalışmanın konusunu oluşturabilir. Yine şasinin karşılaşıacağı uzunlamasına ya da yanlamasına eğilme yüklerinin analizi ya da merdiven tip olmayan, platform tip ya da x-formlu şasinin eğilme ve burulma analizinde karşılaştırmalı olarak yapılabilir. Ya da şasi için ortaya koyulmuş diğer burulma analizi yöntemleriyle çözüm yapılarak, yöntemler arasında karşılaştırma yapmanında yararlı olacağı söylenebilir.

KAYNAKLAR

- [1] **H.J.BEERMANN.** The Analysis of Commercial Vehicle Structures, Mechanical Eng. Publ. Ltd., London, (1986)
- [2] **K.S.R.K PRASAD, M.V. SUBBA RAO.** Analysis of Torsion Loads on Vehicle Structures and Suspension Systems by Simplified Elastic Models, Int. Journal of Vehicle Design, Vol.10, No.6, pp. 687-702, (1989)
- [3] **T.H.G MEGSON.** Analysis of Semi-trailer Chassis Subjected to Torsion, Vehicle Structures(ImechE), C176 / 84, (1984)
- [4] **M. EREKE.** Şasi ve Karoseri Tasarımı, Lisans Ders Notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, (1988)
- [5] **M.EREKE.** Şasi ve Karoseri Tasarımında İleri Hesap Yöntemleri, Yüksek Lisans Ders notları, İstanbul Teknik Üniversitesi, İstanbul, (1989)
- [6] **R.E. ALLISTON, R.E. SHERRER.** Axial Stresses Due to Torsion in Truck Frame Rails, SAE Tech. Papers, 770896, (1977)
- [7] **E. RUSINSKI, J.H TEISSEYRE.** Torsional Stiffness of Chassis Frames with Point Welded Nodes, Vehicle Structures (IMechE), C162 /84, pp. 181-187, (1984)
- [8] **H.J. BEERMANN.** Joint Deformations and Stresses of Commercial Vehicle Frame Under Torsion, Vehicle Structures (IMechE), C178/84, pp. 171-180, (1984)
- [9] **F. ROMANOW, L JANKOWSKI.** Investigations of Stress Concentration in Thin-walled Elements of Chassis Frames, Vehicle Structures (IMechE), C183/84, pp. 155-161, (1984)
- [10] **J. HUANG, T. WALSH, L. MANCINI, M. WLOTOWSKI, R.J.YANG, Ford Co, C.H.YANG.** A New Approach For Weight Reduction in Truck Frame Design, SAE Transactions, 933037, pp. 959-967, (1993)
- [11] **J. R. FADDOUL.** Preliminary Evaluation of Fiber Composite Reinforcement of Truck Frame Rails, SAE Tech. Papers, 770898, pp.1-10, (1977)

- [12] **M. A. CARDOSA, R.G. J. MARCZAK.** Dynamical Simulation and Structural Analysis of Light Vehicle Chassis, SAE Tech. Papers, 952280, (1995)
- [13] **X.PEI LU, H. LUNG LI, P. PAPALAMBROS.** A Design Procedure for the Optimisation of Vehicle Suspensions, Int. Journal of Vehicle Design, Vol.5, No.1/2, pp.129-142, (1984)
- [14] **I.M. IBRAHIM, D.A. CROLLA, D.C. BARTON.** Active Suspension for Trucks Incorporating Frame Flexibility Effects, Int. Journal of Vehicle Design, Vol.2, No.1, pp.1-17, (1995)
- [15] **W.STEEDS.** Mechanics of Road Vehicles, Illife& Sons Ltd., London, (1960)
- [16] **W.T.THOMSON.** Theory of Vibration with Applications, II Edition, Prentice Hall, New Jersey, (1981)
- [17] **FORD CARGO WORKSHOP MANUAL.** Vol. III. London, (1982)
- [18] **BOSCH AUTOMOTIVE HANDBOOK.** III. Edition. Germany, (1993)
- [19] **FERDINAND P. BEER , E. R. JOHNSTON.** Mechanics of Materials, Mc Graw Hill, USA, (1981)
- [20] **Truck Systems Design Handbook,** SAE, PT-41, USA, (1992)
- [21] **Spring Design Manual II. Edition,** SAE, AE-21, USA, (1996)
- [22] **MUSTAFA AKKURT.** Makina Elemanları, Birsen Yayınevi, İstanbul, (1986)
- [23] **M. GÜVEN KUTAY.** Temel Mukavmet Değerleri, TMMOB yayınevi, İstanbul, (1989)

ÖZGEÇMİŞ

1973 yılında Zonguldak'ta doğdu. Ortaokul öğretimini Zonguldak T.E.D. Koleji'nde, lise öğretimini İstanbul İSTEK vakfı Semiha Şakir Özel Lisesi'nde tamamladı.

1991 yılında İstanbul Teknik Üniversitesi, Uçak Ve Uzay Bilimleri Fakültesi, Uçak Mühendisliği bölümünde okumaya hak kazandı. 1995 yılında mezun olduktan bu yana Uçak Mühendisliği Anabilim dalı, Uçak Mühendisliği Programında Yüksek Lisans öğretimine devam etmektedir.

1996 yılından itibaren ise Ford-Otosan Otomotiv Sanayi'nde Ürün geliştirme departmanında, Ağır ticari vasıtalar ekibinde, Ürün geliştirme ve tasarım mühendisi olarak çalışmaktadır.

TC YÜKSEK ÖĞRETİM KURULU
DOKÜMANİZASYON MERKEZİ