

Fig5-3-7 Structure and analysis comparisons 1

(2) 解析2

拘束条件：右前輪の変位を三方向固定，左前輪の上下方向と左右方向の変位を固定，後輪は上下方向の変位のみ固定し，そのほかは自由

荷重条件：ハンドル取り付け部にモデルの後方上部から，角度 60[deg]に 2000[N]の力を掛ける  
構造解析の結果を Fig5-3-8 に示す

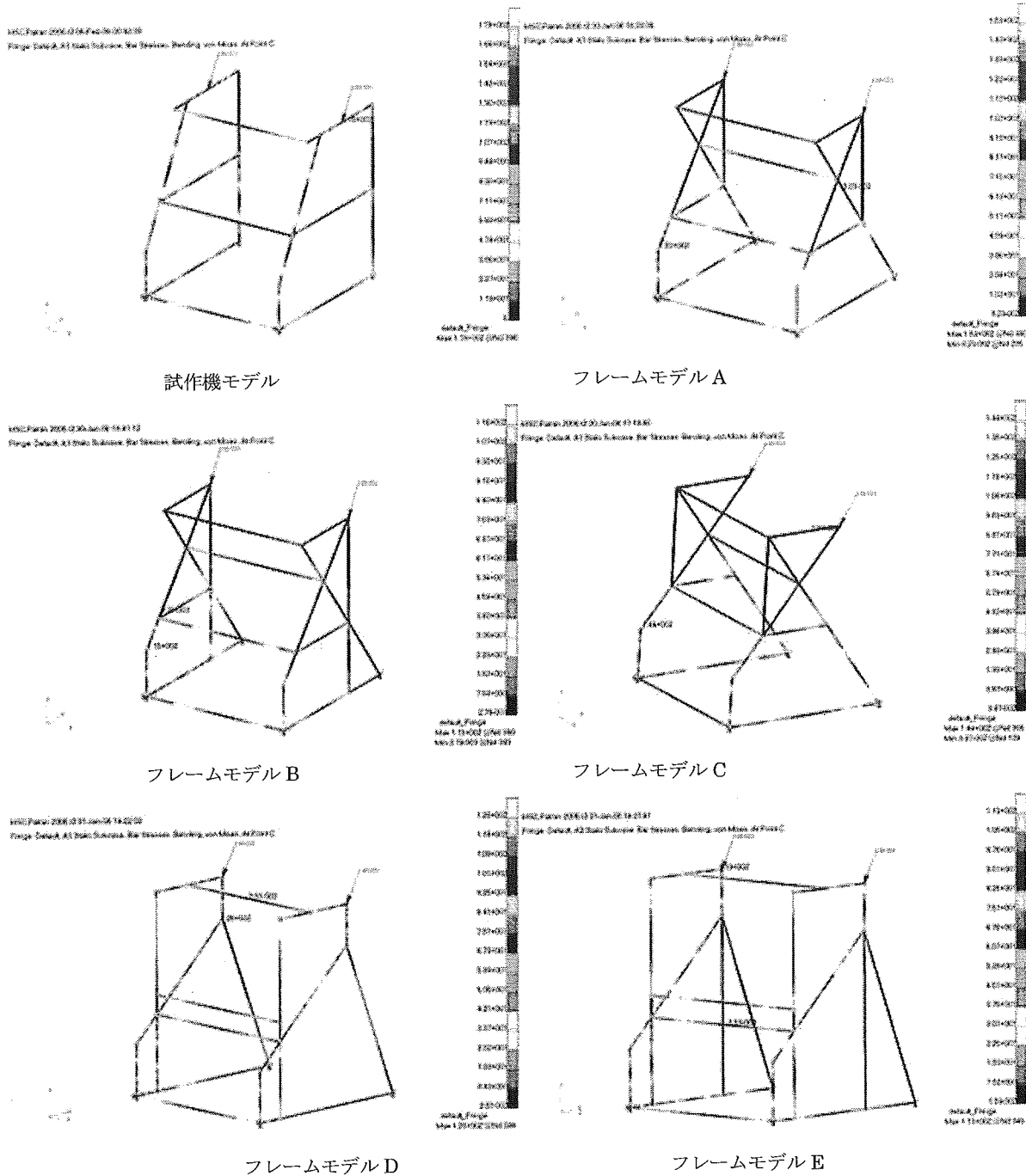


Fig5-3-8 Structure and analysis comparisons 2

(3) 解析3

拘束条件：右前輪の変位を三方向固定，左前輪の上下方向と左右方向の変位を固定，後輪は上下方向の変位のみ固定し，そのほかは自由

荷重条件：ハンドル取り付け部にモデルの中央上部から，角度 60[deg]に 2000[N]の力を掛ける  
構造解析の結果を Fig6-3-9 に示す

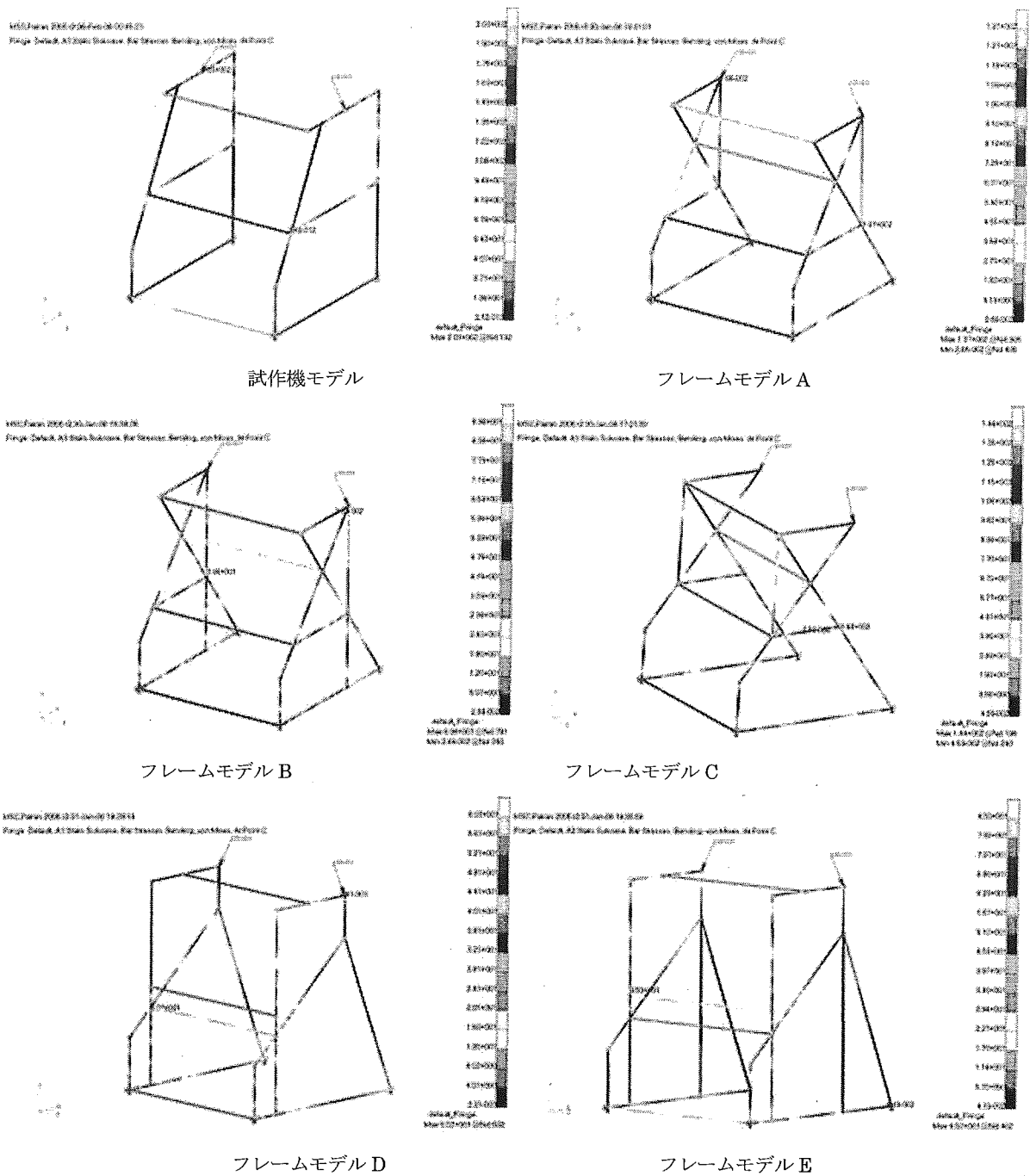


Fig5-3-9 Structure and analysis comparisons 3

### 5. 3. 3 簡易モデルの構造解析結果

5-3-2 の解析結果から、曲げ応力の最大値をまとめた表を Tab6-3-3 に示す。また、Tab5-3-3 をグラフ化したものを Fig5-3-10 に示す。

Tab5-3-3 Analytical Result (Bending Stress)

	Model Type [N/mm <sup>2</sup> ]					
	Prototype	A	B	C	D	E
Analysis (1)	222	150	103	153	75.2	57.8
Analysis (2)	178	153	115	144	126	113
Analysis (3)	203	137	89.6	144	60.2	85

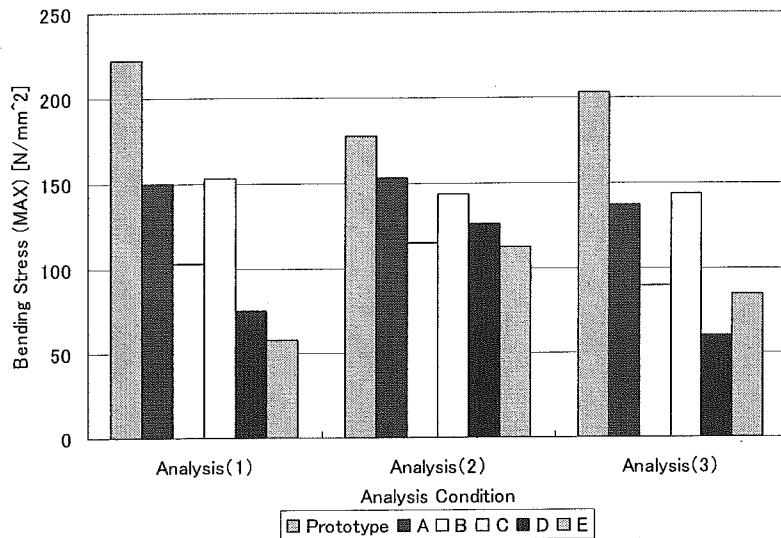


Fig5-3-10 Analytical Result (Bending Stress)

Tab5-3-3, Tab5-3-10 より, 試作機モデルはどの解析条件でも最大曲げ応力が部材であるアルミニウムの耐力  $1.75 \times 10^2$  [N/mm<sup>2</sup>]を上回っており, 今回の解析条件で運用できないことがわかる. その他のモデルA~Eに関してはどの解析結果を見てもアルミニウムの耐力を下回っており, 強度的には問題ないといえる. 特にモデルB, モデルD, モデルEの三種類は最大曲げ応力の値が少なく形状が優秀であるといえる. また, モデルEはモデルDに縦軸を追加して補強したもののだが, 解析3の結果を見るとモデルDのほうが曲げ応力が少なくなっており, 解析1, 解析2の結果においてもそれほど大きな差は見られないため, 重量等を考慮するとモデルDで十分であるといえる.

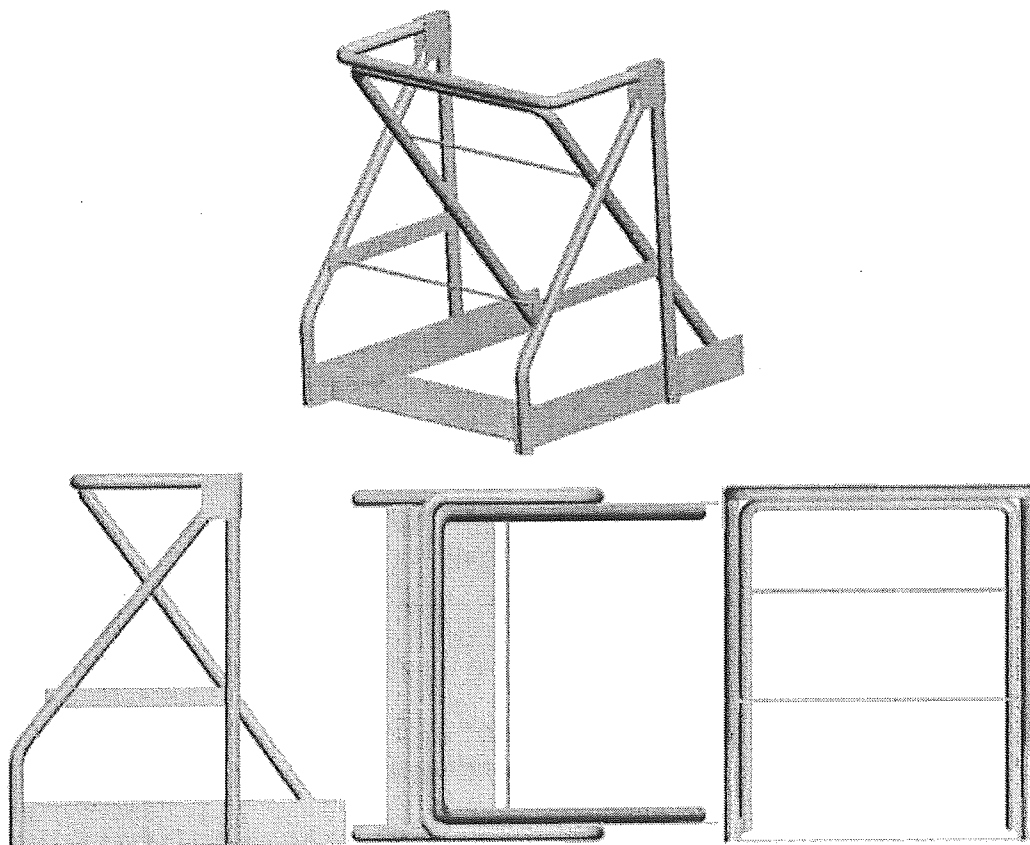


Fig5-4-1 New frame 1

## 5. 4 新規フレーム

以上の解析結果より、歩行支援機のフレーム形状としてはモデル B (Fig5-3-3) とモデル D (Fig5-3-5) の二つが優秀であるといえる。この二つのモデルを元に二種類のフレームモデルを作成した。

### 5. 4. 1 新規フレーム案 1

前述のモデル B を元に、パイプの曲げ加工による製作が容易に行えるよう形状を整理して作成したものが Fig6-4-1 のフレーム案 1 である。

### 5. 4. 2 新規フレーム案 2

Quint.OPTISHAPE-TS の形状最適化結果を元に製作したモデル D をパイプの曲げ加工による製作が容易に行えるよう形状を整理して作成したものが Fig6-4-2 のフレーム案 2 である。

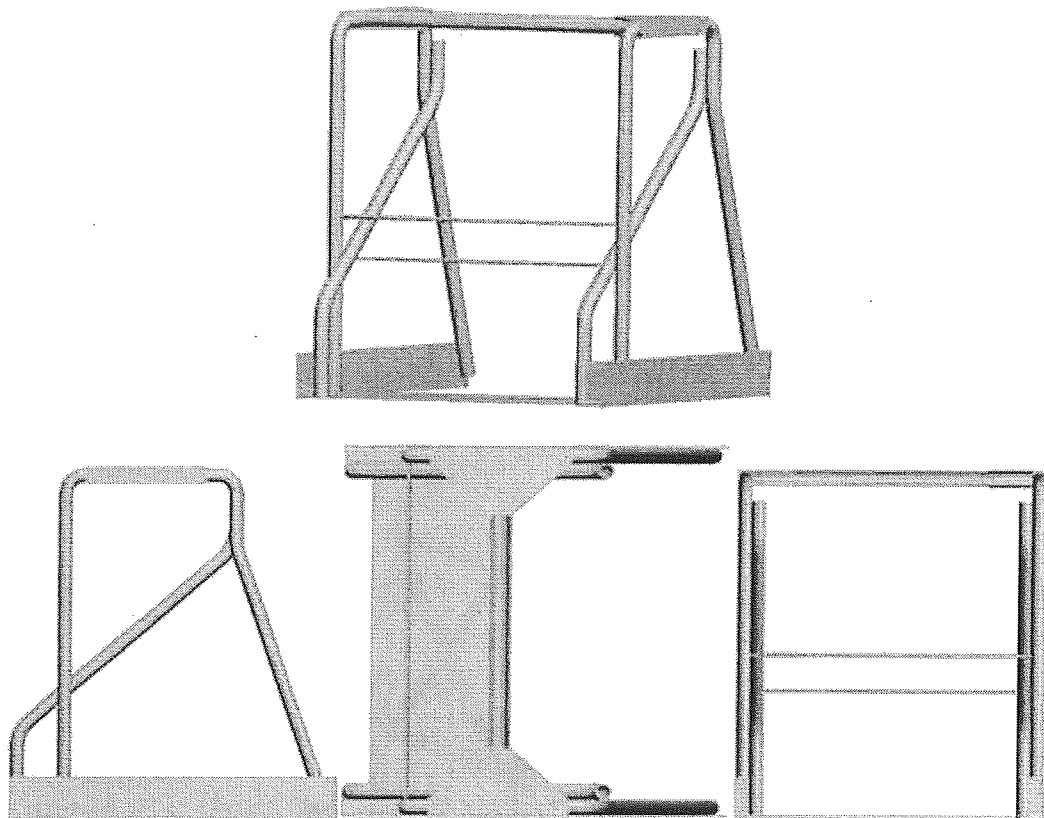


Fig5-4-2 New frame 2

## 5. 5 フレーム解析まとめ 5-5. フレーム解析まとめ

5-3 で提案した Fig5-4-1, Fig5-4-2 の新規フレーム案は、どちらも複数のパイプを交差する形状によってフレーム強度を高めており、ハンドル位置を後輪より手前にするために、ハンドル取り付け位置を前方に設定している。これらのフレームを採用することで、回転時の取り回しやすさと安定性、強度の問題をクリアできるため、フレーム形状として最適な形といえる。

## 6. 段差乗越し機能

### 6. 1 歩行支援機と段差

支援機は屋外での使用を前提とした歩行支援を行うことは序論で述べたとおりだが、このときガタ路や段差などの悪路を走行できる機能が必要となってくる。ここでは特に支援機の段差乗越え機能に関して述べてゆく。

#### 6. 1. 1 段差の現状

芝浦工業大学大宮校舎の半径 1[km]の範囲内にある段差高さの調査を行っており、その結果は Fig.3.1 のとおりになっている。

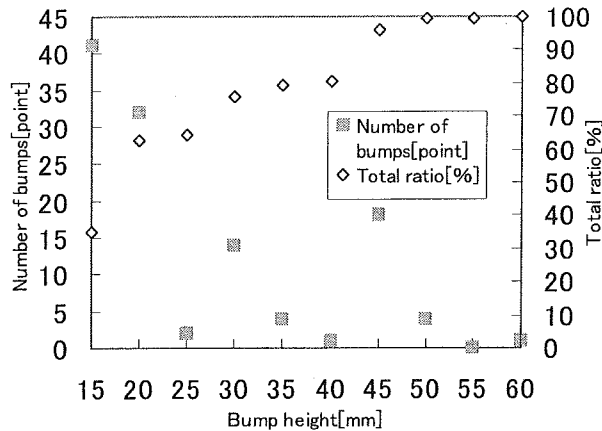


Fig. 6.1 Investigation result

### 6. 1. 2 目標高さの設定

Fig.7.1より信頼区間99[%]である段差高さ50[mm]をクリアできれば日常生活の道路における段差のほとんどを乗り越えることができるといえる。だが、使用者の身体能力を考慮すると50[mm]をそのまま目標段差高さとした場合、段差乗り越し時に使用者が危険である可能性もある。よって、現状では信頼区間63[%]ではあるが、段差高さ20[mm]を目標とする。これは車椅子が困難なく越えることができる高さであり、バリアフリー住宅ではこの高さまでの段差を許容している。よって、段差高さ20[mm]までの段差を通常歩行と同じように歩行することを目標とし、20[mm]を超える段差については通常歩行モードではなく段差乗り越しモードを作り、安全性を高めて越えていくものとする。

Tab. 6.1 Static friction force

measurement number	Frictional force [N]				
	A		B		C
	first	second	first	second	first
1	42.3	36.7	43.7	48.1	49.8
2	32.1	37.3	35.4	46.6	48.9
3	38.2	35	31.3	48.3	49
4	34.1	35.5	35.8	46	48.3
5	38	37	19.8	48.4	48.4
6	35.3	37.1	29.6	46.9	48.6
7	36.5	36.7	39.4	48.4	47.9
8	34.3	37	45.5	36.9	47.4
9	31.1	37.9	40	46.8	47.7
10	27.2	37.3	46.7	48.1	46.3

### 6. 2 後輪に働く摩擦力

段差乗り越し時には、支援機の駆動輪と駆動輪が接している床面との間に働く摩擦力が重要となる。モータが摩擦力を上回る回転トルクを発揮したときに駆動輪がスリップし、空転をしてしまうため、段差乗り越しが不可能になるからである。よって、去年行われた静止摩擦力測定実験と今年行った車輪荷重測定実験から摩擦力、摩擦係数を求めることとする。また、重心位置が設計や制御において重要であるため、車輪荷重測定実験において支援機のXY平面においての重心位置を求めることができるので、それについても同時に行っていく。

### 6. 3 静止摩擦力

去年行われた静止摩擦力測定実験結果を Tab3.1 に示す

### 6. 4 車輪荷重測定実験

#### 6. 4. 1 実験方法

歩行支援機を車輪による4点接地とみなし、無負荷で水平な地面に置いた状態で各車輪にかかる荷重を床反力センサによってそれぞれ測定する。このとき、左後輪の接地点を基準として、前方方向をX軸、右方向をY軸とする。以下に各車輪の接地点間の距離を示す。

- $T_{FL}$  : 左前輪
- $T_{FR}$  : 右前輪
- $T_{RL}$  : 左後輪
- $T_{RR}$  : 右後輪
- $G_X$  : 基準点0から重心までのX軸方向距離[mm]
- $G_Y$  : 基準点0から重心までのY軸方向距離[mm]
- $L_x$  : 後輪接地点から前輪接地点までの距離[mm]
- $L_y$  : 左車輪接地点から右車輪接地点までの距離[mm]
- $W_{FL}$  : 左前輪にかかる荷重[N]
- $W_{FR}$  : 右前輪にかかる荷重[N]
- $W_{RL}$  : 左後輪にかかる荷重[N]
- $W_{RR}$  : 右後輪にかかる荷重[N]

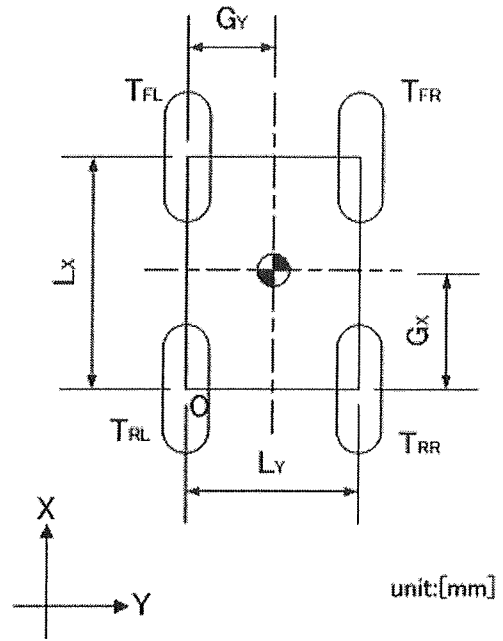


Fig. 6.2 Outline of experiment device

6. 4. 2 システム構成図

図 6.3 に示す。

6. 4. 3 実験結果

実験によって得られた測定結果を以下に示す。

Tab. 6.2 Load of Wheel

		Weight [kg]	Force [N]
Front	Left	4.53	44.42
	Right	6.11	59.89
Rear	Left	5.12	50.21
	Right	4.15	40.68
Total		19.92	195.22

6. 4. 4 考察

Tab. 6.1 と Tab. 6.2 の実験結果から求めた支援機の静止摩擦力と摩擦係数の値を Tab. 6.3 に示す。

Tab. 6.3 Friction for Walk-Supporting Device

Weight [kg]	19.92
Stationary frictional force [N]	40.61
Frictional coefficient	0.21

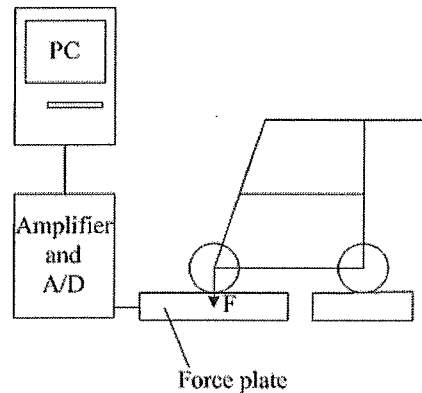


Fig. 6.3 System diagram of experiment

Tab. 6.2 は各車輪にかかる荷重である。これと、各車輪の接地点間距離から重心位置を求める。その式を以下に示す。

$$G_X = \frac{W_{FL} + W_{FR}}{W_{FL} + W_{FR} + W_{RL} + W_{RR}} \times L_x \quad (6.4.1)$$

$$G_Y = \frac{W_{FR} + W_{RR}}{W_{FL} + W_{FR} + W_{RL} + W_{RR}} \times L_y \quad (6.4.2)$$

各車輪間の接地点距離  $L_x = 450[\text{mm}]$ ,  $L_y = 460[\text{mm}]$ と式(7.4.1), 式(7.4.2)を用いて算出した歩行支援機のXY平面上での重心位置を Tab.6.4 に示す.

$G_x$ [mm]	240.47
$G_y$ [mm]	237.00

### 6. 5 段差乗越しの力学解析

支援機が段差を乗越えるための条件について力学的に考察する. Fig.7.4 に前輪が段差を乗越えるときに支援機にかかる力の構成を示す.

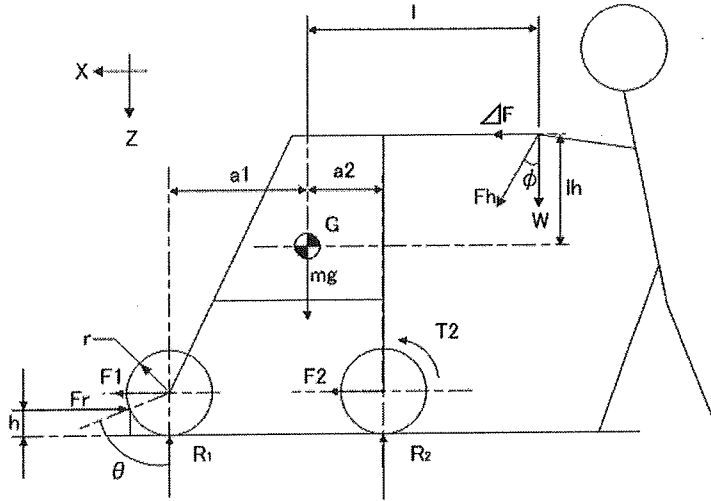


Fig. 6.4 Walk-Supporting Device mechanics model

#### 6. 5. 1 前後輪荷重配分

Fig. 6.4 より上下方向の力のつりあいから,

$$mg + W = R_1 + R_2$$

$$R_1 = mg + W - R_2 \quad (6.5.1)$$

また, 重心 G まわりのモーメントのつりあいから

$$a_1 R_1 + lW + l_l F_m = a_2 R_2 + l_h \Delta F \quad (6.5.2)$$

式(6.5.1)を用いて, 式(7.5.2)から  $R_1$  を消去する.

$$(mg + W - R_2)a_1 + lW = a_2 R_2 + l_h \Delta F$$

$$(a_1 + a_2)R_2 = lW + (mg + W)a_1 - l_h \Delta F \quad (6.5.3)$$

$$\therefore R_2 = \frac{lW + (mg + W)a_1 - l_h \Delta F}{a_1 + a_2} \quad (6.5.4)$$

$$R_1 = \frac{(mg + W)(a_1 + a_2) - lW - (mg + W)a_1 + l_h \Delta F}{a_1 + a_2}$$



$$= \frac{(mg + W)a_2 - lW + l_h \Delta F}{a_1 + a_2} \quad (6.5.5)$$

式(6.5.4), 式(6.5.5)が前輪, 後輪のそれぞれの垂直抗力を求める式となる.

### 6. 5. 2 後輪駆動前進力

後輪の軸中心にかかる力の最大値は,

$$F_{2\max} = \mu R_2 + \Delta F \quad (6.5.6)$$

このとき,  $\Delta F = 0$  (人が押す力がゼロ)として, 後輪にかかるトルクの最大値は,

$$T_{2\max} = rF_{2\max} = r\mu R_2 \quad (6.5.7)$$

なお, 摩擦係数  $\mu$  は路面状態により変化する. 路面状態における  $\mu$  の値を以下に示す.

$\mu = 0.2$  : リノリウム床

$= 0.4$  : 路面(アスファルト)

$= 0.6$  : ギザギザ面

$= 0.8$  : 段差の角

前輪方向にかかる力

$$F_1 = F_2 + \Delta F \quad (6.5.8)$$

### 6. 5. 3 体重支持力 W により歩行支援機がひっくり返る限界のハンドルの位置

限界ハンドル位置 :  $l_{\max}$

$\Delta F = 0$ , 人が歩行支援機を押す力がゼロとしているので,

ここで歩行支援機がひっくり返らない条件は,

$$(mg + W)a_2 \geq lW \quad mga_2 \geq (l - a_2)W \quad \therefore \frac{mga_2}{l - a_2} \geq W \quad (6.5.9)$$

よって, 式(6.5.9)から限界ハンドル位置  $l_{\max}$  は,

$$l_{\max} = a_2 + \frac{mg}{W}a_2 \quad \therefore l_{\max} = \frac{(W + mg)a_2}{W} \quad (6.5.10)$$

以下に歩行支援機の仕様を示す.

$$r = 100 \text{ [mm]} \quad a_1 + a_2 = 500 \text{ [mm]} \quad a_1 = a_2 = 250 \text{ [mm]}$$

$$mg = 20 \text{ [kg]} \times 9.8 \text{ [m/sec}^2\text{]} = 196 \text{ [N]}$$

この条件をもとに, 体重 70[kg]と 100[kg]の人が歩行支援機に自分の全体重を荷重としてかけたときの  $l_{\max}$  を式(6.5.10)から求める.

70[kg]の人

$$W_1 = m_2 g = 70 \text{ [kg]} \times 100 \text{ [%]} \times 9.8 = 686 \text{ [N]} \quad (6.5.11)$$

$$l_{\max 1} = \frac{(686 + 196)}{686} \times 250 = 321 \text{ [mm]} \quad (6.5.12)$$

100[kg]の人

$$W_2 = m_2 g = 100 \text{ [kg]} \times 100 \text{ [%]} \times 9.8 = 980 \text{ [N]} \quad (6.5.13)$$

$$l_{\max 2} = \frac{(980 + 196)}{980} \times 250 = 300 \text{ [mm]} \quad (6.5.14)$$

ここで、歩行支援機の重心と使用者が握る距離  $l$  は大きいほうが、駆動力  $F_2$  が大きくなる。しかし、安全のため許容する体重を 100[kg] にするため  $l = 300[\text{mm}]$  とする。そのときの  $R_1$  と  $R_2$  を式(7.5.4)、式(7.5.5)から求める。

$$(\Delta F = 0)$$

$$R_1 = \frac{(mg + W)a_2 + lW}{a_1 + a_2} = \frac{(196 + W)250 - 300W}{500} = 98 - 0.1W \text{ [N]} \quad (6.5.15)$$

$$R_2 = \frac{lW + (mg + W)a_1}{a_1 + a_2} = \frac{300W + (196 + W) \times 250}{500} = 1.1W + 98 \text{ [N]} \quad (6.5.16)$$

#### 6. 5. 4 車輪にかかるトルク

人が歩行支援機にかける荷重  $W$  を以下に示す場合に設定したときに車輪にかかる最大トルクを計算する。なお、このときの床面はリノリウム ( $\mu = 0.2$ ) とする。

(1) しっかりと体重をかけて (70[kg] の人が体重 30% をかけるとして)

$$R_2 = \frac{300 \times 70 \times 0.3 \times 9.8 + (20 \times 9.8 + 70 \times 0.3 \times 9.8) \times 250}{500} = 324.38 \text{ [N]} \quad (6.5.17)$$

$\Delta F = 0$  のとき

$$F_{2\max} = \mu R_2 = \mu(98 + 1.1W) = 64.876 \text{ [N]} \quad (6.5.18)$$

$$T_{2\max} = rF_{2\max} = 0.1F_{2\max} = 6.4876 \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (6.5.19)$$

(2) 手放し ( $W = 0$ )

$$R_2 = \frac{mga_1}{a_1 + a_2} = \frac{196 \times 250}{500} = 98 \text{ [N]} \quad (6.5.20)$$

$$R_1 = mg - R_2 = 196 - 98 = 98 \text{ [N]} \quad (6.5.21)$$

$$F_{2\max} = \mu R_2 = 0.2 \times 98 = 19.6 \text{ [N]} \quad (6.5.22)$$

$$T_{2\max} = rF_{2\max} = 1.96 \text{ [N}\cdot\text{m]} \quad (6.5.23)$$

#### 6. 5. 5 乗越し可能段差算出式

Fig. 6.5 より、前輪にかかる力  $F$  は、

$$\frac{F}{F_z} = \tan \theta \quad \therefore F_z = \frac{F}{\tan \theta} = \frac{(F_2 + \Delta F)}{\tan \theta}$$

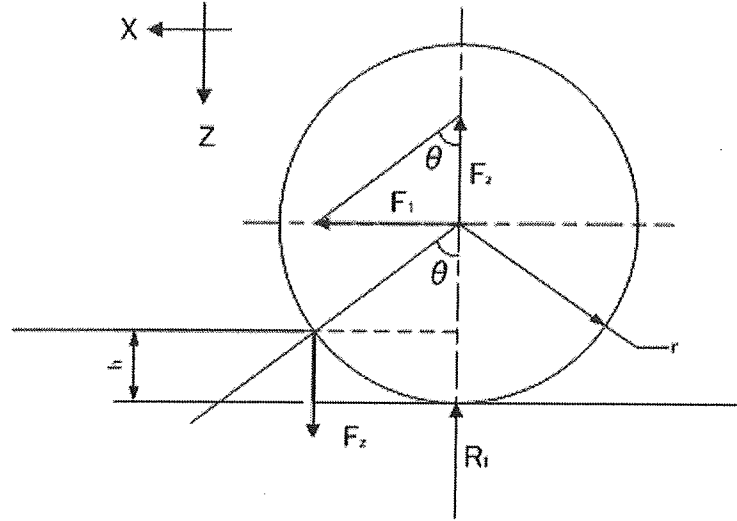


Fig. 6.5 Front tire mechanics model

$$(F_2 + \Delta F) \frac{1}{\tan \theta} = R_1 = \frac{-lW + (mg + W)a_2}{a_1 + a_2} \quad (6.5.24)$$

$$F_2 = R_2 = \mu \frac{lW + (mg + W)a_1}{a_1 + a_2} \quad (6.5.25)$$

前輪にかかる力がそのまま前輪の軸にかかるので、

$$F_1 = F$$

よって、式(6.5.24)より

$$\frac{F_1}{F_2} = \tan \theta \quad (6.5.26)$$

Fig と式(6.5.26)より

$$F_2 = \frac{F_1}{\tan \theta} = R_1 \quad (6.5.27)$$

$$\therefore \tan \theta = \frac{F_1}{F_2} = \frac{F_2 + \Delta F}{F_2} \quad (6.5.28)$$

ここで  $\Delta F = 0$  のときを考えると、式(6.5.6), (6.5.7), (6.5.15), (6.5.16)から、

$$F_1 = F_{2\max} = \mu(98 + 1.1W) \quad (6.5.29)$$

$$R_1 = \frac{(mg + W)a_2 - lW}{a_1 + a_2} = (98 - 0.1W) \quad (6.5.30)$$

$$F_2 = \mu R_2 \quad (6.5.31)$$

$$R_2 = \frac{(mg + W)a_1 - lW}{a_1 + a_2} \quad (6.5.32)$$

$$\tan \theta = \frac{\mu(98 + 1.1W)}{98 - 0.1W} \quad (6.5.33)$$

ここで、 $F_z \geq R_1$  のとき、歩行支援機の前輪は上昇を始め、段差を乗り越えることができる。

乗り越えを始めるとき  $F_z = R_1$  について考えると、

$$F_z = R_1 \quad (6.5.34)$$

式(6.5.28)を用いて式(6.5.34)を変形すると、

$$\frac{F_1}{\tan \theta} = R_1$$

$$F_2 + \Delta F = R_1 \tan \theta$$

さらに式(6.5.4)、式(6.5.5)、式(6.5.8)から、

$$\mu \frac{lW + (mg + W)a_1 - l_h \Delta F}{a_1 + a_2} + \Delta F = \frac{(mg + W)a_2 - lW + l_h \Delta F}{a_1 + a_2} \tan \theta \quad (6.5.35)$$

また、Fig7.5 から、

$$\tan \theta = \frac{\sqrt{r^2 - (r - h)^2}}{r - h} = \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h} \quad (6.5.36)$$

式(6.5.35)、(6.5.36)から、

$$\frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h} = \frac{\mu(lW + (mg + W)a_1 - l_h \Delta F) + \Delta F(a_1 + a_2)}{(mg + W)a_2 - lW + l_h \Delta F} \quad (6.5.37)$$

つまり、段差を乗り越える条件式は、 $F_z \geq R_1$  と式(7.5.37)から、

$$\frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h} \geq \frac{\mu(lW + (mg + W)a_1 - l_h \Delta F) + \Delta F(a_1 + a_2)}{(mg + W)a_2 - lW + l_h \Delta F} \quad (6.5.38)$$

となる。式(6.5.38)を整理して、

$$h \leq r - \sqrt{\frac{r^2}{A^2 + 1}} \quad (6.5.39)$$

$$A = \frac{\mu(lW + (mg + W)a_1 - l_h \Delta F) + \Delta F(a_1 + a_2)}{(mg + W)a_2 - lW + l_h \Delta F}$$

これが段差を乗り越えるための条件式である。

式(6.5.39)から、現在の前輪半径( $r=100[\text{mm}]$ )において、支援機に最も力がかかっていない状態、つまり手放しのときの最大段差乗り越え能力を求めると、

$$h = 7.15 [\text{mm}]$$

となり、目標の段差乗り越え能力を得ることができない。

目標の段差乗り越え能力を上回るためには、発揮トルクを上げるか、前輪の半径を大きくする方法があげられる。だが、前者はトルクを大きくすると路面状態によってはスリップする危険性があるため、後者を選択することにする。しかし、前輪を大きくすることは支援機の巨大化につながる。そこで、Enkatsu社の段差解消キャストによって、段差乗り越え時の前輪半径を擬似的に大きくし( $r=600[\text{mm}]$ )、段差をクリアする。Fig.6.6 に示すのが

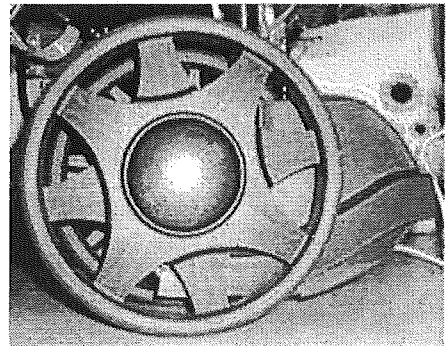


Fig. 6.6 Caster for beyond the bump

段差解消キャストである。このデバイスを使用することにより、50[mm]までの段差を越えることができる。床面状態と前輪径を変化させたときの前輪にかかる前進力と、そのとき乗越ることができる段差高さの関係を各床面状態の摩擦係数ごとに以下のグラフに示す。

Fig. 6.7 から、スリップしない限界の駆動力( $F_x=40.61[N]$ )において段差 20[mm]を超えられるのは  $r=600[mm]$  だけである。駆動力を上げるためのスリップ防止としては、 $IW$  の値を増やせばよいので、ハンドル長さを増やすかハンドルを肘置きにして  $W$  を増やす方法などが挙げられる。Fig. 6.10~Fig. 6.13 から前輪径  $r$  が大きいほど  $F_r$  が小さく、容易に段差を乗越えることができることがわかる。

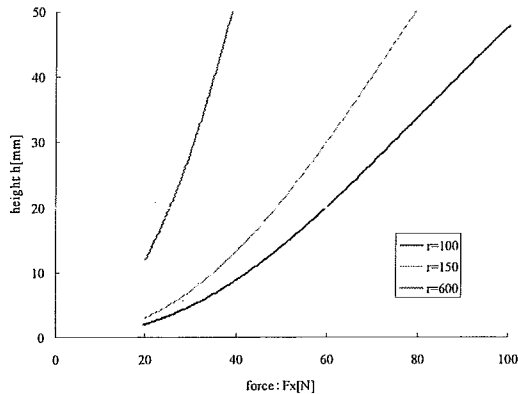


Fig. 6.7 Force for beyond the bump ( $\mu=0.2$ )

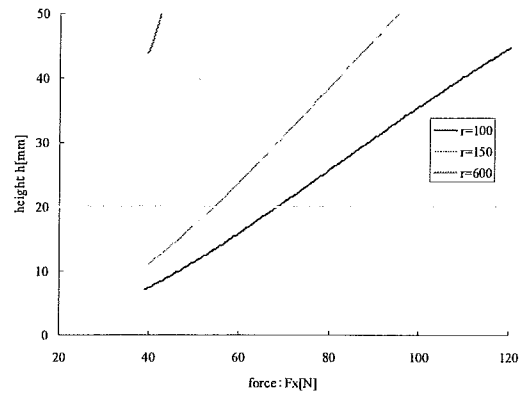


Fig. 6.8 Force for beyond the bump ( $\mu=0.4$ )

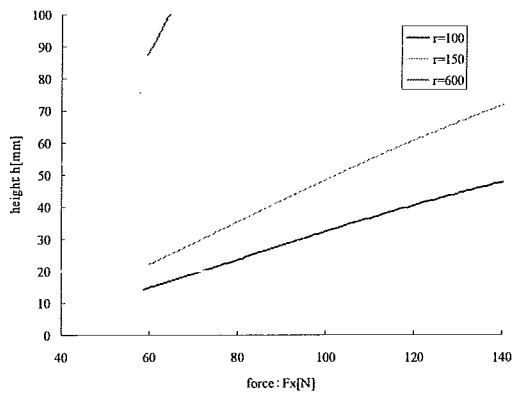


Fig. 6.9 Force for beyond the bump ( $\mu=0.6$ )

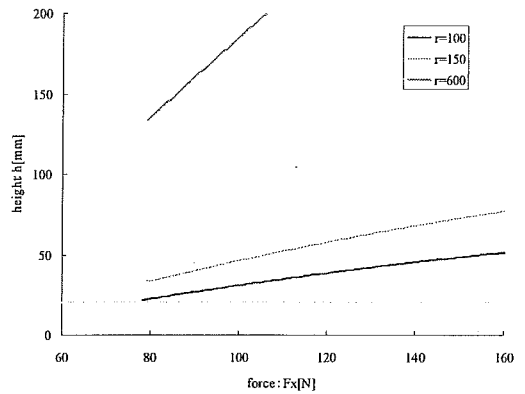


Fig. 6.10 Force for beyond the bump ( $\mu=0.8$ )

また、段差から前輪が X 軸方向に受ける力  $F_r$  について以下に示す。

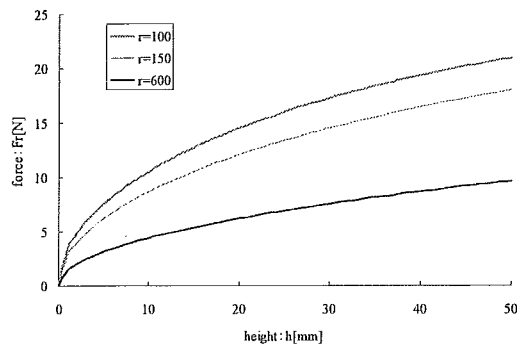


Fig. 6.11 Reaction force of front tire ( $\mu=0.2$ )

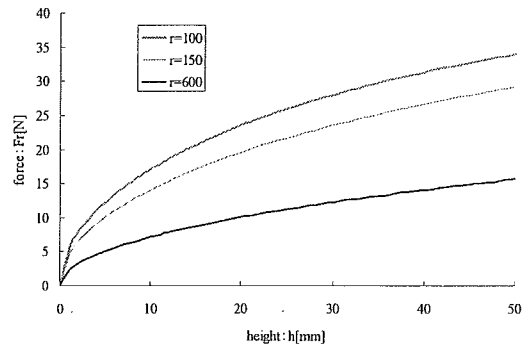


Fig. 6.12 Reaction force of front tire ( $\mu=0.4$ )

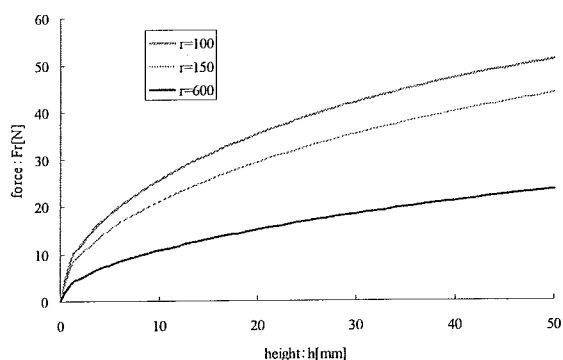


Fig. 6.13 Reaction force of front tire ( $\mu=0.6$ )

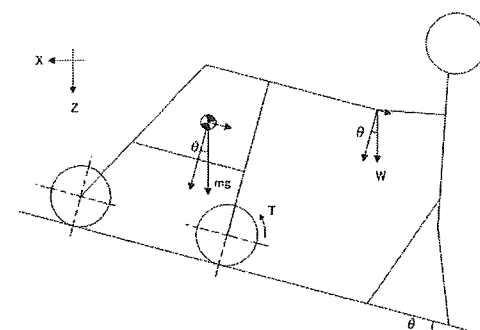


Fig. 7.1 Slope mechanics model

## 7. 駆動動力機構

前年度までは ER デバイスによるブレーキを用いるためにベルト伝達によってモータから駆動輪である後輪に動力伝達がされていたが、モータがフレームに取り付けられていたため、フレームの設計変更にもなって再度モータの取り付け位置を考えねばならない問題があった。そこで、本年度はモータの取り付け位置をフレームから外し、駆動部分の一体化して、駆動部分のユニット化と省スペース化をはかった。さらに、本年度の駆動動力機構では、前年度使用された ER ブレーキを用いないことが決定されている。そのためにブレーキ等をモータ制御で行わなければならないため、普通の DC モータではなく、制御性能が良い DC サーボモータを用いる。

### 7. 1 必要トルク

支援機に必要なトルクが大きい場合について考えると、以下のような時があげられる。

- ・登坂可能最大斜度 15[deg]の坂での登坂時
- ・最大乗越し可能段差 20[mm]の段差での乗越し時

これらの場合について、70[kg]の人が支援機にしっかりと荷重をかけた場合(荷重  $W=70[\text{kg}] \times 30[\%]=21[\text{kg}]$ )での必要トルクを計算し、支援機の最大必要トルクを求める。

#### 7. 1. 1 登坂可能最大斜度での必要トルク

7.1 で示した条件を元に、登坂時の力学モデルを Fig. 7.1 に、負荷トルクを求める式を以下に示す。

$$T_{\max} = r(mg + W) \sin \theta \quad (7.1.1)$$

$$T_{\max} : \text{最大負荷トルク [Nm]} \quad r : \text{後輪半径 [mm]} \quad F_2 : \text{後輪にかかる力 [N]}$$

$$m : \text{歩行支援機の重さ [kg]} \quad W : \text{使用者の荷重 [N]}$$

式(7.1.1)から、登坂時の最大負荷トルクを求め、そのときに車輪がスリップしない限界トルクとの関係を Fig. 7.2 に示す。

Fig.8.2 から登坂角度が 10.2[deg]において、床面がリノリウム( $\mu=0.2$ )のときに最大負荷トルクが限界トルクを上回り車輪がスリップしてしまう。アスファルト( $\mu=0.4$ )よりも摩擦係数が高い床面であれば開発コンセプトの登坂可能最大斜度 15[deg]をクリアできる。そのときに必要なるトルク  $T_{\max}$  は

$$T_{\max} > 10.4 [\text{Nm}] \quad (7.1.2)$$

#### 7. 1. 2 最大乗越し可能段差での必要トルク

当面の目標である乗越し可能段差高さは 20[mm]であるが、段差乗越しモードを搭載したときの将来的な目標では乗越し可能段差高さは 50[mm]である。よって、ここでは段差高さ 50[mm]までを想定して必要トルクを求めていく。段差乗越しに必要な力については 6 章ですでに述べているので、それを用いて、車輪径( $r=600[\text{mm}]$ )から必要トルクを求める

$$F_2 > \frac{(mg + W)a_2 - lW}{a_1 + a_2} \times \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h} \quad (7.1.3)$$

$$T = 0.1F_2$$

$$T > 0.1 \times \frac{(mg + W)a_2 - lW}{a_1 + a_2} \times \frac{\sqrt{2rh - h^2}}{r - h} \quad (7.1.4)$$

式(7.1.4)に歩行支援機の仕様の値をいれると、

$$T > 4.27 \text{ [Nm]} \quad (7.1.5)$$

### 7. 1. 3 必要トルクの決定

7-1-1, 7-1-2から支援機に必要なトルクTを決定する。式(7.1.2), 式(7.1.5)から、

$$T > 10.4 \text{ [Nm]} \quad (7.1.6)$$

となる。

### 7. 2 歩行支援機の数

前年度までの支援機では5[km/h]の速度まで出るように設計されていたが、使用者が高齢者や身障者であることを考慮するとこれはオーバースペックである。そのため、本年度設計する支援機では最大速度を3[km/h]に設定して設計を行っていく。

### 7. 3 モータの選定・減速比の決定

#### 7. 3. 1 モータの選定

支援機に搭載するバッテリー前年度と同じ物を使用するため、出力電圧は24[V]となっている。これを元にギア比との関係から使用モータは多摩川精機社のTS4603DCサーボモータに決定した。Tab.8.1に定格トルクと定格回転数を、詳しい性能については付録に示す。

Tab. 7.1 TS4603 specification

Rated torque [Nm]	0.318
Rated rotation speed [rpm]	3000

#### 7. 3. 2 減速比の決定

支援機が満たさなければならない性能は、式(4.1.6)と4-2から、

$$T > 10.4 \text{ [Nm]}$$

$$V = 3 \text{ [km/h]}$$

V : 歩行支援機速度

となる。Tab.4.1に示すモータ性能との関係から減速比は36:1に決定する。

### 7. 4 駆動部の設計

#### 7. 4. 1 伝達機構

歩行支援機1号機では伝達機構にベルト伝達が採用されている。

メリット ・比較的静音である  
 ・バックラッシュが少ない

デメリット ・伝達効率が低い(約70%)  
 ・振動等でベルトが外れる可能性がある

以上から、ベルト伝達では静音というユニバーサルデザインの観点から見ると大きいメリットがあり、バックラッシュの少なさから応答性がよいという制御性のメリットがある。しかし、伝達効率の低さというデメリットと外部環境からの衝撃力などでベルトが外れて走行不能になる可能性があるというデメリットもある。そこで、ギアを使用し、ベルト伝達のデメリットである伝達効率の低さと振動によって走行不能になるという点を解消するという方法がある。しかし、ギアにも当然デメリットがある。

メリット ・伝達効率が高い(約95%)  
 ・振動等で伝達不可能になる可能性が低い  
 ・省スペースで高い減速比が得られる

デメリット ・音がうるさい  
 ・大きいバックラッシュを生じる

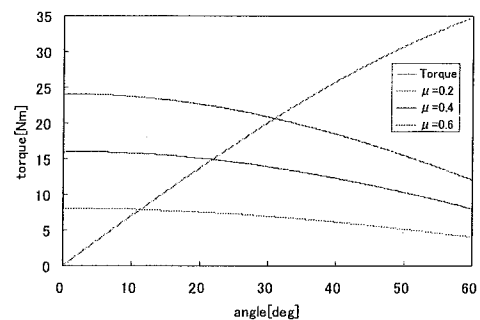


Fig. 7.2 Maximum torque

以上から、ベルト、ギアの両方のメリット、デメリットをふまえて、許容範囲のバックラッシュ、か作られていない。そこで本年度は伝達機構にギアのみを使用し、ベルト伝達との比較ができる動力部の開発を行うこととした。

#### 7. 4. 2 ギアの選定

ギアによる伝達はバックラッシュの関係から、使用するギアの個数が少ないほうが望ましい。しかし、設計する動力部は省スペースと動力部のユニット化を目標としている。これを優先させるために径が大きいギアを使用することは難しい。よって、ギアの個数が多くなってしまうのを許容した選定を行っていくこととする。選定したギアと、ギアにかかるトルクの関係を図.7.2に示す。

Tab. 7.2 Tolerance torque

Gear number	Teeth number	Face width [mm]	Reduction ratio	Rotating speed [rpm]	Load torque [Nm]	Tolerance torque [Nm]
1	16	8	1	3000.00	0.32	4.20
2	48	6	3	1000.00	0.95	14.32
3	20	8	3	1000.00	0.95	5.93
4	56	6	1.07	2803.74	0.34	17.18
5	40	6	6	500.00	1.91	11.53
6	20	8	6	500.00	1.91	5.93
7	40	6	12	250.00	3.82	11.53
8	20	8	12	250.00	3.82	5.93
9	60	6	36	83.33	11.45	18.14

許容トルクに余裕があるギアもあるが、今回は市販のギアを使用しているため、寸法の制限などの理由で図.7.2で選定したギアを使って動力部の設計を行うこととする

#### 7. 4. 3 駆動部

これまでに選定したモータとギアをもとに駆動部の設計された駆動部を図.7.3に示す。実際に作られた駆動部を図.7.4に示す。

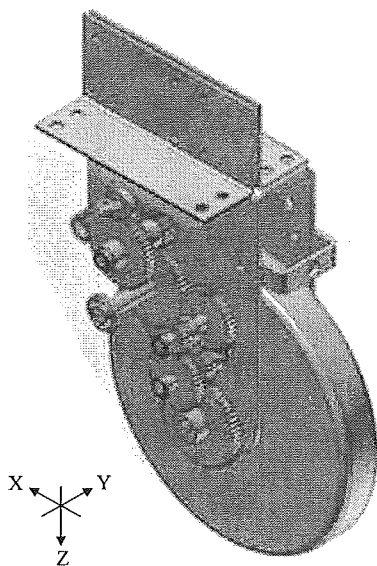


Fig.7.3 Power unit model

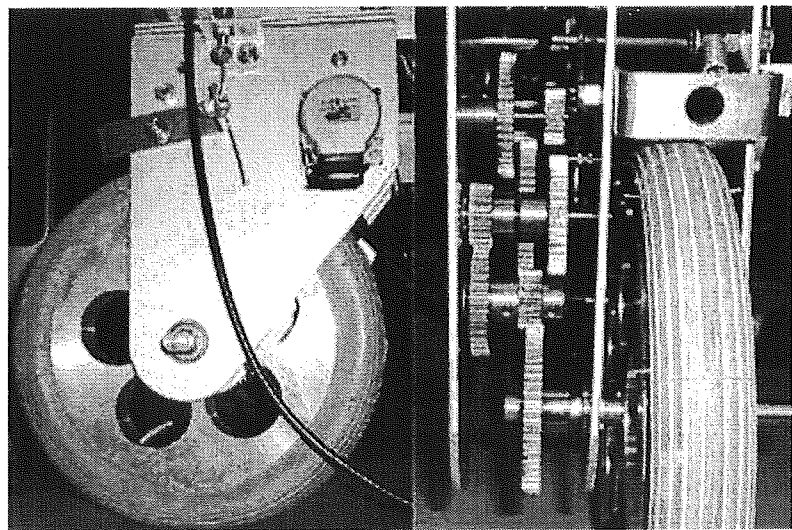


Fig.7.4 Power unit

Fig.7.3, Fig.7.4 を見るとわかるとおり、ギア伝達のみということと、径の大きなギアを使用しないということからギアが5段にかけて動力伝達がされている。伝達効率は約90[%]と問題はないが、動作時の音についてはやはり大きな音を発している。また、バックラッシュもやはり生じているため、モータからどの程度の遅れが生じるかについてなど、不感帯について測定する必要がある。そのためにはモータと車輪にエンコーダをつけ、回転伝達の遅れを計測する必要があるが、本年度作られた車輪軸にエンコーダを取り付けることができないので、車輪軸の再設計を行いエンコーダが取り付けられるようにしなければならないという問題点が残ってしまった。騒音の問題については、今回はギアの材質が



すべて S45C であるという問題もある。この点についてはポリアセタールなどの材質のギアでも負荷トルクに耐えられるかの検討を行い、ある程度の解消していく必要がある。

Tab.7.2 に駆動部の性能を、Fig.7.5 に駆動部を支援機の本体フレームに搭載した図を示す。

Tab.7.2 Power unit specification

Weight [kg]	2.7
Height [mm]	333
Width [mm]	210
Rated torque [Nm]	11.45
Rated rotation speed [rpm]	83.33
Speed [km/h]	3.14

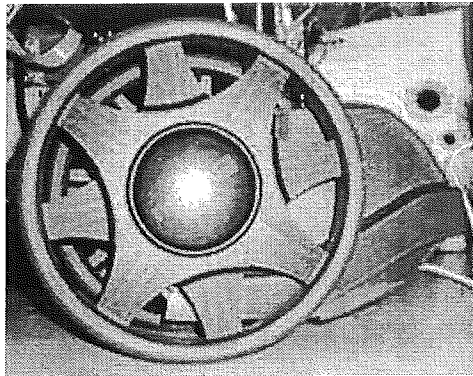


Fig.7.5-1 Front tire start position

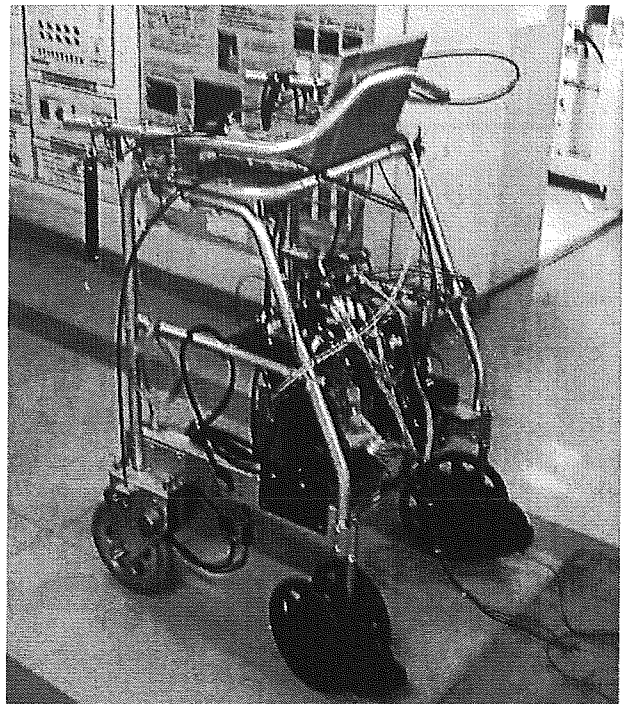


Fig.7.5-2 Walk-Supporting Device Ver. 2

## 8. 段差乗越し実験

段差乗越しキャスターと駆動部を用いて本年度作られた歩行支援機 2 号機での段差乗越し能力の検証とそのときのハンドル部にかかる荷重を測定する実験を行う。

### 8. 1 実験方法

初速  $v=0$  からの段差乗越し能力の検証を行うために Fig. 8.1 に示すような、あらかじめ前輪部の段差乗越しキャスターに高さ  $h=20$ [mm] の段差が接している状態から実験を始める。

被験者は健康者の学生 3 人で行った。それぞれの身体情報を Tab. 8.1, 実験の力学図を Fig9.2 に示す。

Tab. 8.1 Personal data

Name	Height [mm]	Weight [kg]
Subject A	165	78
Subject B	171	53
Subject C	174	66

実験では Fig. 8.2 に示したとおり、段差を乗り越えるときにハンドル部にかかる荷重 ( $F_x$ ,  $F_z$ ) を歪みゲージから、支援機の前輪が段差の登り降りをしている時間を計測するために支援機前方に加速度センサをとりつけ X 軸と Z 軸方向の加速度を計測する。被験者は支援機に体重を預けずに支援機のハンドルを持ちながらの歩行と、支援機に体重を預けるようにハンドルを持ちながら歩く 2 パターンの歩行を行う。両方のパターンにおいて試行回数 3 回ずつ計測を行うこととする。プログラムの関係上、モータの回転数は 100[rpm]、速度 0.1[km/h] の定常回転で行う。

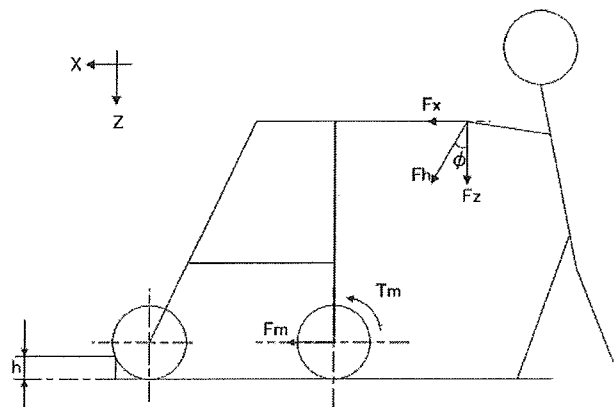


Fig. 8.2 Experimental of beyond the bump mechanism

### 8. 2 システム構成

本実験のシステム構成図を Fig. 8.3 に、実際の実験装置を Fig. 8.4 に示す。

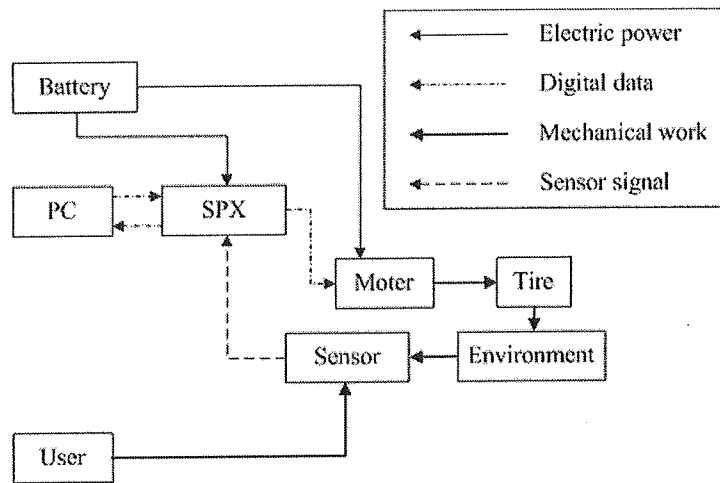


Fig 8.3 System diagram for experimental of beyond the bump

### 8. 3 実験結果

以下に  $F_x$ ,  $F_z$  と X 軸, Z 軸の加速度の実験結果とそれから求められた  $\phi$  のグラフを示す

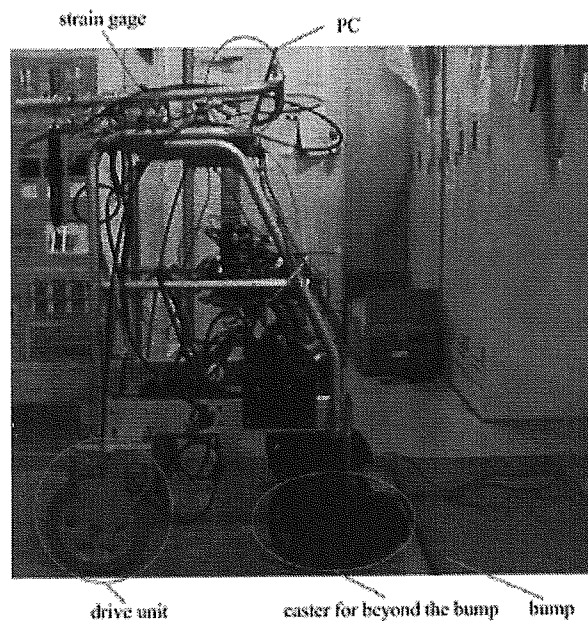


Fig. 8.4 Experimental of beyond the bump device

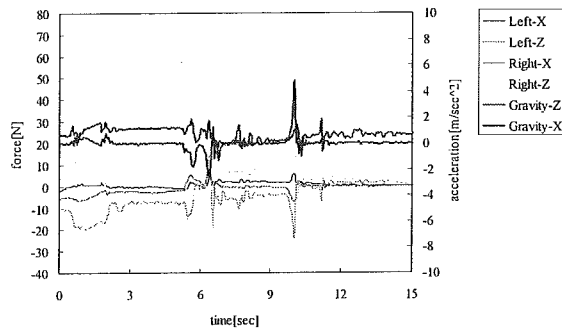


Fig. 8.5 Result of experiment without subject No.1-A

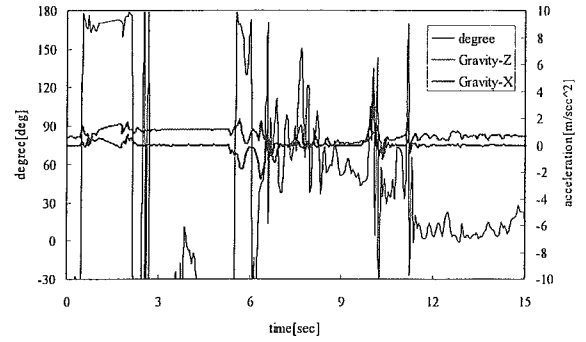


Fig. 8.6 Result of experiment without subject No.1-B

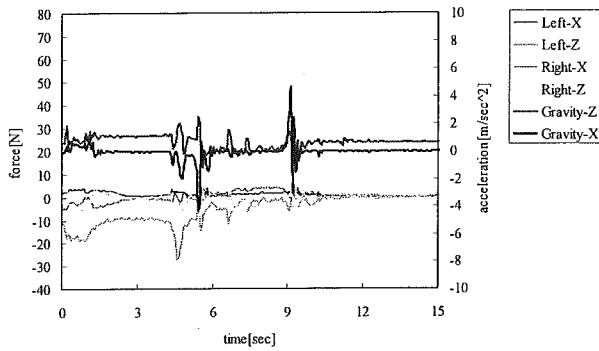


Fig. 8.7 Result of experiment without subject No.2-A

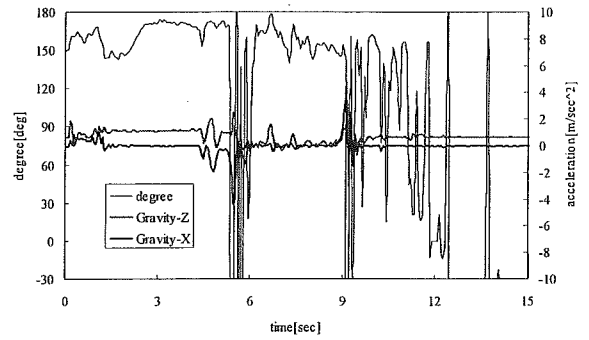


Fig.8.8 Result of experiment without subject No.2-B

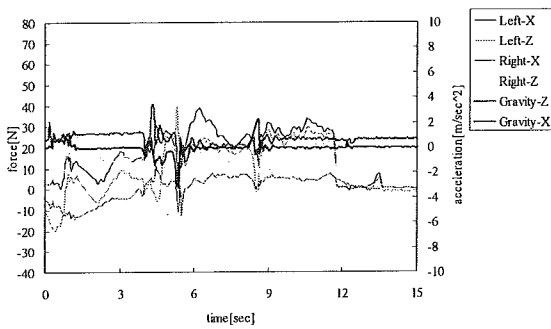


Fig.8.9 Result of experiment subject A without weight No.1-A

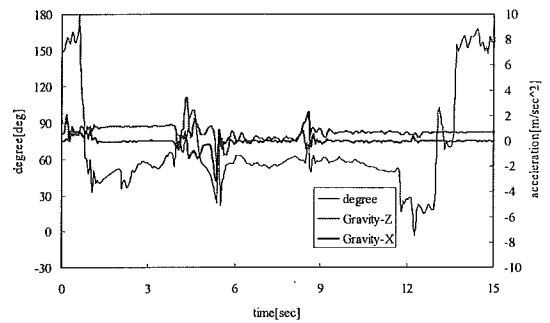


Fig.8.10 Result of experiment subject A without weight No.1-B

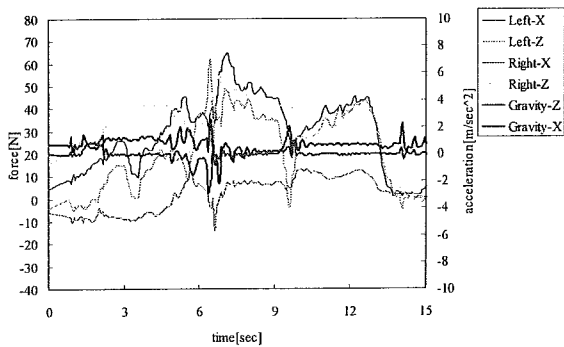


Fig.8.11 Result of experiment subject A without weight No.2-A

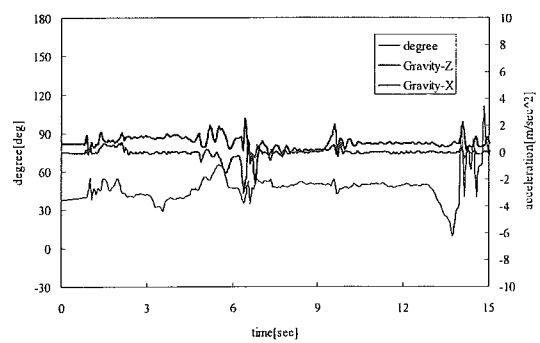


Fig.8.12 Result of experiment subject A without weight No.2-B

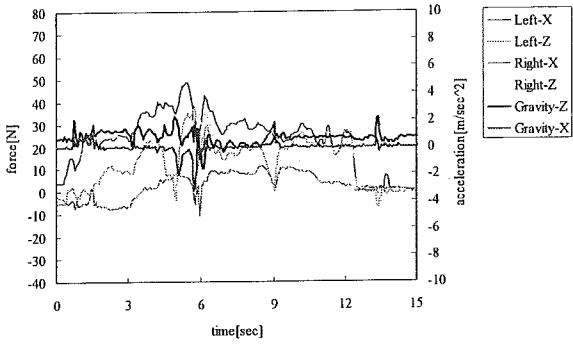


Fig.8.13 Result of experiment subject A without weight  
No.3-A

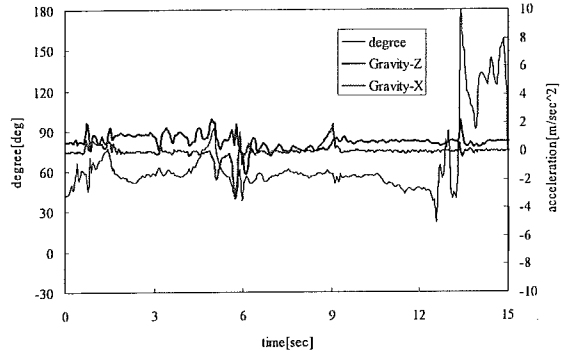


Fig.8.14 Result of experiment subject A without weight  
No.3-B

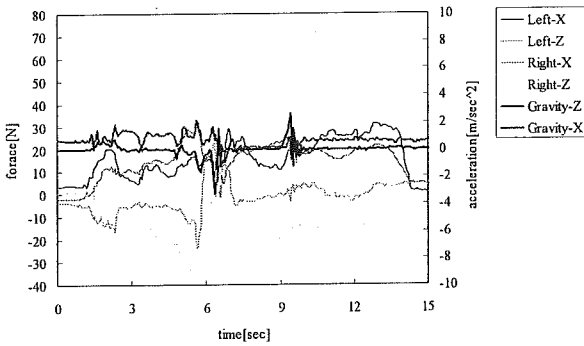


Fig.8.15 Result of experiment subject B without weight  
No.1-A

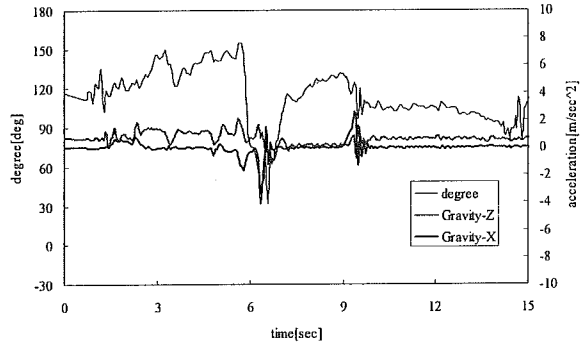


Fig.8.16 Result of experiment subject B without weight  
No.1-B

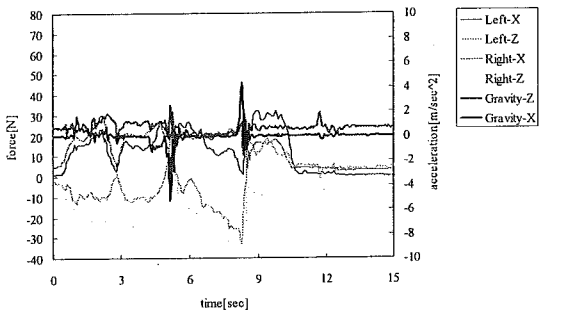


Fig.8.17 Result of experiment subject B without weight  
No.2-A

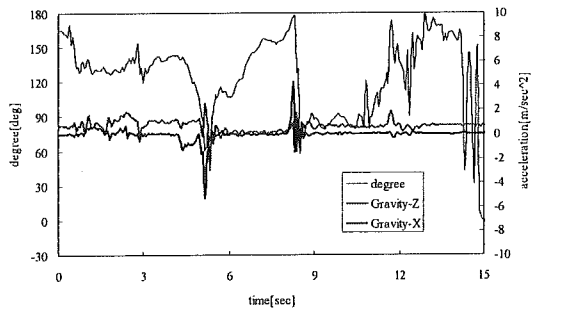


Fig.8.18 Result of experiment subject B without weight  
No.2-B

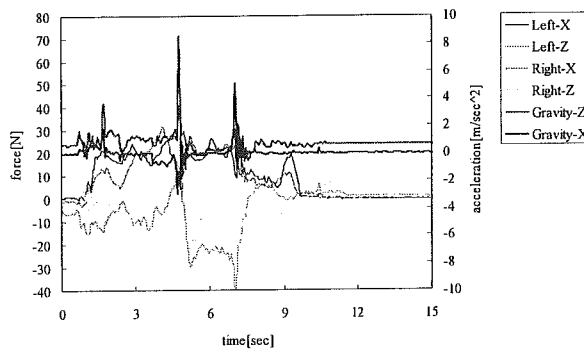


Fig.8.19 Result of experiment subject B without weight  
No.3-A

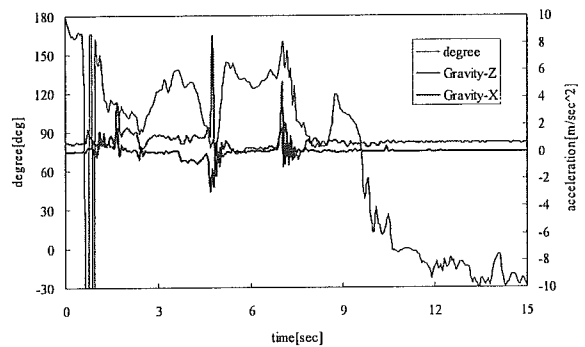


Fig.8.20 Result of experiment subject B without weight  
No.3-B

F