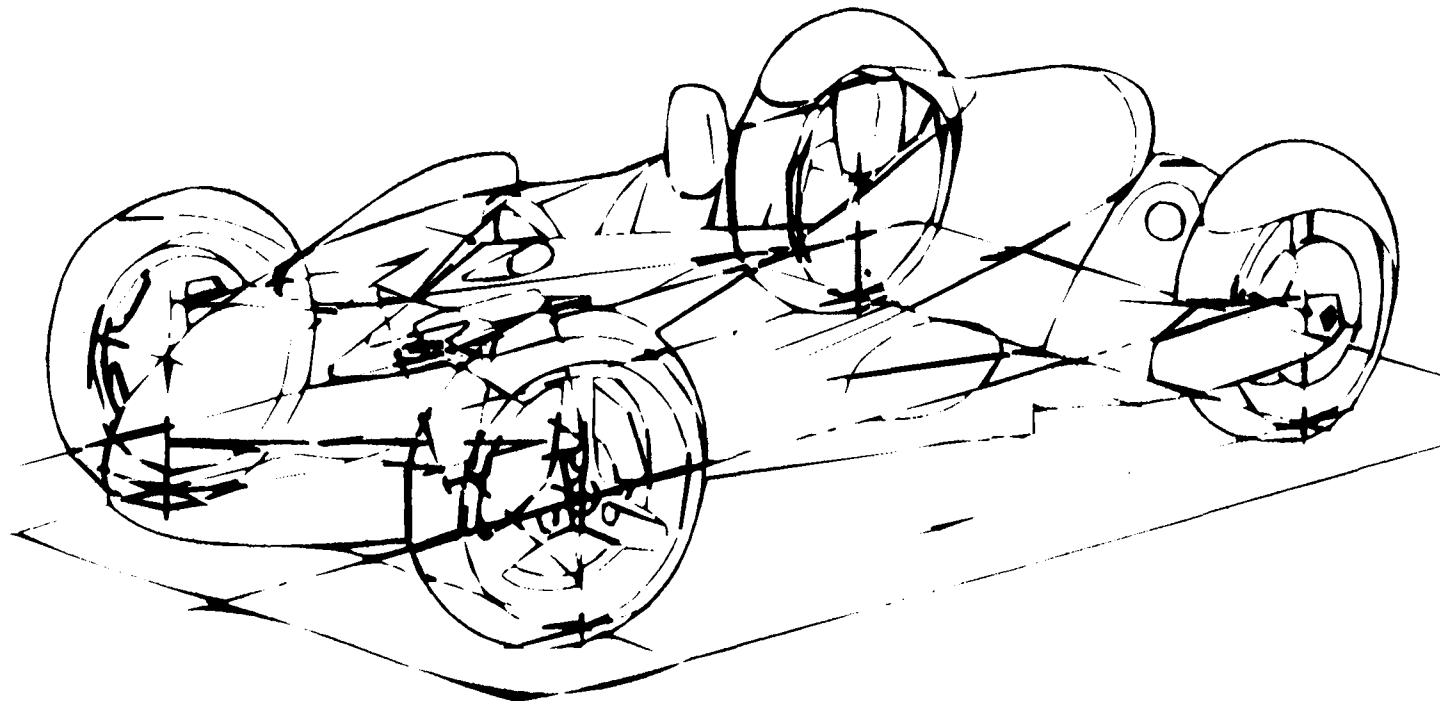


# PROJECT DESCRIPTION



# CONCEPT

MOTORCYCLE FEEL

SIMPLICITY

LIGHTWEIGHT

NEW WAVE ENVIROMENT  
CONSCIOUS SPORTS VEHICLE

## TECHNICAL FEATURES

MICRO SPORTS SIZE VEHICLE

PASSIVE LEANING CONTROL

ALUMINIUM / COMPOSITE SAFETY MONOCOQUE  
CONSTRUCTION LIKE F1

DRIVER AND PASSENGER AIRBAG SAFETY FEATURE

MAX OVERALL WEIGHT ca. 300 kg

MICRO HYDROGEN ENGINE (3 ROTOR WANKEL 600 ccm)

ELECTR. CONTROLLED SEMI AUTOMATIC GEARBOX ( CVT )

TOP SPEED 100 km/h

ACCELERATION 0-100 km/h IN 6.0 sec

# FUNCTION DESCRIPTION

**STEERING FUNCTION**

CONTROLLED BY DRIVER

WHEEL ANGLE

**LEAN FUNCTION**

PASSIVELY CONTROLLED BY DRIVERS WEIGHT

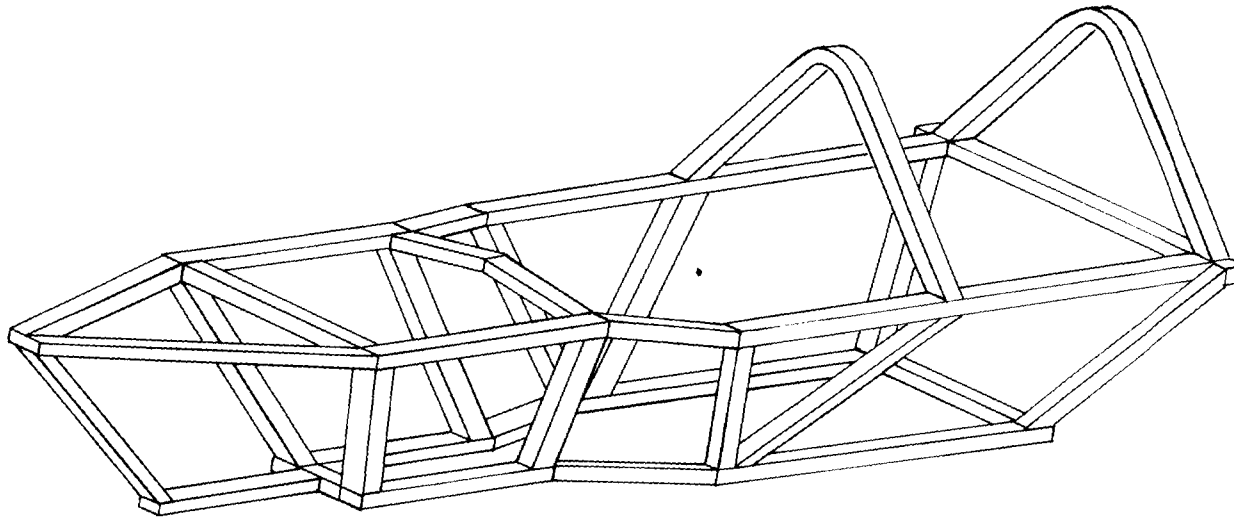
BODY ANGLE  
CAMBER ANGLE

**mazda**

LEAN-MACHINE

24.5.91 sam/hem

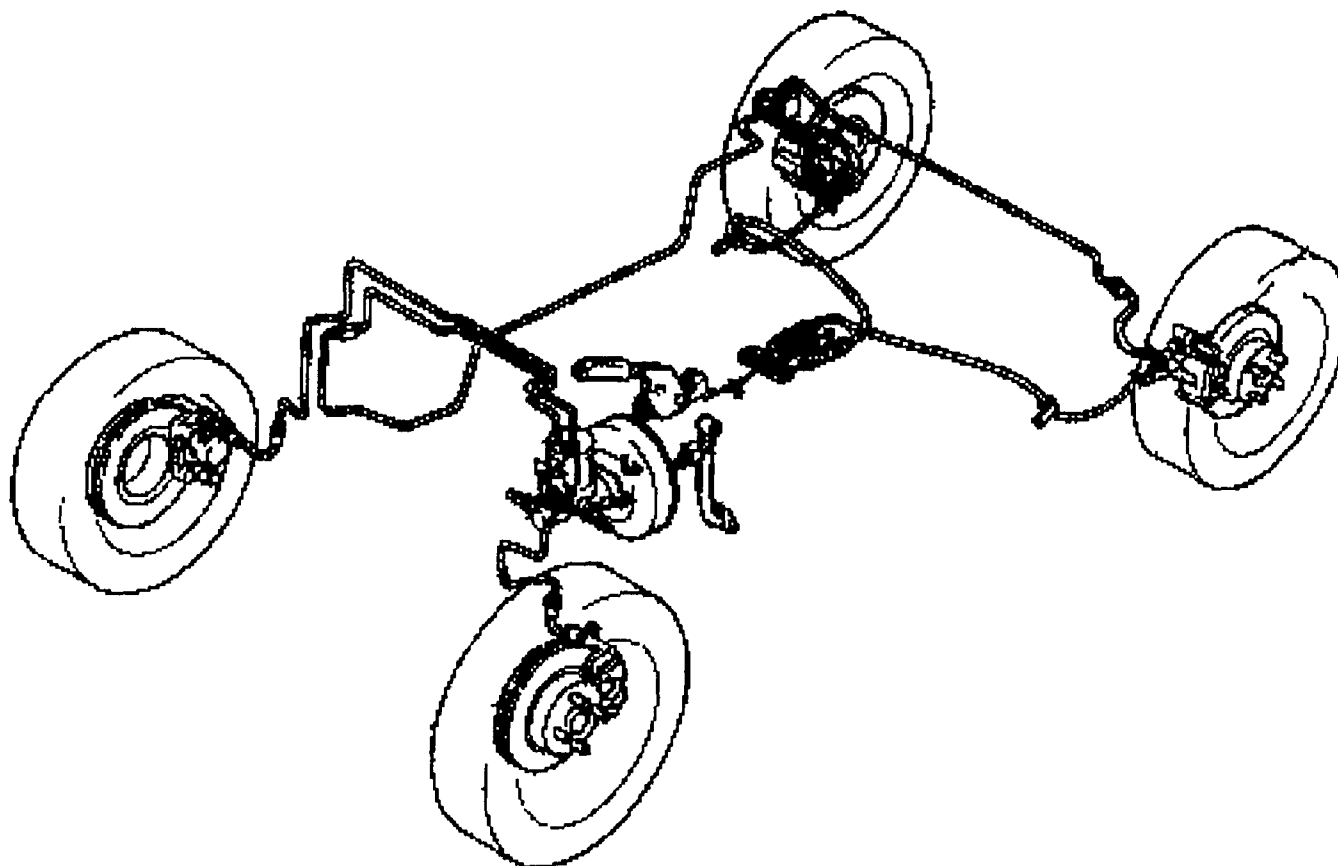
# FRAME WORK



CHASSIS FRONT AND REAR

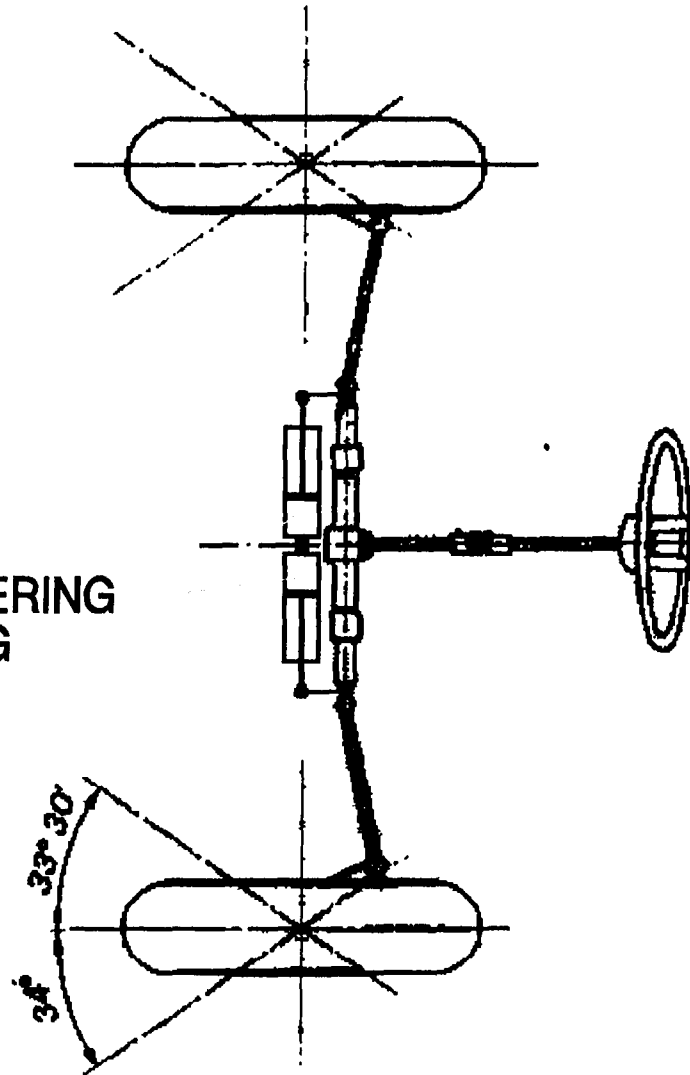
**MRE**  
創造

# MX5 BRAKE SYSTEM

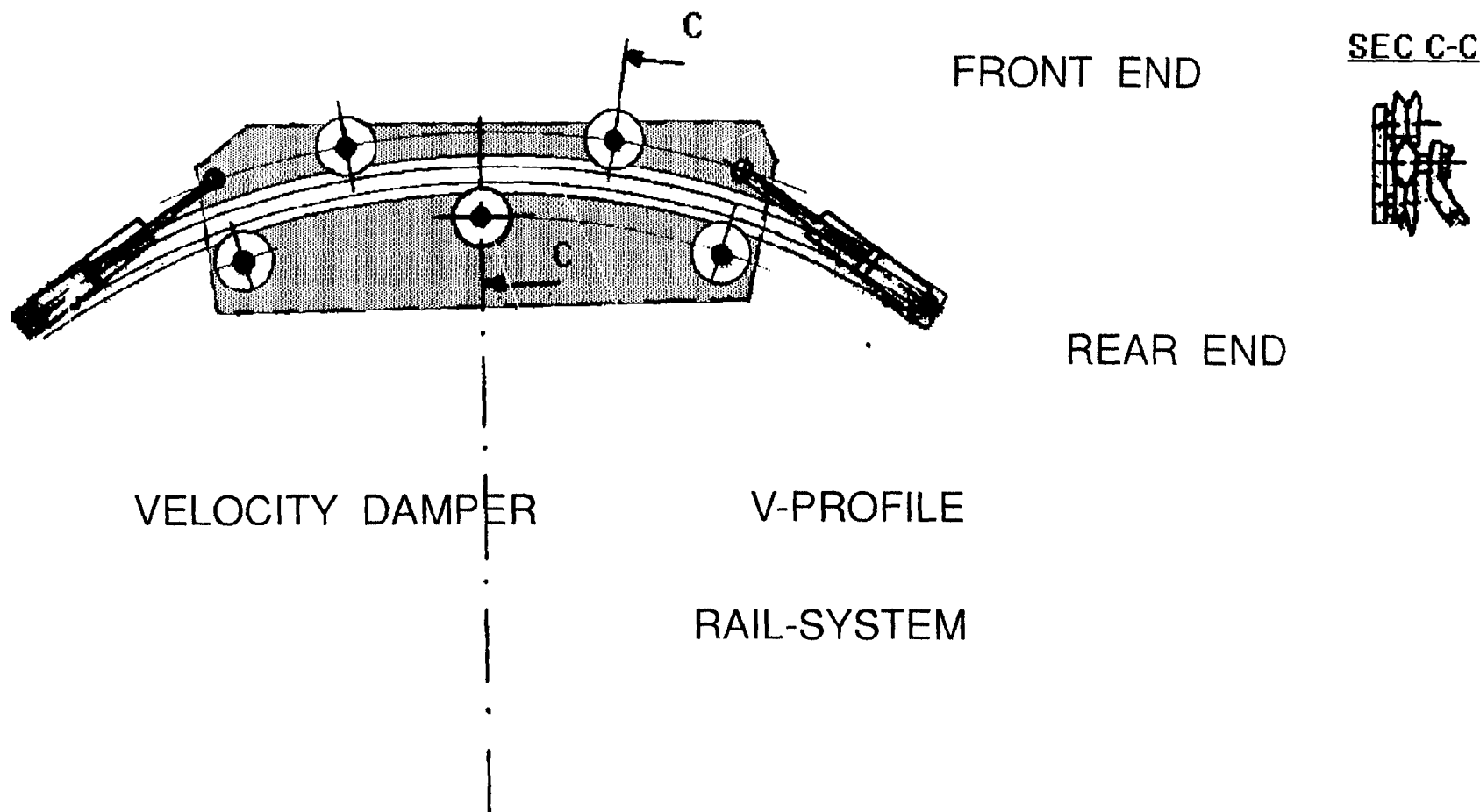


# STEERING PORSCHE 911

SELF CENTERING  
GAS SPRING



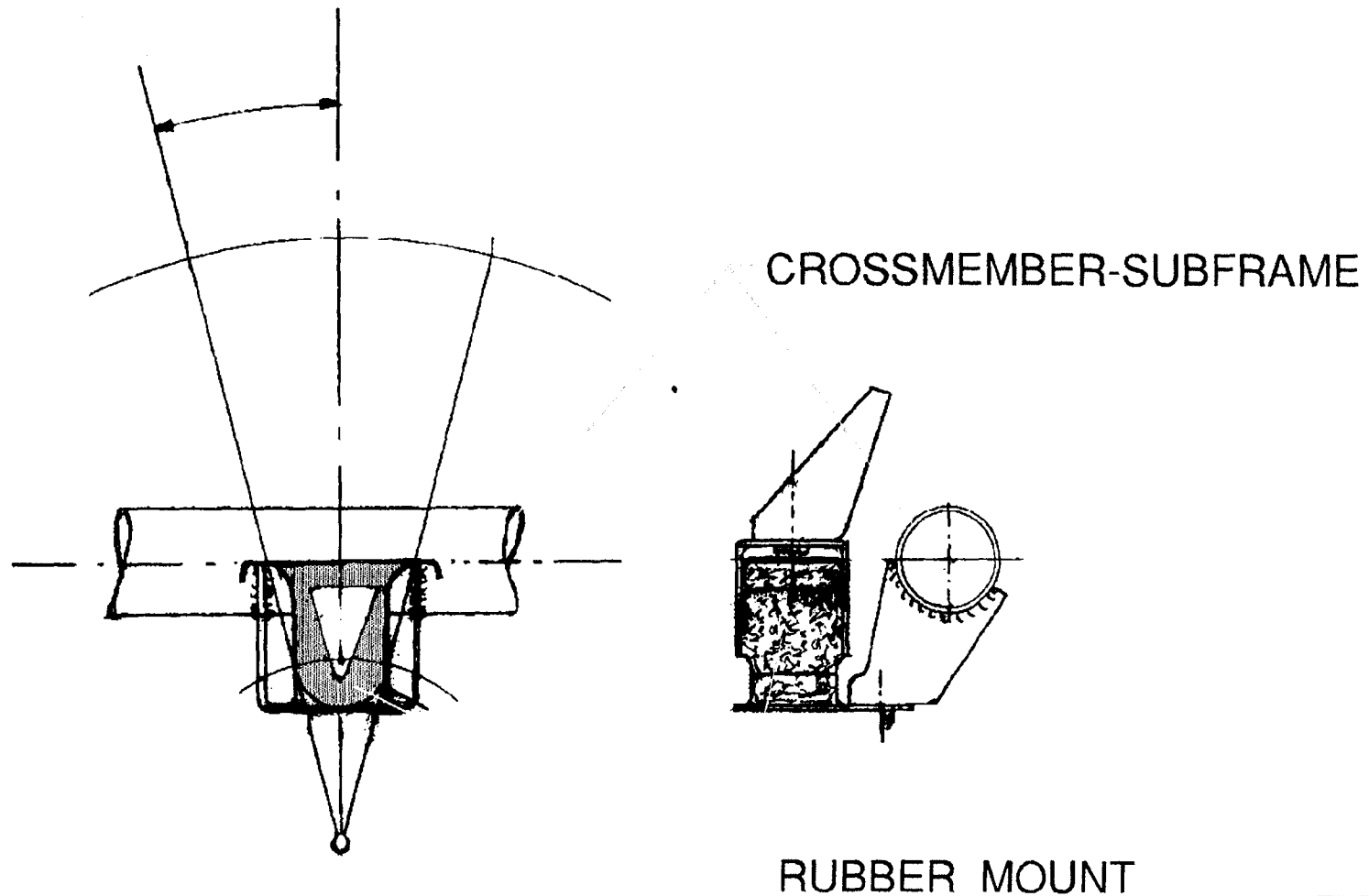
# MIDDLE HINGE ASSEMBLY



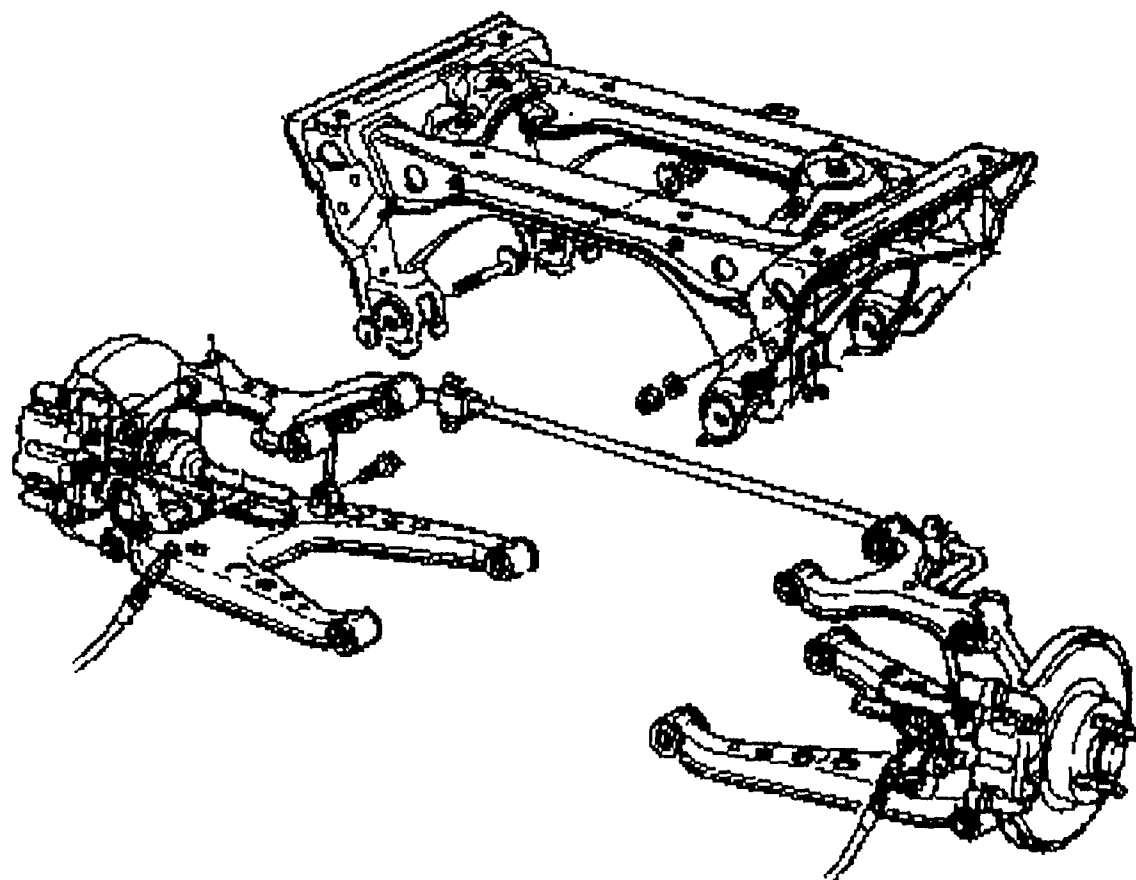


# MIDDLE HINGE ASSEMBLY

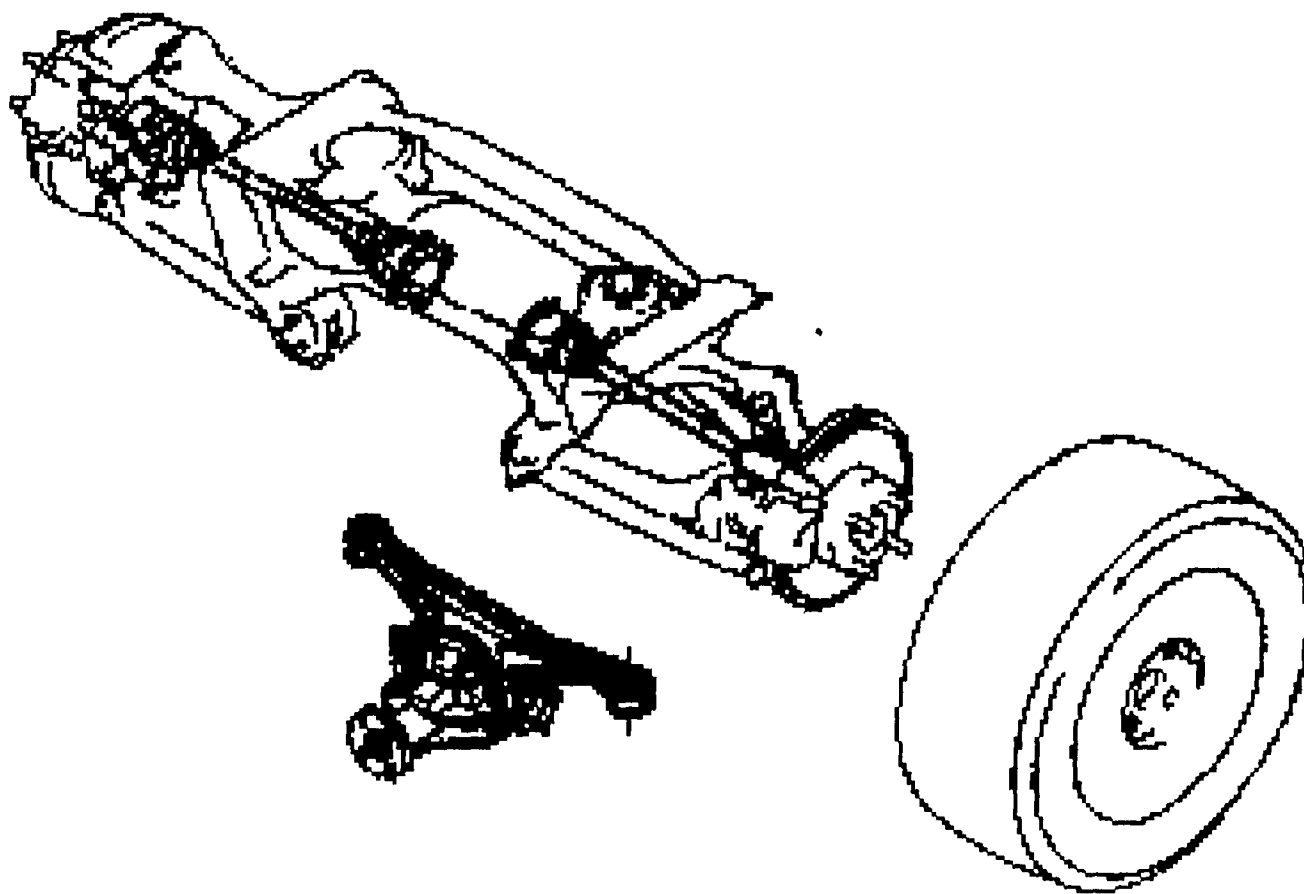
LEAN ANGLE



# MX5 REAR-AXLE



# MX5 REAR-AXLE AND DIFF



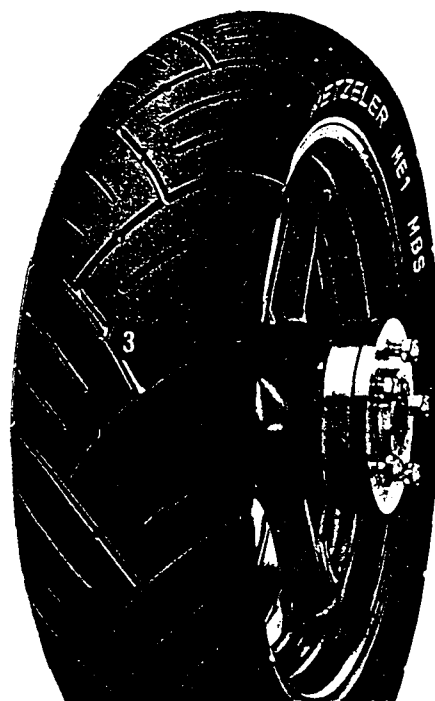
**mazda**

**LEAN-MACHINE**

24.5.91 sam/hem

# FRONTTYRE

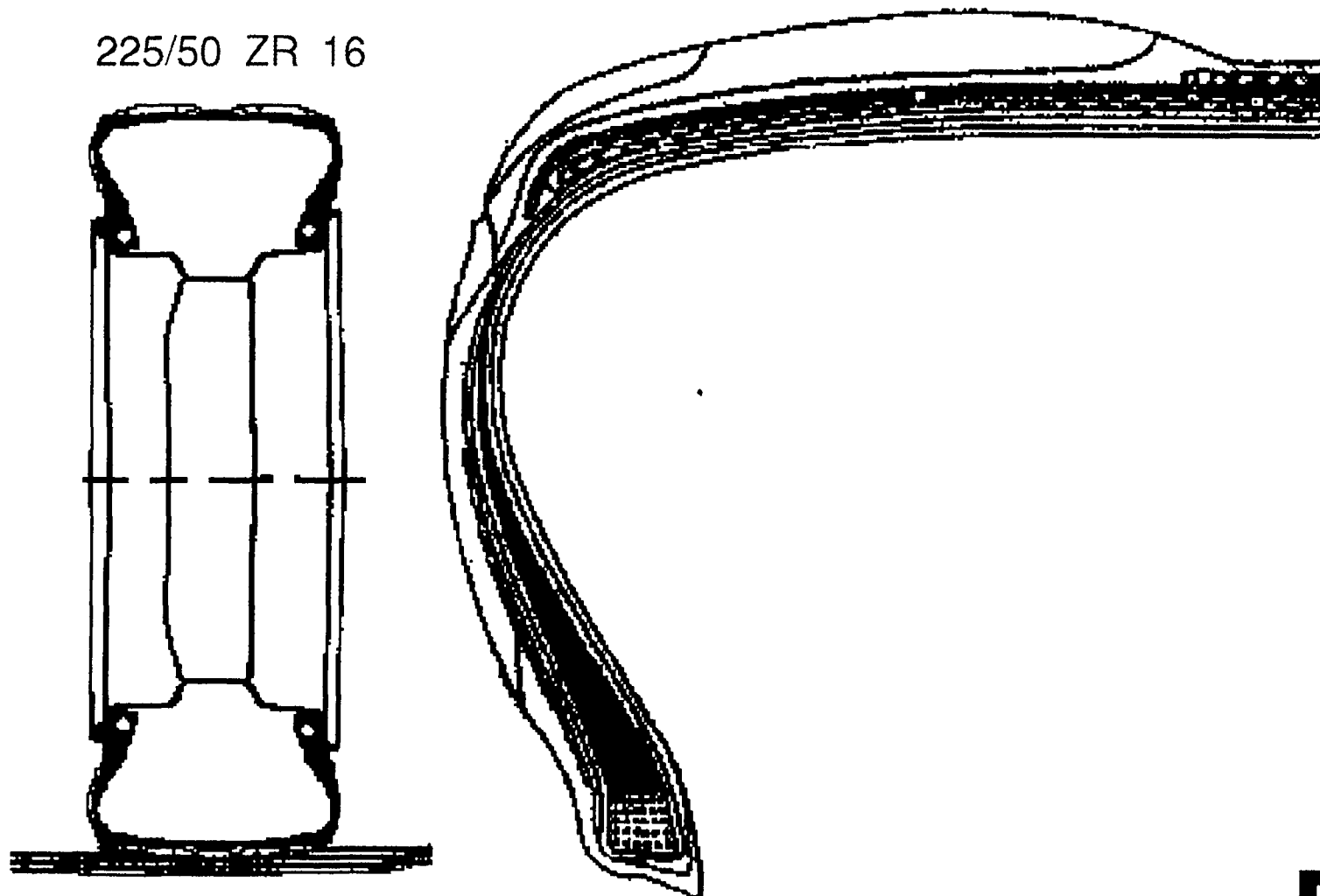
180/55 ZR 17



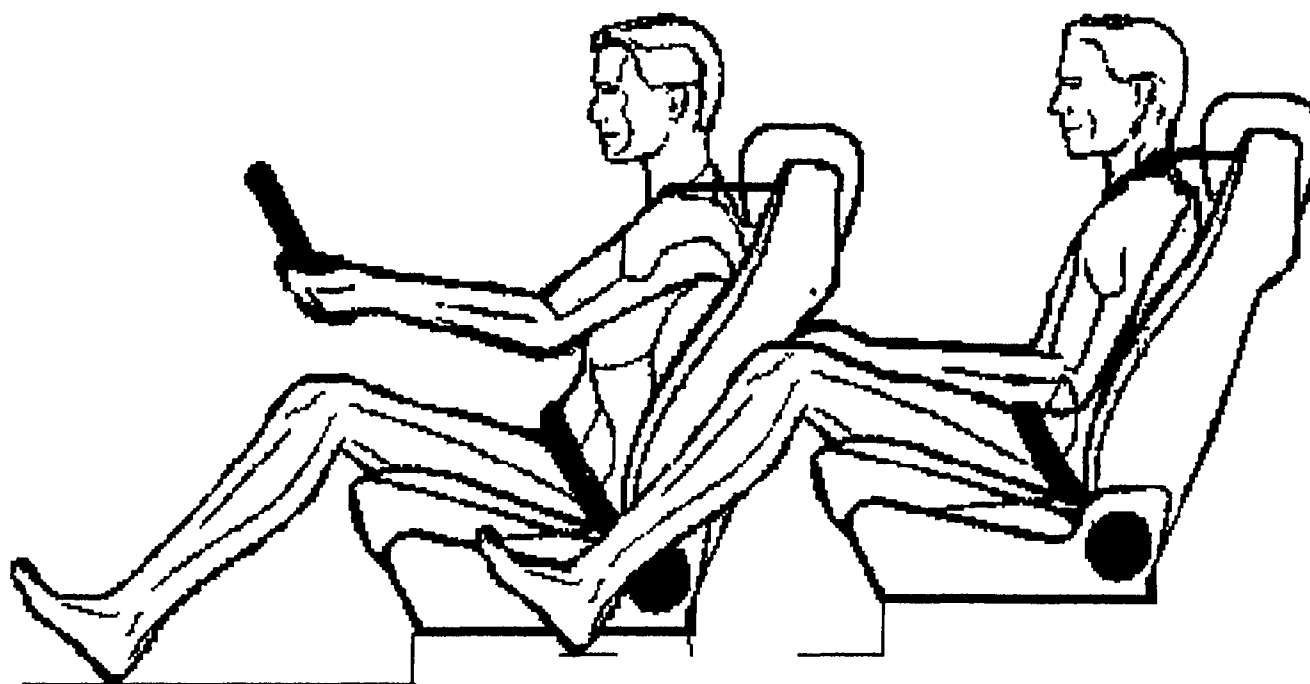
**MRE**  
創造

# REARTYRE CONTI AQUACONTACT

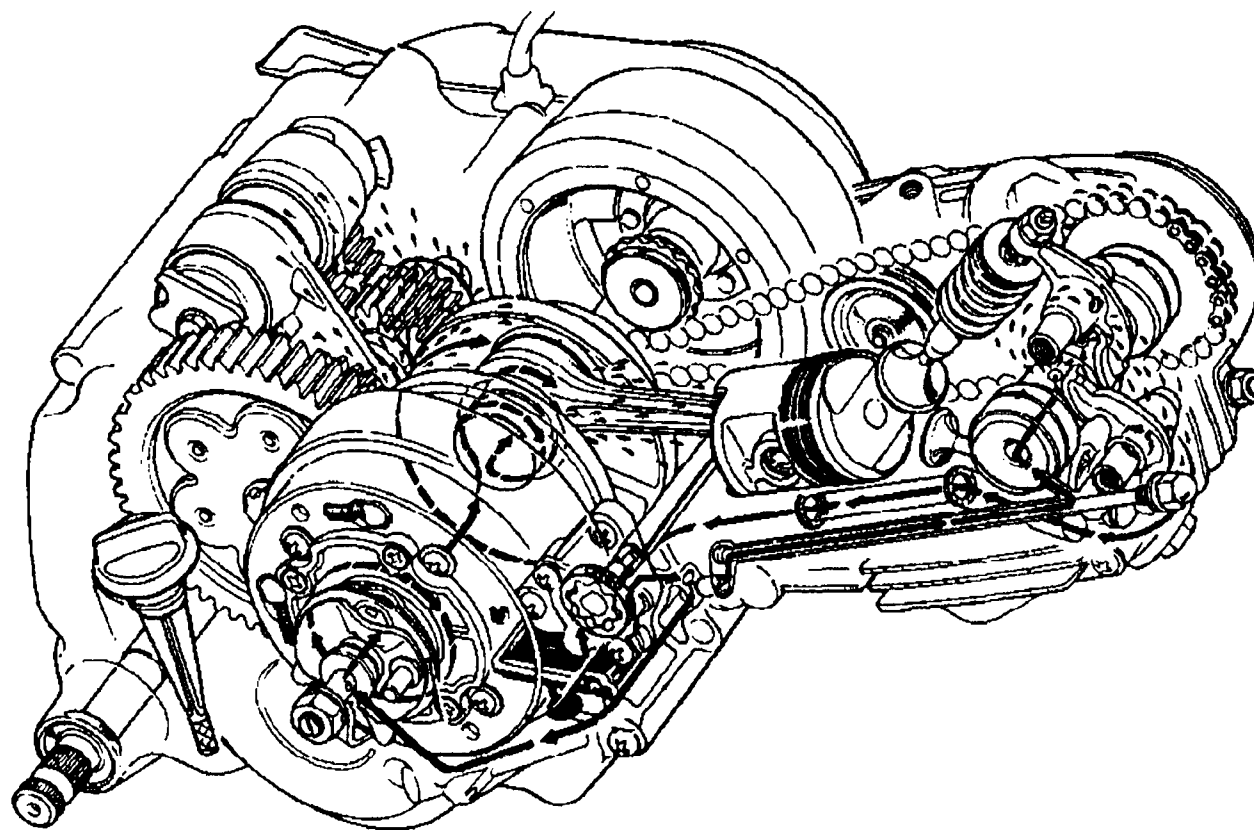
225/50 ZR 16



# RECARO SPORTSEATS



# 50 ccm ENGINE



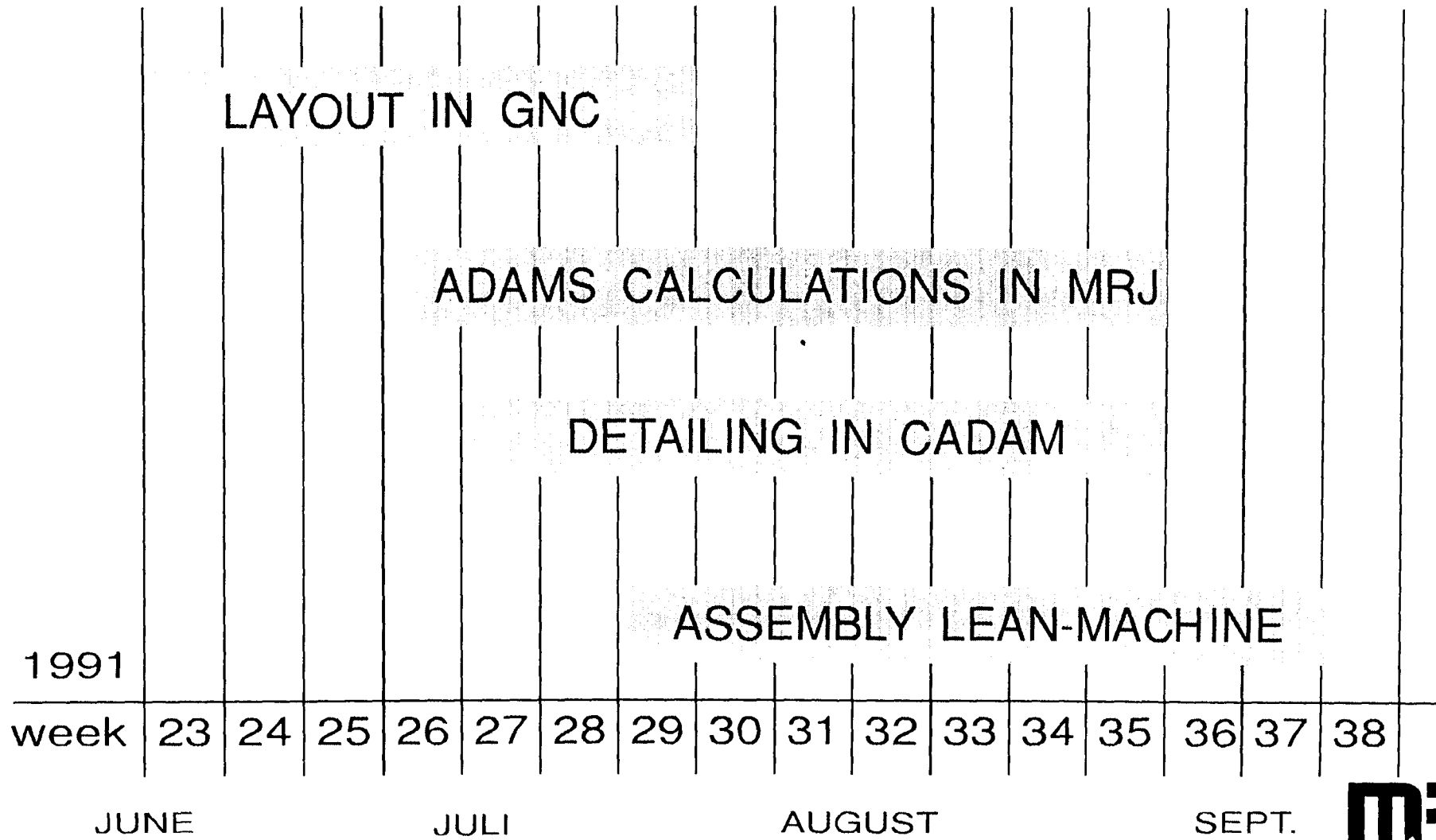
# ALTERNATIVE REAR AXLE DESIGN OPTION WITH SWINGING ARMS

## TIME AND COST OUTLAY REQUIRED

DESIGN FOR REAR CHASSIS AND SWINGING ARMS	---	3 WEEKS
BUILDING TIME REQUIRED FOR COMPLETE REAR AXLE	---	4 WEEKS
MATERIAL COST FOR SWINGING ARMS	---	DM 2.000
PURCHASE OF 2 SPRING AND DAMPER UNITS, 2 WHEEL BEARING UNITS AND 2 DRIVE SHAFTS	---	DM 2.400



# PROJECT TIMING

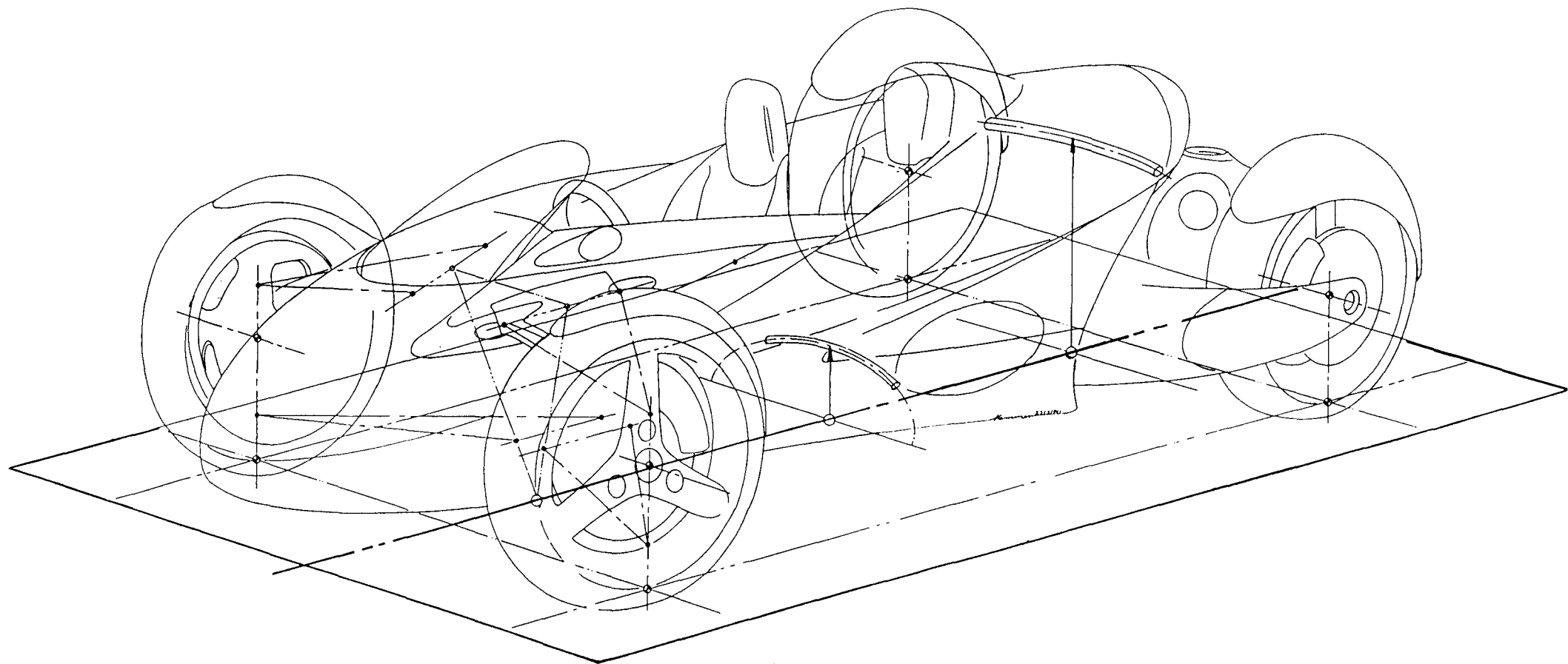


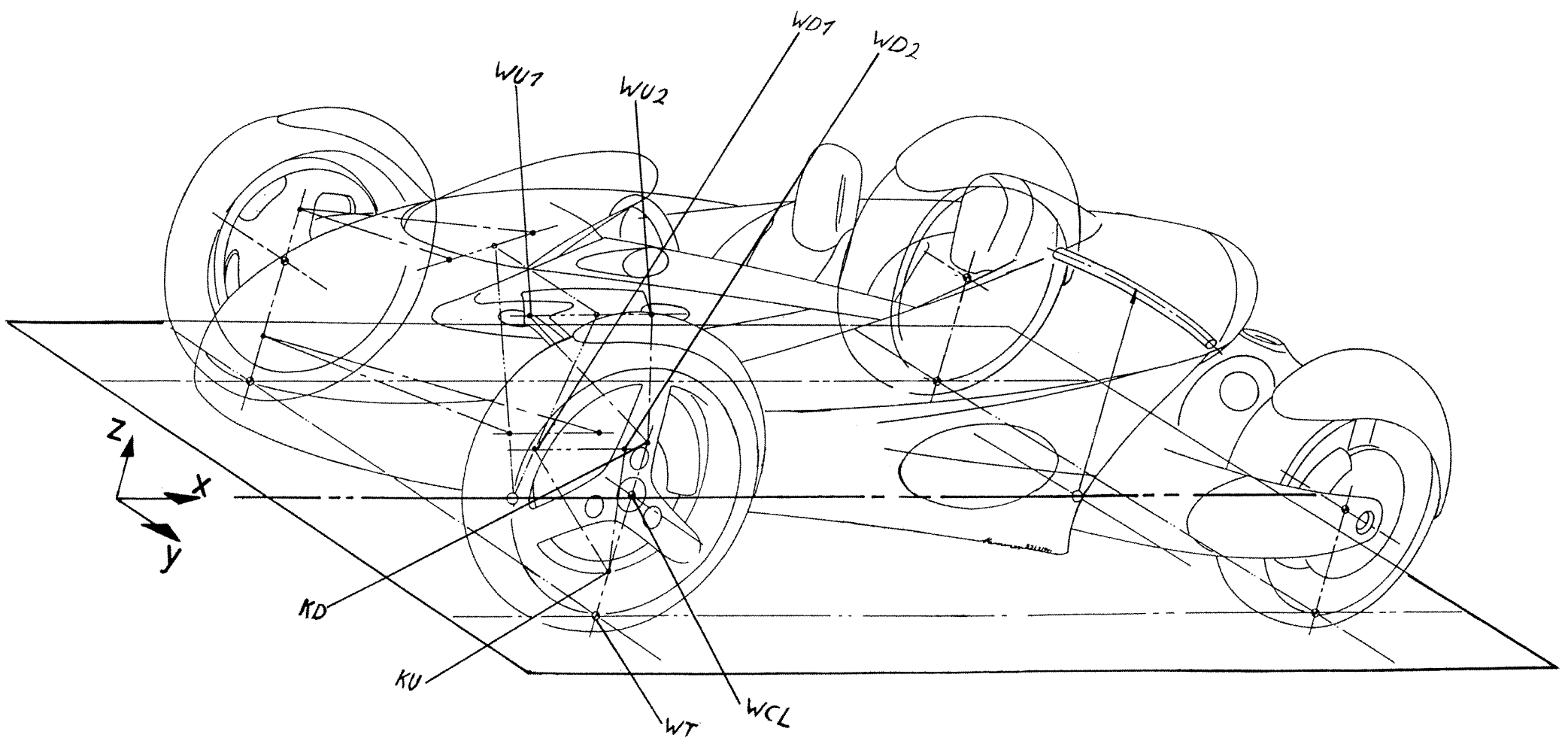
First cost estimate / Lean machine

H.-P. Hemmer

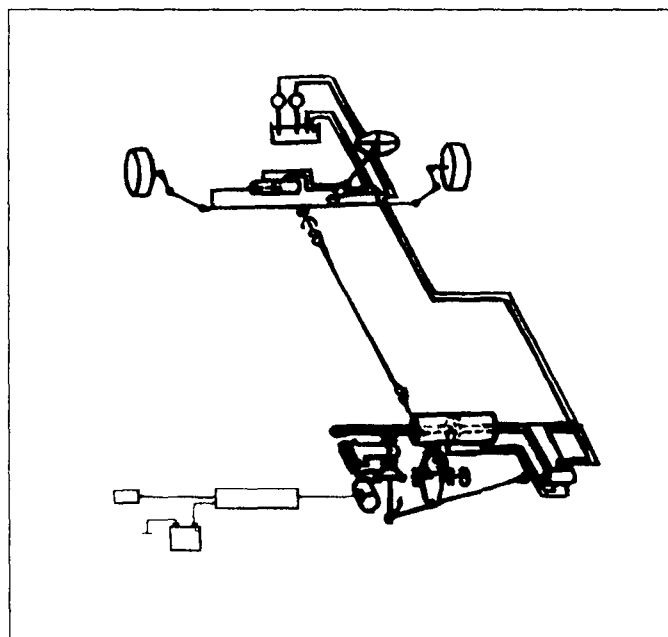
May 28, 1991/cmr

A.	Front suspension	DM
	New wheels 4 x	8.000
	Front tyre SP 200 2x	1.000
	Rear tyre Aqua contact 2x	1.000
	Wheel bearing 2x	400
	Steering knuckle 2x	2.000
	Upper control arm front 2x	2.000
	Lower control arm front 2x	2.000
	Steering wheel and spindle 1x	500
	Damper 2x	400
	Torsion rod 2x	200
	Steering gas springs 2x	200
	Brake disk 2x	400
	Brake calliper 2x	400
B.	Rear suspension	
	MX-5 rear axle assembly	
	MX-5 handbrake assembly	
	MX-5 pedal assembly	
C.	Frame work	
	Chassis front and rear	3.000
D.	Hinge	
	Middle hinge assembly	500
	Hinge central stop	200
	Velocity damper 2x	400
E.	Seats	
	Sport seats Recaro 1x	1.105
	Sport seat belts 2x	460
F.	Engine Gearbox unit	
	50 ccm 3gear automatic	4.000
	Air cooled 4-cycle OHC	
	Single cylinder 80° inclined from vertical	
	49 ccm, chain driven overhead camshaft	
	2,6 PS / 7.000 min <sup>-1</sup>	
	3 Nm / 3.500 min <sup>-1</sup>	
	Wet multi-plate clutch, automatic centrifugal 3-speed	
	constant mesh, primary reduction 3.722	
	I-3.181, II-1.823; III-1.190	
	TOTAL	28.165





# MAZDA LEAN-SYSTEM



**MRE**  
創造

## **CONTENT**

**LEAN-SYSTEM DESCRIPTION**

**ABSTRACT**

**INTRODUCTION**

**CONCEPT OF MAZDA "LEAN-SYSTEM"**

**SYSTEM AND FUNCTIONAL LOGIC OF MAZDA "LEAN-SYSTEM"**

## **LEAN-SYSTEM DESCRIPTION**

The Mazda LEAN-SYSTEM should be an active additional system with as many carry over (c/o) parts from Mazda "4WS".

Possible c/o parts

- a) Control UNIT
- b) ADD-ON gearbox to powersteering
- c) Reserve tank
- d) Oil tank
- e) Solenoid valve
- f) pippings
- g) Powersteering fluid

## **ABSTRACT**

MAZDA LEAN-SYSTEM should reduce the centrifugal force on the driver at cornering. It should give the driver more feeling to be one with the vehicle on the road.

To realize these operating characteristics, "LEAN" should be developed as a system to control optimally the lean angle. Various tests should be verified the effectiveness of this system.



## **INTRODUCTION**

THE SUSPENSION AND LEANING SYSTEMS should convey exactly what the driver intends to do and should feed back reactions to the driver that are accurate and at a comfortable level. Consequently, the following characteristics are especially important for the suspension, steering and LEANING:

- 1) precision
- 2) predictability
- 3) controllability
- 4) comfortableness
- 5) reliability

These can be achieved by using a reliable chassis that produces vehicle performance suited to the driver..

## **CONCEPT OF MAZDA "LEAN-SYSTEM"**

Mazda "LEAN-SYSTEM" is designed to attain the following goals:

- 1) Less centrifugal force on driver at cornering
- 2) Quick and easy maneuverability at low speeds,
- 3) Competent handling at moderate speeds, and
- 4) Enhanced stability at high speeds or on slippery surfaces.

This calls for optimally controlling the lean angle in accordance with vehicle speed. In view of the requisite reliability, we think that lean mechanisms should be mechanically interconnected.

## **SYSTEM AND FUNCTIONAL LOGIC OF MAZDA "LEAN-SYSTEM"**

To lean the driver in the optimal direction and angle with respect to front wheel steer and vehicle speed, the following system should be devised.

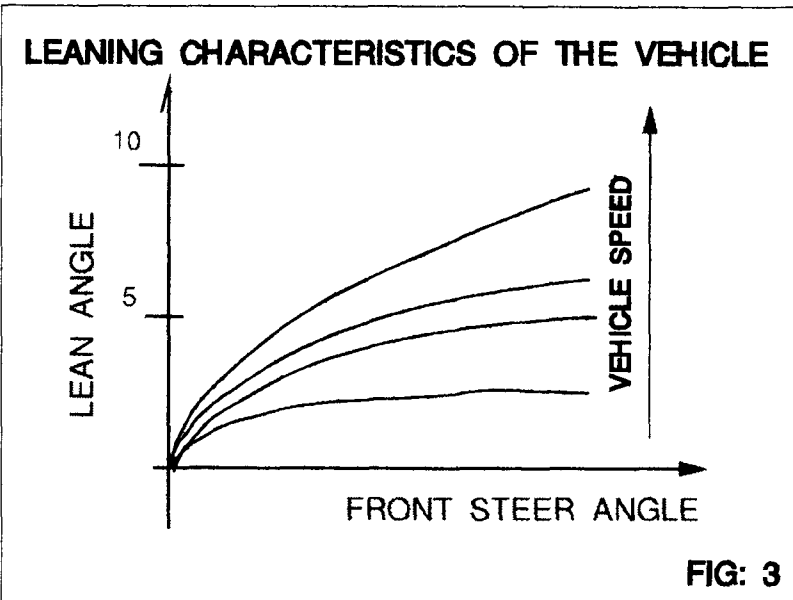
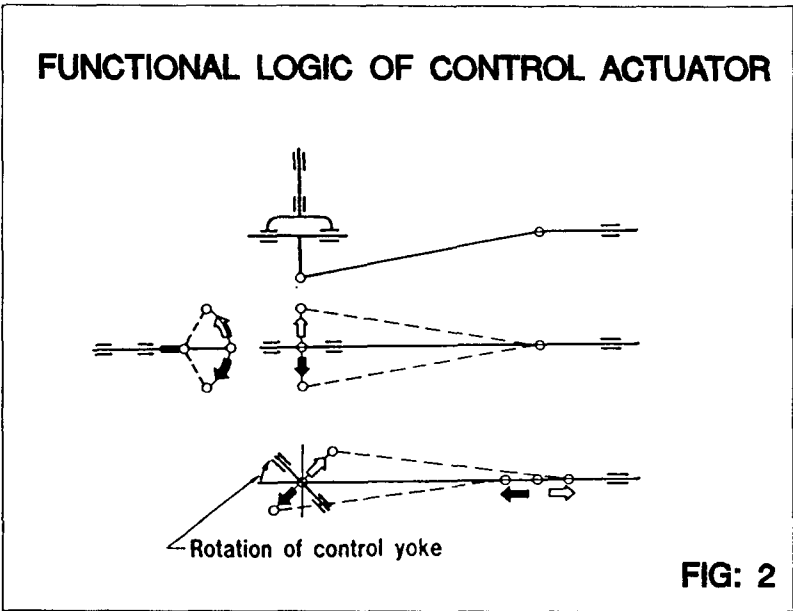
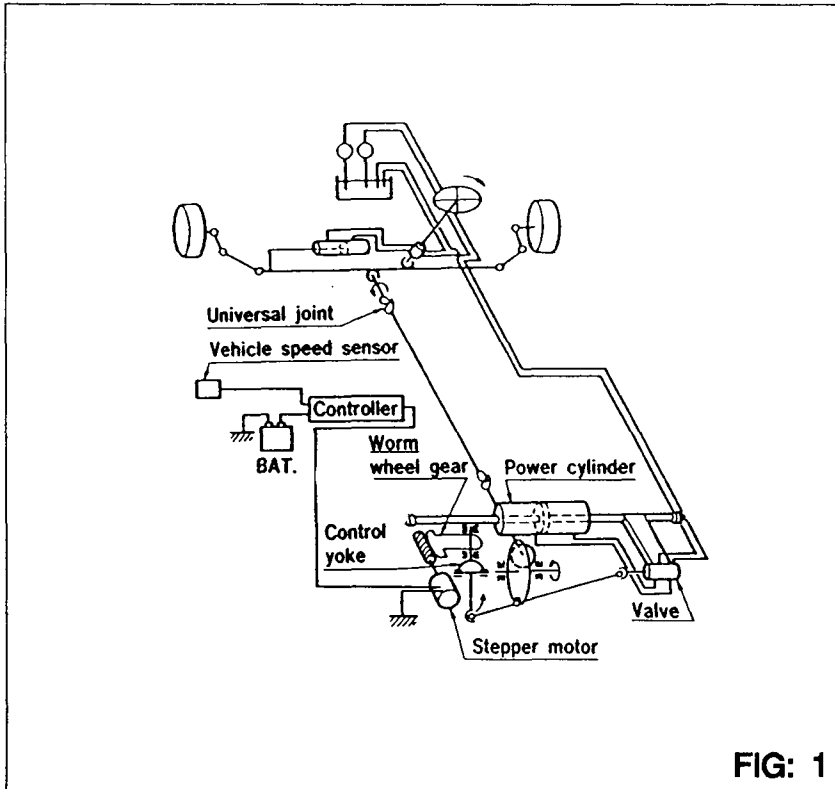
The steering wheel angle is converted into rotation of a pinion on the steering rack and then transmitted to the actuator via a shaft. Simultaneously, a stepper motor provides a vehicle speed signal to the actuator. The stepper motor operates an internal control yoke through the worm and wheel gear so that the direction and angle are varied with vehicle speed to achieve the optimal lean angle.

Front and rear actuators should have independent hydraulic systems.

Fig. 1 shows the overall Mazda "LEAN-SYSTEM"

Fig. 2 shows the functional logic of the control yoke, and

Fig. 3 shows the resultant lean characteristics of the car at various speeds.



TO MAZDA  
Europe R&D Rep. Office  
デザイン 島津K → 野手S

FROM

1991.7.22  
第一車両設計部車両解析Gr  
高田

0/9

## LEAN CARについて

遅れて申し訳ありません。標記の件につきまして簡単なモデル（ADAMSは未使用）で検討した結果を報告します。

### （結論）

車線変更や危険回避などで、乗員が傾斜して操縦操作する応答が危険なくできるのなら、LEAN CARのシステムは可能と考えられます。

- ただし、この場合フロントが2輪であると直進安定性を悪化させ危険を伴うため、2輪にする必要はなく1輪で十分と考えられます。

### （考察）

18ページ以降に計算式／計算結果を添付します。参考にして下さい。

- 直進安定性よりバンブー／キャンバ干渉は0にすること。これにより、ロールによるタイヤジオメトリは左右輪で同じになるため、2輪の必要なし。
- 操縦性より車両自体の特性をアンダステアにすること。そうしないと、右旋回時に車体を内側に倒しながら、かつハンドルを左に操舵する必要がある。
- 静的に考えた場合、現在設定している±25度のロール角では、横加速度0.44gの旋回しかできないため、もっとロール傾斜角を増加させる必要がある。
- 時速80Km/Hの車線変更では0.7secで重心を24.6Degから-16.7Degに傾ける必要がありこのロールを乗員ができるか、オーバーシュートをなくせるか／また修正できるか疑問である。特に危険回避などではもっと速く正確な操作が必要であるが可能か。送付された乗員の着座姿勢から考えると、このような操作は困難と考えられるが、。
- 車両を安定して走らすためには、車両を中立位置に安定させる機構（スタビライザーやばね／ダンパ）が必要である。しかし、車両を傾ける事を狙った本システムではスタビなどを硬くすることは、乗員のロールを越えにくくするため採用は困難と考えられ、ここでもフロントを2輪にする必要はないと言える。
- 蛇足ながら乗込む時を考えると、通常のオートバイのように足で支え、走り出してから送付された図の様な着座姿勢をとる必要がある。

### （追記）

ADAMSによる検討ですが、計算条件が操縦条件がはっきりしないため、検討はできません。特に、人間の操縦パターンのモデル化が必要ですが、その技術がないため今回は簡単な計算で行ないました。依頼に対する回答になっていないかと思いますが、検討の参考として下さい。

以上

# Lean Car 計算式

## (1) 計算モデル

2輪モデルを考える。ロールはフロント側でのみ発生すると仮定, 乗員が傾ける。

(記号)

- $\beta$ : 車体すべり角
- $r$ : ヨー角速度
- $\phi$ : ロール角(乗員の傾き角)
- $V$ : 車速
- $m$ : 車両質量
- $m_f$ : フロントばね上質量
- $I_r$ : ヨーイング慣性モーメント
- $l$ : ホールベース
- $l_f$ : フロント車輪~重心距離
- $l_r$ : リヤ " "
- $d_f$ : フロントトレッド
- $d_r$ : リヤトレッド
- $h_f$ : 地面~フロント重心高
- $\theta_f$ : フロント実舵角
- $\theta_H$ : ハンドル角
- $\delta_s$ : ステアリングギヤ比
- $\alpha_s$ : バンブート干涉
- $\alpha_c$ : バンプキャンバ干涉
- $K_{f,r}$ : フロント/リヤコーナングバフ
- $K_c$ : フロントキャンバスラストバフ
- $K_\phi$ : フロントロール剛性
- $C_\phi$ : フロントロール減衰

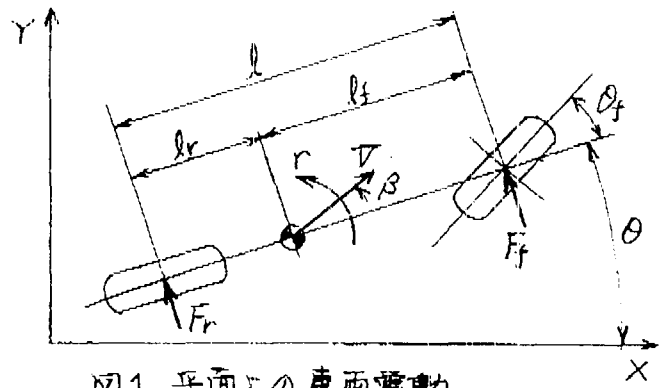


図1 平面上の車両運動

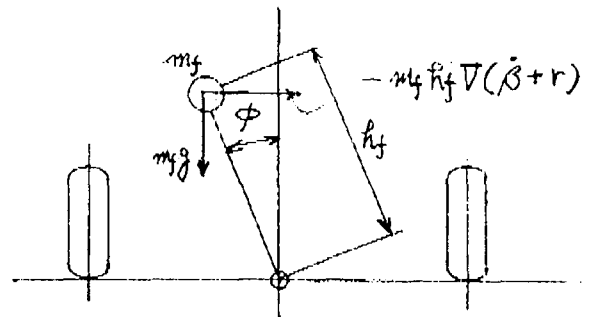


図2 Frontばね上の挙動(ロール方向)

## (2) 運動方程式

$$\text{横方向 } mV(\dot{\beta} + r) = F_f + F_r \quad (1)$$

$$\text{ヨー方向 } I_r \dot{r} = l_f F_f - l_r F_r \quad (2)$$

$$\text{ロール方向 } m_f h_f V(\dot{\beta} + r) = (-K_\phi + m_f g h_f) \phi - C_\phi \dot{\phi} \quad (3)$$

$$F_f = 2(\theta_f + \alpha_s d_f \phi - \beta - \frac{l_f}{V} r) K_f + 2(1 + \alpha_c d_f) \phi K_c \quad (4)$$

$$F_r = 2(-\beta + \frac{l_r}{V} r) K_r \quad (5)$$

$$\theta_H = \delta_s \theta_f \quad (6)$$

(1)~(5)式をまとめると

$$mV\dot{\beta} + 2(K_f + K_r)\beta + \left\{ mV + \frac{2(l_f K_f - l_r K_r)}{V} \right\} r - 2\{K_f \alpha_s d_f + K_c(1 + \alpha_c d_f)\} \phi = 2K_f \theta_f \quad (7)$$

$$2(l_f K_f - l_r K_r)\beta + I_r \dot{r} + \frac{2(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{V} r - 2l_f \{K_f \alpha_s d_f + K_c(1 + \alpha_c d_f)\} \phi = 2K_f l_f \theta_f \quad (8)$$

$$m_f h_f V \dot{\beta} + m_f h_f V r + (K_\phi - m_f g h_f) \phi - C_\phi \dot{\phi} = 0 \quad (9)$$

1) 定常円旋回.

旋回半径を  $R$ , 旋回横荷を  $\mu$  とすると,

$$\mu = \frac{V^2}{Rg} \tag{10}$$

$$V = R\dot{\phi} \tag{11}$$

$\frac{d}{dt} = 0$  より, (7)~(9) 式は次の様になる

$$2(K_f + K_r)\beta + (mg\mu + \frac{z(l_f K_f - l_r K_r)}{R}) - z\{K_f \alpha_s d_f + K_c(1 + \alpha_c d_f)\} \phi = 2K_f \theta_f \tag{12}$$

$$z(l_f K_f - l_r K_r)\beta + \frac{z(l_f^2 K_f + l_r^2 K_r)}{R} - z l_f \{K_f \alpha_s d_f + K_c(1 + \alpha_c d_f)\} \phi = z l_f K_f \theta_f \tag{13}$$

$$m_f g r_f \mu + (K_\phi - m_f g r_f) \phi = 0 \tag{14}$$

(14) 式から, 必要ロール角  $\phi$  は

$$\phi = \frac{m_f g r_f}{m_f g r_f - K_\phi} \mu \equiv \mu \tag{15}$$

(12), (13) 式より, 必要アングラー  $\theta_f$  は,

$$\theta_f = \frac{l}{R} - \left[ \frac{m_g(l_f K_f - l_r K_r)}{2K_f K_r l} + \frac{\{K_f \alpha_s d_f + K_c(1 + \alpha_c d_f)\} m_f r_f}{2K_f(m_f g r_f - K_\phi)} \right] \mu \tag{16}$$

$$\text{又は, } \theta_f = \frac{l}{R} - \frac{m_g(l_f K_f - l_r K_r)}{2K_f K_r l} \mu - \frac{\{K_f \alpha_s d_f + K_c(1 + \alpha_c d_f)\} \phi}{2K_f} \tag{17}$$

(考察)

(a) (15) 式は, 乗員の傾きは, 旋回  $G$   $\mu$  で決まることを意味する.

(17) 式は, ロールの傾きだけでは, 旋回できず, ハンドル操舵が必要であることを意味する.

(b) ハンドル角  $\theta_H = \theta_f = 0$  で (車体はロールさせるだけで) 旋回するには, (17) 式より,

$$\phi = \frac{2K_f}{\{K_f \alpha_s d_f + K_c(1 + \alpha_c d_f)\}} \left\{ \frac{l}{R} - \frac{m_g(l_f K_f - l_r K_r)}{2K_f K_r l} \mu \right\} \tag{18}$$

また, (15) 式より

$$K_\phi = m_f g r_f \left(1 - \frac{\mu}{\phi}\right) \tag{19}$$

(18), (19) 式より, 旋回  $G$ ,  $\mu$  に応じて, ロール剛性  $K_\phi$  を変化させる必要があることが分る.

(c)  $K_\phi = C_\phi = 0$ , つまり, 上下のみ作用し, ロール方向に作用しないはね/ダンパーを考えると

$$\text{(15) 式より } \phi = \mu \tag{20}$$

となり, これは (a) と同じとなる.

$\theta_f = 0$  (b) の条件) では, (19) 式が成立するのが, (18) 式にて  $\mu = \phi$  とする旋回半径  $R$  の時だけ, 旋回できないことになる.

(d)  $\alpha_s = 0, \alpha_c = 0$ , バンプによつて、キャンバ変化なし & ローバによつてのみキャンバ変化を起す場合は、(a)と同じ。

(e)  $\alpha_s = 0, 1 + \alpha_c d_f = 0$ , ローバによるキャンバ変化は旋回に適應しない場合

(17)式より

$$\theta_f = \frac{l}{R} - \frac{mg(l_f k_f - l_r k_r)}{2k_f k_r l} \mu \quad (21)$$

となり、通常の車両と同じとなる。

(f) フロント車輪が1輪の場合(2輪車のフロント部と前方に配した3輪車)は、

$\alpha_s = \alpha_c - K_\phi = C_\phi$ ,  $2k_f \Rightarrow k_f, 2k_c \Rightarrow k_c$  となるから

(17)式より

$$\theta_f = \frac{l}{R} - \frac{mg(l_f k_f - 2l_r k_r)}{2k_f k_r l} \mu - \frac{k_c}{2k_f} \phi \quad (22)$$

(15)式より

$$\phi = \mu \quad (23)$$

となり、車体のD-バ角とステア角(=ハンドル角)をエントロールして旋回することになる。

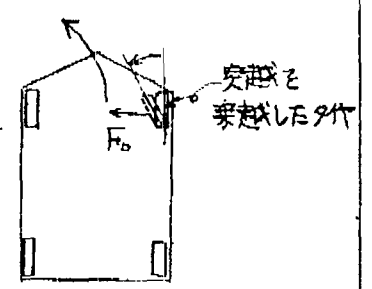
$\theta_f = 0$  なる旋回は、(22)式で  $\mu = \phi$  となる旋回半径Rの時のみだけである。

### 2) 直進安定性

片輪のみが路面突起を乗り越えた場合を考える。

バンプトータンク  $\alpha_s$  が大きくと、石段の様に方向安定性を損う。これを補うためには、絶えずハンドルで修正するか、or 車体を傾斜させる必要がある。

従つて、 $\alpha_s = 0$  になる必要がある。通常は  $\alpha_s = -0.5 \sim -1^\circ / 100 \text{mm}$  程いである。



(a) 高さ  $R_R$  の路面突起を乗り越した時、

$$\phi_R = \tan^{-1} \frac{R_R}{d_f} = \frac{R_R}{d_f} \quad (24)$$

$$m_f g \cdot R_f \phi + K_\phi \phi_R = 0 \quad (25)$$

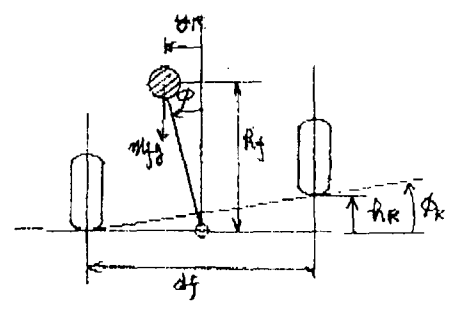
が成立することから、

$$\phi = - \frac{K_\phi R_R}{d_f \cdot m_f g R_f} \quad (26)$$

つまり、安定を保つため、(26)式による  $\phi$  の重心移動が必要である。

(b) 重心が  $y_R$  移動した時のつり合ひは、

$$\phi = \frac{K_\phi}{(m_f g R_f - K_\phi) R_f} y_R \quad (27)$$





3) 車線変更

車速  $V$  とし, 車線変更に要する横  $G \in \mu$  とし, 簡易計算する.

(10) 式より,  $\frac{1}{R} = \frac{g}{V^2} \mu$  (28)

必要ロール角は, (15) 式と同じで,

$$\phi = \frac{m_f g R_f}{m_f g R_f - K_\phi} \mu$$
 (29)

(17) 式より

$$\theta_f = \left( \frac{g l}{V^2} - \frac{m_g (l_f K_f - l_r K_r)}{2 K_f K_r l} \right) \mu - \frac{(K_f + K_r) d_f + K_r (1 + \alpha_c d_f)}{2 K_f} \phi$$
 (30)

となり, 定常円旋回と同様となる.

(3) 数値計算による検討

計算諸元は, P6 に示す.

1) 定常円旋回

$\mu = 0.5 G$  とす

(a)  $\phi = 1.0053 \mu$  ← (15)

$= 0.5026 \text{ rad} = 28.8 \text{ deg}$

$\theta_f = -0.8283 \text{ rad} = -47.46 \text{ deg}$  ← (16)

$\theta_H = \theta_f = -756.4 \text{ deg}$  (逆ハンドルを 2.1 回転)

上記より, 旋回方向と逆にハンドルを 2.1 回転切る必要がある,  $N G$

(b) ハンドル角  $\theta_f = 0$  の時,

$\phi = -18.5 K \text{ rad} = -1062.25 \text{ deg}$  ← (18)

となり,  $\theta_f = 0$  では旋回できない.

(c) (a) と同じやりやめ.

(d)

(e) やめ.

(f) フロントが 1 車輪の場合

$\theta_f = -15.95/5 \text{ rad} = -913.95$

となり, 成立しない.

上記を解消するため,  $l_f K_f - l_r K_r = 0$  とする

$\theta_f = -0.8202 \text{ rad} = -46.996 \text{ deg}$  ← (16)

となり, 逆ハンと切ることにする

更に  $\alpha_s = \alpha_c = 0$  とすると

$$\theta_f = 0.03837 \text{ rad} = 2.198 \text{ deg}$$

つまり,  $k_f k_r - k_r k_f \leq 0$  かつ,  $\alpha_c \leq 0, \alpha_s \leq 0$  となる 3 次元 2 軸系 必要がある。

2) 直進安定性

(a)  $r_R = 10 \text{ mm}$  とすると

$$\phi = -3.297 \times 10^{-5} \text{ rad} = -0.00189 \text{ deg}$$

となり, コントロールできる

(b)  $r_R = 10 \text{ mm}$  とすると

$$\phi = 2.226 \times 10^{-7} \text{ rad} = 1.27 \times 10^{-3} \text{ deg}$$

となりコントロールできる。

3) 車線変更

通常の車両で車線変更した時の応答を P9 に示す。  $V = 80 \text{ km/h}$

この図から, 以下と簡易計算

$\alpha_c = \alpha_s = 0$   
 $k_f k_r - k_r k_f = 0$

時間 t (sec)	0	0.8	1.29	1.5	$\infty$
横G $\mu$ (G)	0	0.429	0	-0.291	0
ロール角 $\phi$ (deg)	0	24.6	0	-16.67	0
ハンドル角 $\theta_H$ (deg)	0	-0.875	0	0.594	0

上記より, 0.8 → 1.5 sec, 0.7 sec 間で 41.27 deg 傾けられるか疑問であり, かつ, ハンドル角を逆ハンドルに当てることができると疑問がある。

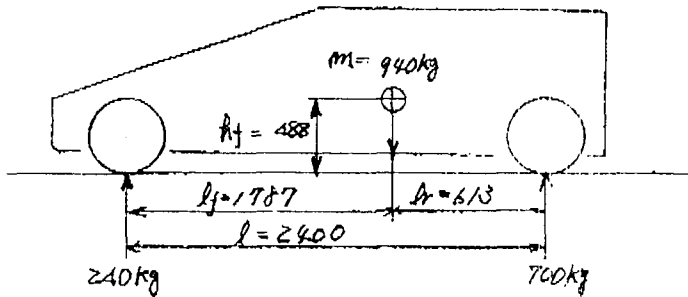
特に危険回避などでは, もっと早く応答する必要があり, 2人 (乗員 2名) の応答がうまくいかず不安である。更に, オーバーステア/アンダーステアによる危険を併いそうである。

(4) 以上の検討から, 次のことが言えようである。

『Front を 2 輪にする必要なし。 ( $\alpha_s = \alpha_c = 0$ ), 1 輪で OK である。』

操安性の面から, ワクワク 2 輪にする必要はなく, 危険を併いのみ。 しいてメリットを上げると バイクにはない 上下入力に対する乗心地の向上と 新奇性のみか。

車両諸元 (J58Gより類推)



フロントトレッド  $d_f = 1600$   
リアトレッド  $d_r = 1200$

慣性モーメント □-IV方向  $I_R = 418.8 \text{ kgm}^2$   
ヒール方向  $I_P = 692.8 \text{ kgm}^2$   
ヨ-方向  $I_Y = 1052.0 \text{ kgm}^2$

はね下質量  $F = 60 \text{ kg}$   $R = 70 \text{ kg}$

はね上質量  $f = 180 \text{ kg}$   $r = 230 \text{ kg}$

はね上固有振動数  $1.0 \text{ Hz}$   $C_f/C_r = 0.5$  とし、はね定数/減衰係数を求める。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_f}{M}} \Rightarrow K = (2\pi f)^2 M$$

$$C = 2\zeta C_0, C_0 = 2\sqrt{MK} \Rightarrow C = 4\zeta \sqrt{MK}$$

$$K_f = 3.55 \times 10^3 \text{ N/m} = 3.55 \text{ N/mm}$$

$$K_r = 12.44 \times 10^3 \text{ N/m} = 12.44 \text{ N/mm}$$

$$C_f = 0.565 \times 10^3 \text{ Ns/m} = 0.565 \text{ Ns/mm}$$

$$C_r = 1.979 \times 10^3 \text{ Ns/m} = 1.979 \text{ Ns/mm}$$

□-IV方向のはね定数  $K_\phi$ , 減衰係数  $C_\phi$ , 左側V Frontのみ。

$$K_\phi = \frac{1}{2} d_f^2 K_f = 4.544 \times 10^6 \text{ Nmm/rad}$$

$$C_\phi = \frac{1}{2} d_f C_f = 0.723 \times 10^6 \text{ Nmm/rad}$$

バンポト干渉, キンバ干渉

$$\alpha_s = 0.115 \text{ deg/mm} = 2.01 \times 10^{-3} \text{ rad/mm}$$

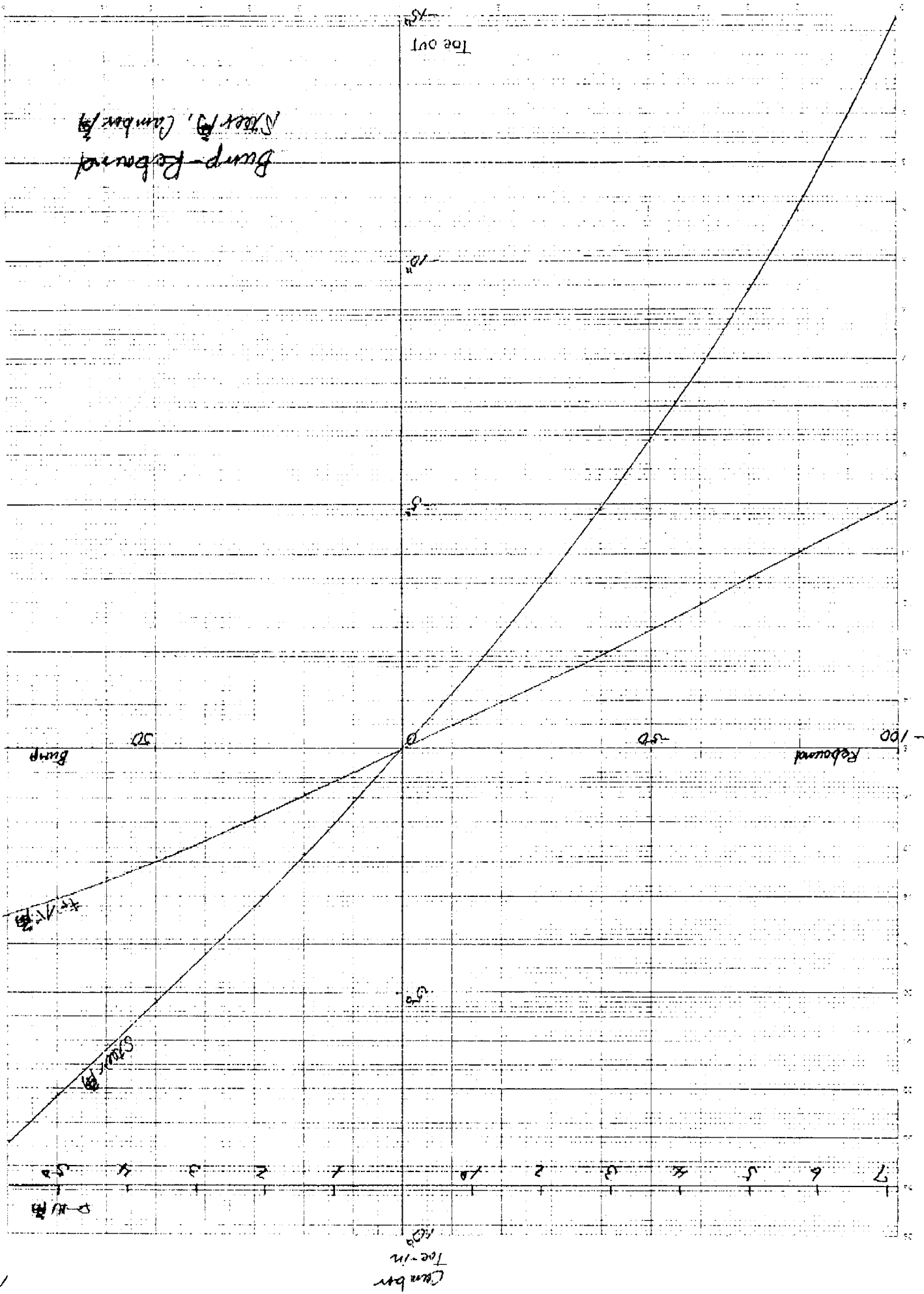
$$\alpha_c = 0.047 \text{ deg/mm} = 0.82 \times 10^{-3} \text{ rad/mm}$$

タイヤ特性

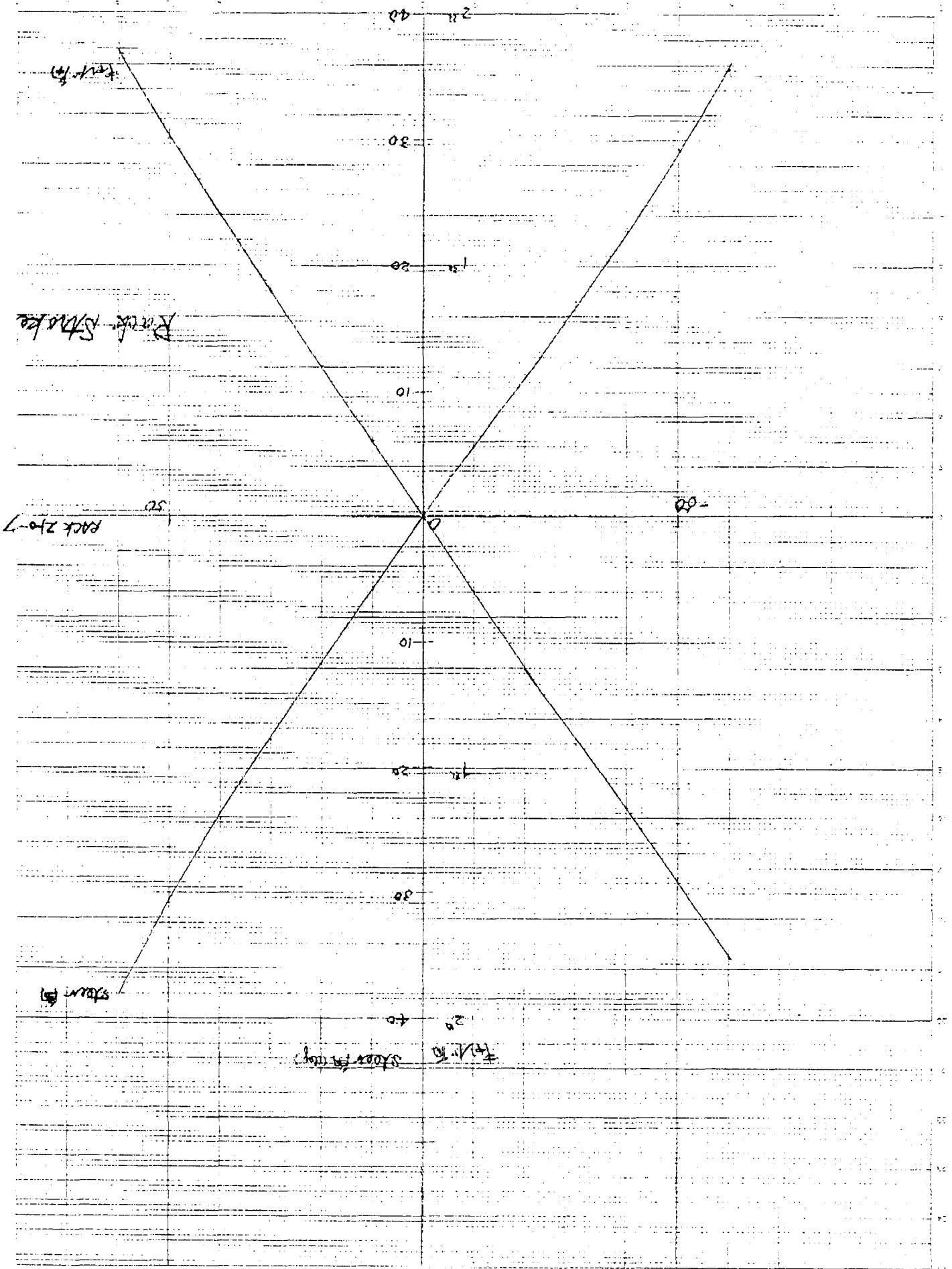
$$K_{fir} = 60 \times 9.8 \text{ N/deg} = 33.69 \times 10^3 \text{ N/rad}$$

$$K_c = 10 \times 9.8 \text{ N/deg} = 5.61 \times 10^3 \text{ N/rad}$$

ステアリングギヤ比  $\gamma = 16$

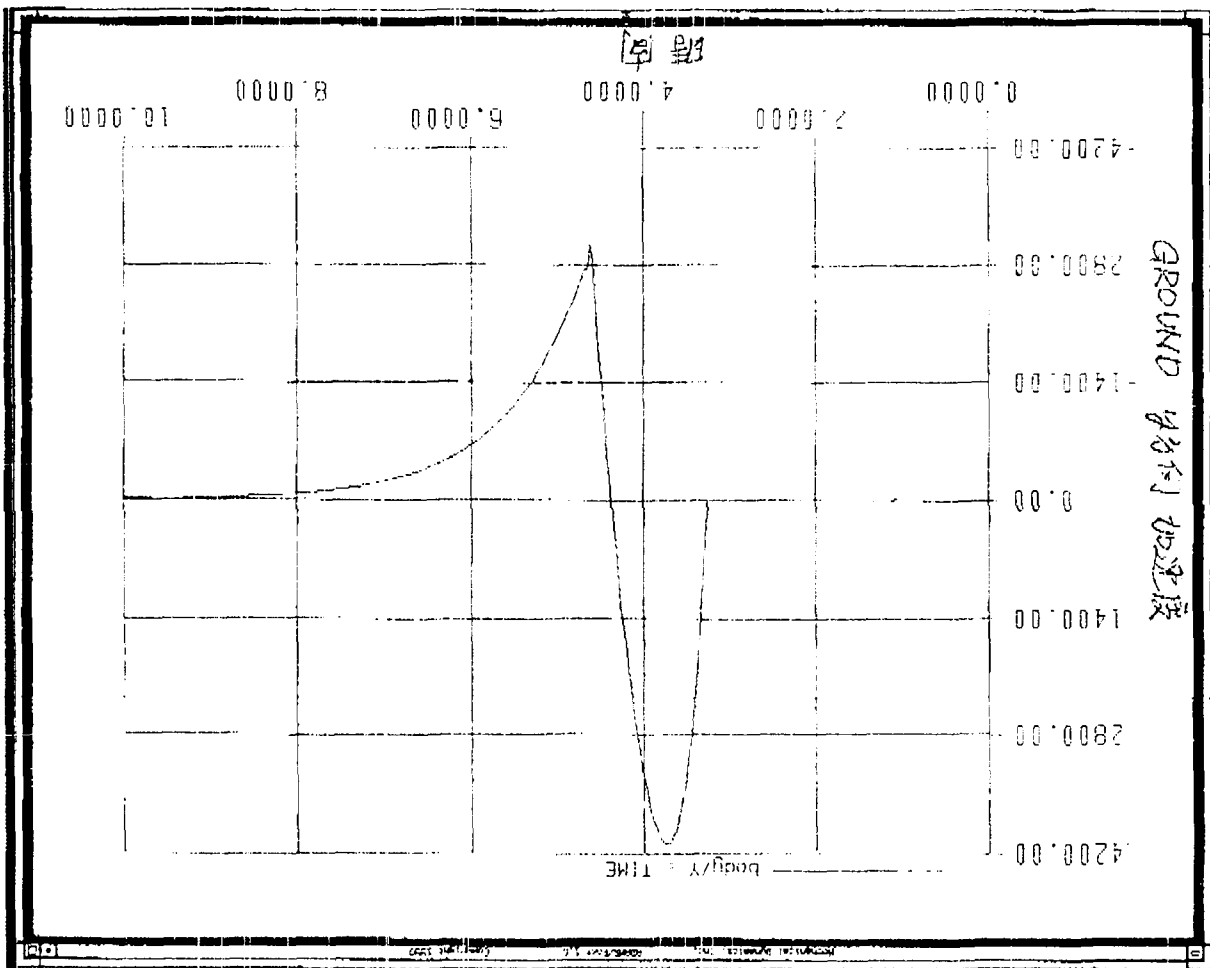


7/9



8/9

0713 1-1-1 (1-2) (5m) 時間/時間



6/6