

# 段差越えが容易な車椅子の開発

小 田 鴿 介

東亜大学 大学院 総合学術研究科 総合技術専攻 客員教授  
e-mail:odako@toua-u.ac.jp

## 〈要 旨〉

2006年に、高齢者並びに障害者等の移動等の円滑化の促進に関する法律、通称「バリアフリー新法」が施行され、高齢並びに障害者等の移動、施設の利用における利便性と安全性の向上はかなり改善されてきた。しかしながら、都心から離れた郊外地区には未だに多くの段差があり、車椅子での移動の障害になっているのが現状である。また、都心部においても、電車床面とホームとの段差障害がある。

従来の段差越え車椅子には種々のものがある<sup>(1)</sup>。前輪駆動標準型のもの<sup>(2)</sup>は、駆動輪が大径であることから後輪駆動標準型のものより高い段差を越えるが、原理的に車椅子の転回操縦性は著しく低い。そり型のもの<sup>(3)</sup>は、構造が比較的簡単な特徴を持つが、段差越えの力学的原理がすべり摩擦であることから、高い段差は乗り越えられないという欠陥がある。パワーアシスト方式の段差越え装置搭載型のもの<sup>(4)</sup>は、モータ・油圧駆動型と介助者操作型があるが、何れも装置が大掛かりで高価なものとなる欠陥がある。とくに後者の場合は、ユーザーが単独では行動できないという制約を伴う。

本報は、車椅子ユーザーが高段差を自力で乗り越えることが可能な補助輪搭載の後輪駆動標準型車椅子に関する段差越えの基礎理論及び基礎実験を内容とする。

## 〈目 次〉

1. はじめに
2. 補助輪の段差乗り越え力
  2. 1 剛体支持補助輪の段差乗り越え力
  2. 2 台形板ばね支持補助輪の段差乗り越え力
  2. 3 段差乗り越え腕力の評価計算
  2. 4 キャスタの段差乗り越え条件
3. 最適な補助輪前方偏心距離
  3. 1 キャスタの残余段差
  3. 2 補助輪及びキャスタの段差乗り越え軌跡
  3. 3 キャスタ引き上げ高さに及ぼす補助輪前方偏心距離の影響
4. 段差乗り越え実験
  4. 1 段差乗り越え車椅子への改造
  4. 2 段差乗り越え実験
5. まとめ

## 1. はじめに

事故や病気で歩行機能が損なわれた障害者の移動選択肢は、軽度の場合は手動車椅子による自力移動か、重度の場合は介助者による移動介護を受けるか、もしくは電動車椅子を利用するかである。いずれの場合にも共通する移動障害は、平坦路面に突如出現する段差越えであり、自力越えの場合にはウィリーがなければ、段差が3cmを超えると段差越えは著しく困難となる。

2006年には高齢、障害者等の移動等の円滑化の促進に関する法律、通称「バリアフリー新法」が施行された。これは、高齢者、障害者等の自立した日常生活及び社会生活を確保することの重要性にかんがみ、公共交通機関の旅客施設及び車両、道路、路外駐車場、公園施設並びに建築物の構造及び設備を改善するための措置、一定の地区における旅客施設、建築物等及びこれらの間の経路を構成する道路、駅前広場、通路その他の施設の一体的な整備を促進するための措置、その他の措置を講ずることにより、高齢者、障害者等の移動、施設の利用上における利便性と安全性の向上の促進を図り、もって公共の福祉の促進に資することを目的とする法律（第1条）である。

しかしながら、都心から離れた郊外地区や地方の道路にはまだ多くの段差があり、歩行障害者等の車椅子での移動の障害になっているのが現状である。また、都心部においても、電車の床面とホームとの段差障害もある。

車椅子に関する概説書には優れたもの<sup>①</sup>があり、理論と応用全般に関して詳述されている。従来の段差越え車椅子には種々のものがある。前輪駆動標準型のもの<sup>②</sup>は、駆動輪が大径であることから後輪駆動標準型のものより高い段差（それでもせいぜい4cm）を越えるが、原理的に車椅子の転回操縦性は著しく低い。そり型のもの<sup>③</sup>は、構造が比較的簡単な特徴を持つが、段差越えの力学的原理がすべり摩擦であることから、大きな推進力が必要となる欠陥がある。パワーアシスト方式の段差越え装置装着型のもの<sup>④</sup>は、モータ・油圧駆動型と介助者操作型があるが、何れも装置が大掛かりになる欠陥がある。とくに後者の場合は、ユーザーが単独では行動できないという制約を伴う。

本研究では、広く普及している安価な標準型後

輪駆動車椅子に関して、走路面から浮かせた補助輪を左右のキャスト中央部前方に搭載することで、その実質段差高さが低くなることにより段差越えが容易となる車椅子の開発研究を行うものである。まず、補助輪を剛体支持及びばね体支持の場合の段差乗り越え力を理論的に明らかにし、次いで、段差乗り越えの実験値との比較を行うものである。

## 2. 補助輪の段差乗り越え力

補助輪の段差乗り越え力を、補助輪が剛体支持及びばね支持の場合に分けて導出する。

### 2.1 剛体支持補助輪の段差乗り越え力

図2-1は、補助輪の段差越えの物理モデルを示したものである。段差乗り越え力 $Fb_0$ は、走路面からの離隔高さを $a_0$ として、補助輪が段差を乗り越える瞬間のA点周りのモーメントの釣り合いを示す次式より求められる。

$$Fb_0(r + a_0 - H) = Ws/2 \quad (2-1)$$

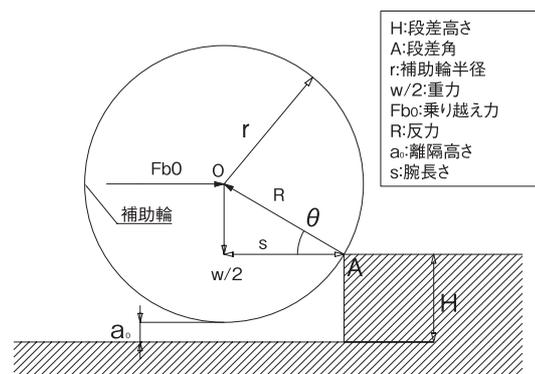


図2-1 段差越え物理モデル

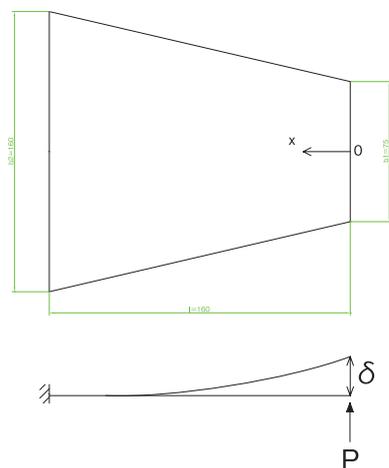


図2-2 台形ばねの物理モデル

ここで、 $r$ 、 $H$ 及び $W$ は、それぞれ補助輪半径、段差高さ及び車椅子の重力である。右辺の重力モーメントの腕長さ  $s$  は、図2-1の物理モデルを参照すれば、次式にて表される。

$$s = \sqrt{r^2 - (r + a_0 - H)^2} \quad (2-2)$$

ただし、 $a_0 < H$  及び  $r + a_0 > H$  の条件が入ることに注意。

式(2-3)を式(2-1)に代入すれば、

$$Fb_0 = \frac{\sqrt{r^2 - (r + a_0 - H)^2}}{r + a_0 - H} \left(\frac{W}{2}\right) \quad (2-3)$$

ここで、一例として実際的な数値 ( $r = 0.135\text{m}$ ,  $a_0 = 0.02\text{m}$ ,  $H = 0.1\text{m}$ ) を与えた場合の  $Fb_0$  は式(2-3)より  $1.12W$  となり、車椅子  $16\text{kg}$  に人  $50\text{kg}$  が乗車した場合の全質量を  $66\text{kg}$  とし、補助輪にはその半分の重力  $324\text{N}$  が掛かるとして、式(2-3)より

$$Fb_0 = 1.12W = 726\text{N}$$

この場合の  $726\text{N}$  は、 $a_0$  が零の場合の  $1207\text{N}$  に対して、40%程低減される。A点における反力  $R$  は、

$$\begin{aligned} R &= \sqrt{(W/2)^2 + Fb_0^2} \\ &= \sqrt{324^2 + 726^2} \doteq 795\text{N} \end{aligned}$$

## 2. 2 台形板ばね支持補助輪の段差乗り越え力 $Fb$

### 2. 2. 1 台形板ばねのたわみ理論

図2-2は、左端固定で、右端が自由な台形板ばねの先端に集中荷重  $P (=W/4)$  が作用する場合の物理モデルを示したものである。曲げによる歪エネルギー  $dU$  は、先端からの距離  $x$ 、曲げモーメント  $M$ 、縦弾性係数  $E$  及び台形板ばねの断面2次モーメント  $I$  を用いて、次式より求める。

$$dU = \frac{M^2 l}{2EI} dx, \quad M = Px,$$

積分形は、

$$U = \frac{l}{2E} \int_0^l \frac{M^2}{I} dx = \frac{P^2}{2E} \int_0^l \frac{x^2}{I} dx$$

台形板ばねの断面2次モーメント  $I$  は、長方形板ばねのそれを  $I_0$  として、

$$I = I_0 \{r + (1-r)x/l\},$$

$$I_0 = \frac{b_2 h^3}{12}, \quad r = \frac{b_1}{b_2}$$

$b_1$  及び  $b_2$  は台形板ばねの右端及び左端長さ、 $l$  及び  $h$  は板ばねの長さ及び厚さである。

カスチリアーノの定理<sup>(5)</sup>より、右端のたわみ  $\delta$  は次式で求まる。

$$\begin{aligned} \delta &= \frac{\partial U}{\partial P} = \frac{\partial}{\partial P} \left[ \frac{P^2}{2E} \int_0^l \frac{x^2}{I} dx \right] = \frac{P}{E} \int_0^l \frac{x^2}{I} dx \\ &= \frac{P}{EI_0} \int_0^l \frac{x^2}{r + (1-r)x/l} dx \\ &= \frac{P}{EI_0} S = \frac{Pl^3}{3EI_0} k_1 \quad (2-4) \end{aligned}$$

$$k_1 = \frac{3S}{l^3}, \quad S = \int_0^l \frac{x^2}{r + (1-r)x/l} dx$$

$k_1$  は、台形板ばねの場合のたわみの修正係数で、数学公式集<sup>(6)</sup>を参照して積分すると次式が得られる。 $k_1$  の数値は、文献〔7〕の図3.17に示されている。

$$k_1 = \frac{3}{(1-r)^3} \left\{ \frac{1}{2} - 2r + r^2 \left( \frac{3}{2} - \ln r \right) \right\}$$

因みに、左右の水平板ばねのたわみよる歪エネルギー  $U$  を上記の数値に対して求めてみると  $1.87\text{J}$  となり、これはキャストを  $5.8\text{mm}$  引き上げるエネルギーに相当する。

### 2. 2. 2 水平台形板ばね支持の場合の $Fb$

水平台形板ばねのたわみ  $\delta$  は、式(2-4)に図2-2に示す数値を代入すると  $12\text{mm}$  が得られる。この場合の段差乗り越え力  $Fb$  は、式(2-3)において、初期離隔高さ  $20\text{mm}$  にばねたわみの  $12\text{mm}$  を加えた  $32\text{mm}$  を新たな離隔高さとして代入す

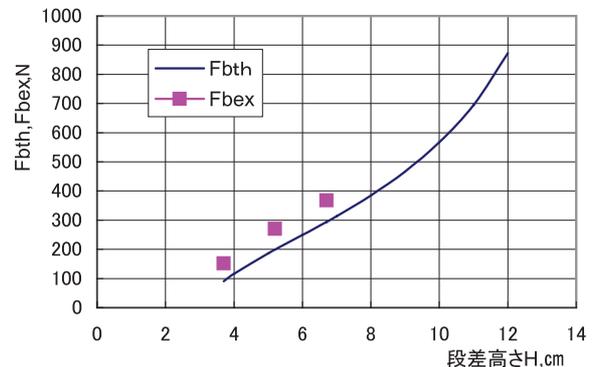


図2-3  $Fb$ の実験値と理論値の比較

ると567Nが得られ、段差乗り越えと力は剛体支持の場合より22%程軽減される。

図2-3は、水平台形板ばね支持の場合の $F_b$ の実験値を対応する理論値と比較したものである。 $F_b$ の実験値は、重錘落下による水平牽引で求めたもので、実線で示した理論値より68~25%高い。これは実験では、キャストの段差乗り越え抵抗が含まれるほか補助輪外縁部のゴム体が段差角に食い込んだことによるものと考えられ、追試験が必要であろう。

### 2.2.3 迎角台形板ばね支持の場合の $F_b$

最初に、台形板ばねが水平な場合の段差乗り越え力 $F_b$ を、式(2-3)において、 $r=0.135\text{m}$ 、 $a_0=0.02\text{m}$ 、 $H=0.1\text{m}$ 、 $W/4=162\text{N}$ を代入して求め、迎角 $\theta$ の台形板ばねのたわませ力 $P$ を式(2-5)にて修正した後に、式(2-4)よりたわみ $\delta$ を求め、式(2-6)よりの鉛直成分 $\delta_w$ を用いて新たな $F_b$ を求める繰り返し計算を0.5%の誤差で以って終える。

$$P = (F_b'/2)\sin\theta + (W'/4)\cos\theta \quad (2-5)$$

$$\delta_w = \delta \cos\theta \quad (2-6)$$

ここで、 $F_b'/2$ 及び $W'/4$ はそれぞれ $F_b/2$ 及び $W/4$ の反作用力である。

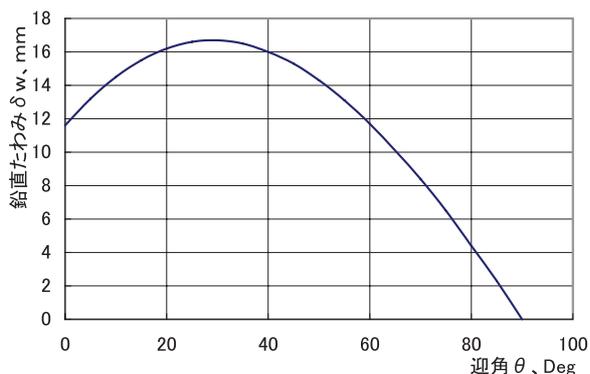


図2-4 鉛直たわみ $\delta_w$ と迎角 $\theta$ の関係

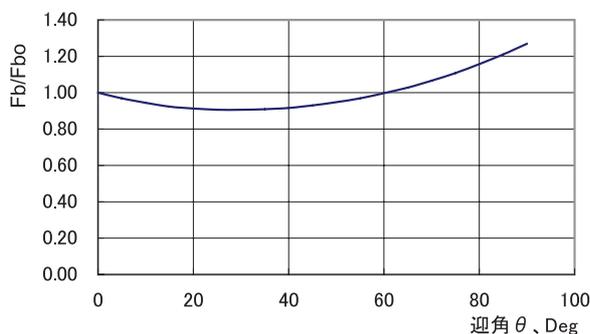


図2-5  $F_b : F_{b0}$ と迎角 $\theta$ の関係

図2-4は、台形板ばねの鉛直たわみ $\delta_w$ と迎角 $\theta$ の関係を示したものであり、 $\delta_w$ は迎角 $\theta$ が25度近傍で最大16.6mmの鉛直たわみを示している。図2-5は、段差乗り越え力 $F_b$ の迎角 $\theta$ による依存性を調べたものであり $F_b$ は、 $\theta$ が25度近傍で10%程軽減されることを示している。 $\theta$ が62度以降、その鉛直たわみが水平板ばねのたわみを下回ることによって迎角の効果が消滅する。

図2-6は、標準型後輪駆動車椅子に関して、補助輪(直径270mm、離隔高さ20mm)を剛体、水平板ばね及び25度迎角板ばねに支持した場合の段差乗り越え力 $F_b$ の式(2-3)による理論値を、段差高さ $H$ に対して示したものである。図中には、あわせてキャスト(直径150mm)及び後輪(直径480mm)の場合の数値も示した。段差10cmで、迎角25度の台形板ばね支持の $F_b$ は、離隔高さ零の剛体支持の場合の42%と著しく軽減されることが分かる。

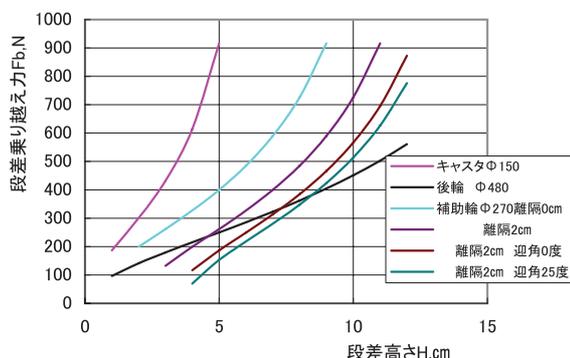


図2-6 段差乗り越え力 $F_b$ と段差高さ $H$ の関係

### 2.3 段差乗り越え腕力の評価計算

段差乗り越え力 $F_b$ のA点周りのモーメント $Fb(r+a-H)$ は、ハンドリムに作用する駆動腕力 $Fh$ の与えるモーメント $FhR$ ( $R$ は、ハンドリム半径)に等しいから、

$$Fb(r+a-H) = FhR \quad (2-7)$$

ここで、 $a$ 、 $r$ 、 $H$ 及び $R$ に、それぞれ0.037m、0.135m、0.1m及び0.24mの数値を、 $F_b$ の値に567Nの10%減(迎角25度)の510Nを与えると、段差乗り越え腕力 $Fh$ は、式(2-7)より157Nとなる。これを、左右のハンドリムで回すから片手では79Nとなり、成人なら可能な数値であると評価される。

## 2. 4 キャスタの段差乗り越え条件

台形板ばねのばね定数が小さいと、そのたわみが大きくなって補助輪の段差乗り越えは容易となる。しかしながら、キャストの段差乗り越え高さは逆に大きくなって段差乗り越えはより困難となる。したがって、後述のばねたわみ復元力効果を加味して、板ばねのたわみは10mm程度に抑えるべきであろう。

## 3. 最適な補助輪前方偏心距離

### 3. 1 キャスタの残余段差

補助輪に関してその段差乗り越え性能は、外径  $D$ 、走路面からの離隔高さ  $a_0$  及びキャスト前方偏心距離  $L_t$  により決定される。補助輪が段差から浮上する瞬間のキャストの乗り越えるべき段差をその残余段差と定義しておく。

図3-1は、補助輪及びキャストの外径がそれぞれ270及び150mmの場合の外径輪郭線を示したもので、 $a_0$ は10, 15, 20mmの3種類、 $L_t$ は0, 10,

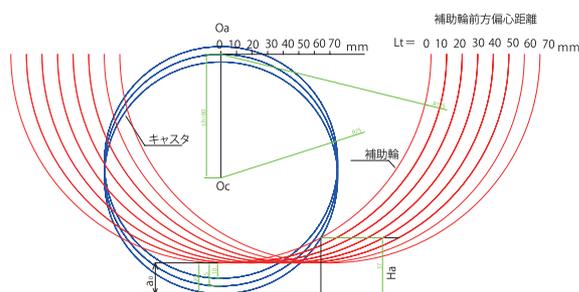


図3-1 キャスタの残余段差

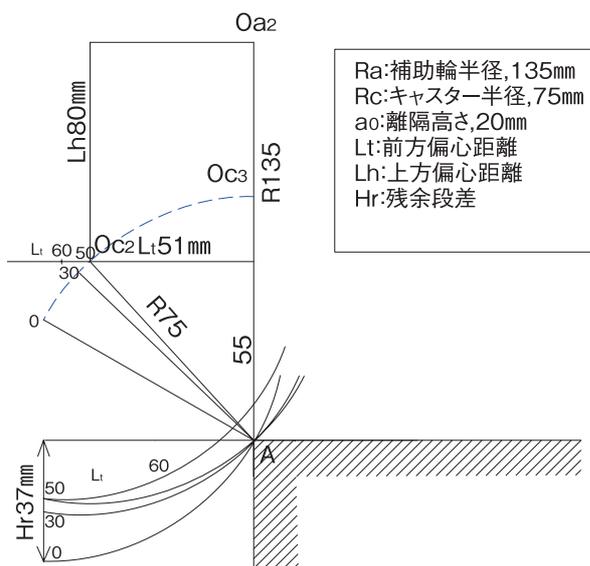


図3-2 前方偏心距離と残余段差の関係

20, 30, 40, 50, 60, 70mmの8種類である。同図において、補助輪外径輪郭線とキャストのそれとの右方交点の、走路面からの高さ  $H_a$  がキャストの残余段差  $H_r$  に相当している。キャストが段差角の点Aから下方距離  $H_r$  にあって、補助輪は点Aから浮上することで、その段差越えの補助輪効果が消滅することを示している。それは例えば、 $a_0$ が20mmの場合、 $L_t$ が50mmで  $H_r$ は20mm、 $L_t$ が0mmでは37mmとなり、 $L_t$ が小さいほど  $H_r$ は増大するわけである。一方、 $a_0$ が小さいほどキャストと補助輪との  $H_a$ は低下するが、逆に補助輪の  $H_r$ は増大することで段差乗り越えは全体としては困難となる。

図3-2は、図3-1と同一寸法における前方偏心距離  $L_t$  と残余段差  $H_r$  の関係を詳しく示したものである。図中の  $O_{a2}$  及び  $O_{c2}$  は、それぞれ補助輪及びキャストの中心を示し、上方偏心距離  $L_h$  は80mmである。同図において、 $L_t$  が50mmより大の領域では、補助輪の中心が点Aの真上の点  $O_{a2}$  に来て、キャストは、段差角の点Aには到達しない。図に示す寸法関係から、 $L_t$  51mmではじめて点Aに接触し、このときの  $H_r$  は20mmである。 $L_t$  が50mmより小の領域では、キャストはより早期に点Aに接触することにより残余段差  $H_r$  は増大するわけである。 $L_t$  が0mm (即ち、補助輪はキャストと同心) では、 $H_r$  は37mmとなる。通常、 $H_r$  が30mmを越えると自力越えは困難となるので、 $L_t$  は50mm程度が好ましい。

### 3. 2 補助輪及びキャストの段差乗り越え運動軌跡

図3-3は、剛体支持の補助輪及びキャストの段差越えの運動軌跡を  $a_0$  20mm、 $L_h$  80mm一定の下に、 $L_t$  50mmの場合のCAD図面を示したものである。これとは別に、 $L_t$  が0, 30及び60mmの場合についても運動軌跡の作図を行った。図中の  $O_c$  及び  $O_a$  は、それぞれ補助輪及びキャストの中心を示す。補助輪は、段差角の点Aに接触時、その中心は点  $O_{a1}$  にあって点A周りの半径135mmの円運動により点  $O_{a2}$  まで到達する。この間、 $O_a$  と一定距離 ( $L_t$  50mm、 $L_h$  80mm) にあるキャストの中心は、点  $O_{c1}$  から点  $O_{c2}$  までの半径135mmの円運動となる。円弧  $O_{a1} \sim O_{a2}$  間は、補助輪の段差乗り越え区間、

円弧Oc1~Oc2間は、補助輪によるキャストの同伴引き上がり区間とも言うべきものである。補助輪の中心がA点の真上Oc2に来ると、キャストの中心は点Oc2（残余段差は20mm）にあって、それは、点A周りの半径75mmの円運動を開始し、その中心が点Aの真上の点Oc3に来た時、補助輪は段差から浮上を開始し、点Oa3において20mmの初期離隔高さが段差上で復元される。円弧Oa2~Oa3間は、補助輪の段差浮上区間、円弧Oc2~Oc3間は、キャストの残余段差乗り越え区間とも言うべきものである。

補助輪を板ばねで支持した場合の補助輪及びキャストの運動軌跡は、剛体支持の場合のそれと同一である。それは、補助輪及びキャストともに段

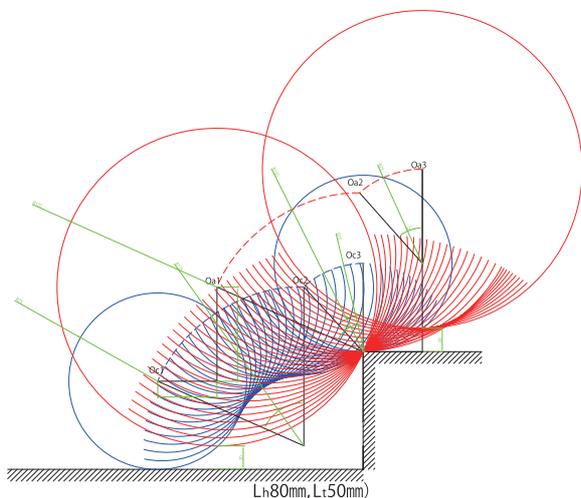


図 3-3 補助輪とキャストの運動軌跡

表 3-1 補助輪及びキャストの運動軌跡諸元

$Lt, b$	Oa1~Oa2	$\psi_a$	Oc1~Oc2	$\psi_c$	Oa2~Oa3	$\psi'_a$	Oc2~Oc3	$\psi'_c$	$\psi_0$	$Hr$
mm	mm	度	mm	度	mm	度	mm	度	度	mm
0	87	37	87	37	79	60	79	60	30	37
30	130	55	130	55	60	46	60	46	44	23
50	155	66	155	66	56	43	56	43	47	20
60	155	66	155	66	55	42	55	42	48	20

表 3-2 段差乗り越え前後のキャスト（左右）の荷重変化（板ばね支持）

補助輪段差接触前	段差接触前	段差接触の瞬間	乗り越え中	乗り越え後
$W/2$	0	$2W/6$	$2W/6 + f(W/6)$	$W/2$

差に接触状態で乗越えるからである。補助輪は、板ばねのたわみにより軌跡上を先行移動し、キャストは後追いつる。

表 3-1 は、補助輪及びキャストの運動軌跡の主要部の図 3-4 に対応する諸元の数値を示したものである。

### 3.3 キャスタ引上げ高さ $\lambda$ に及ぼす補助輪前方偏心距離 $Lt$ の影響

表 3-2 は、台形板ばね支持の場合に関して、段差乗り越え前後のキャスト（左右）の荷重変化を示したもので、表中の  $f$  は後述の荷重付加率である。これに基づき、一定の駆動力によるキャスト引上げ高さ  $\lambda$  に及ぼす補助輪前方偏心距離  $Lt$

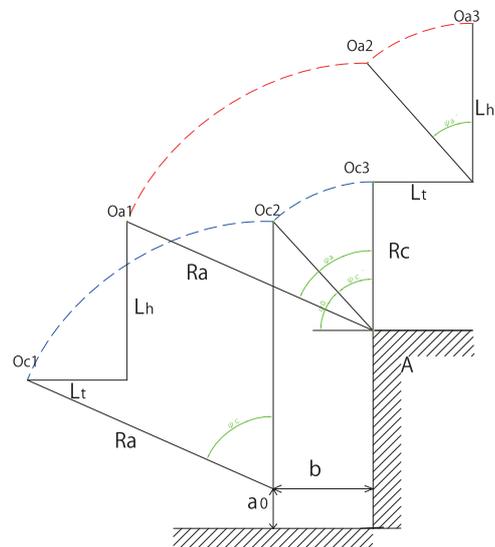


図 3-4 補助輪とキャストの運動軌跡の関係角度

の影響を明らかにすることにより、その最適値を確定する。

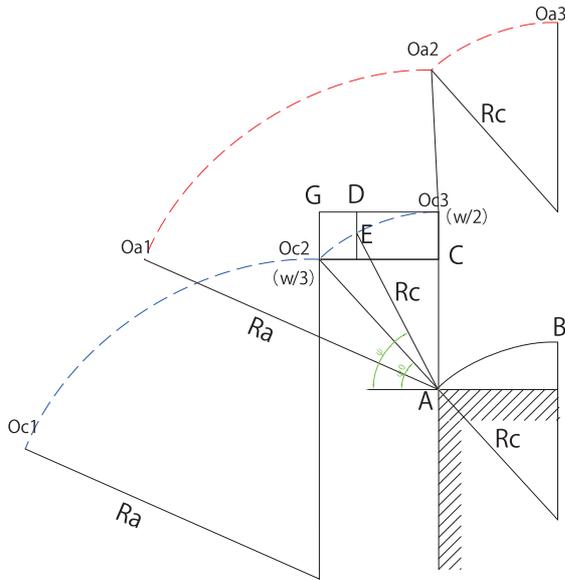


図3-5 補助輪とキャスタの運動軌跡の関係角度

図3-5は、板ばねの復元力によるキャスタへの付加荷重の、キャスタ中心角よる変化を調べるために、図3-3の補助輪及びキャスタの運動軌跡の主要部を示したものである。キャスタは、その荷重による抵抗モーメント $M_r$ に抗して、引き上げ駆動モーメント $M_d$ により点A周りに半径 $R_c$ の円運動の軌跡を描いて段差を乗り越える。板ばね支持の場合の左右のキャスタ荷重は、段差乗り越え開始のOc2点では $W/3$ であったものが、乗り越え区間において板ばねの復元力による付加荷重を徐々に受け、乗り越え終了の点Oc3では $W/2$ となり、差し引き( $W/6$ )分を板ばねの残余の復元力とみなす。なお、剛体支持の場合の左右のキャスタ荷重は、段差乗り越えの開始から終了まで一定値の $W/2$ を取る。図中の円弧Oa2~Oa3は、補助輪中心の運動軌跡を示したもので、点Oa2での板ばねの残余の復元力 $W/6$ は、点Oa3に到達するまでにキャスタに付加荷重を与え、点Oa3にて零になる。円弧Oa2~Oa3と同形の円弧Oc2~Oc3の線分Oc2-Cからの高さは $R_c(\sin \psi - \sin \psi_0)$ で表される。 $\psi$ はキャスタ中心Oc2の段差水平面からの回転角、 $\psi_0$ はOc2の点Aからの仰角である。板ばねの復元力によるキャスタへの付加荷重は、 $W/6$ に式(3-1)にて定義された荷重付加率 $f$ を乗じて求める。

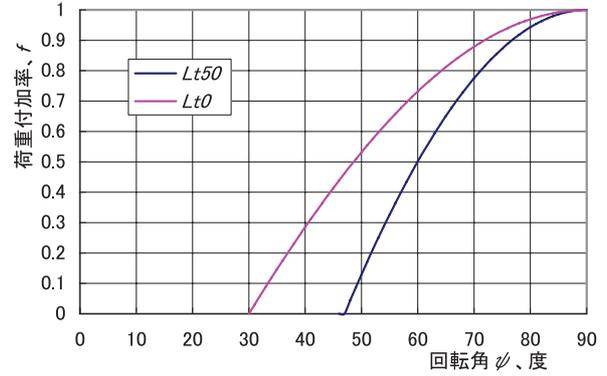


図3-6 荷重付加率 $f$ と回転角 $\psi$ の関係

図3-6は、 $Lt0$ mm及び $Lt50$ mmの場合の $f$ を回転角 $\psi$ に対して示したものである。 $f$ が零の横軸上の点は、それぞれの仰角 $\psi_0$ 30度及び47度を示し、 $f$ が1を取る点は、 $\psi$ が90度の時である。 $Lt50$ mmの場合の $f$ は、この横軸 $\psi$ の90度未満の全範囲に亘って $Lt0$ mmの場合より低い値を示す。これは、 $Lt50$ mmの場合は板ばねの復元力の放出が $Lt0$ mm(同心)の場合より遅いことを示している。

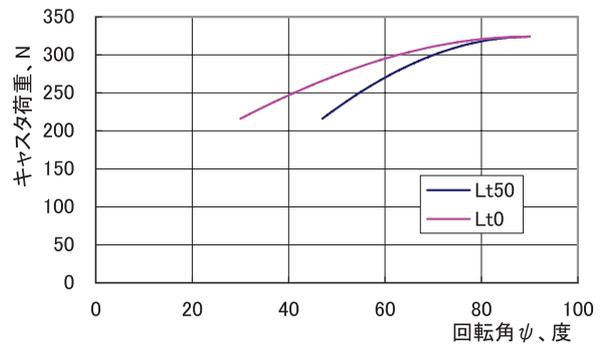


図3-7 キャスタ荷重の変化

図3-7は、 $Lt0$ mm及び $Lt50$ mmの場合のキャスタ荷重を回転角 $\psi$ に対して示したもので、それぞれの仰角 $\psi_0$ 30度及び47度において $W/3$ の216Nを示し、 $\psi$ 90度では $W/6$ 付加の $W/2$ 即ち324Nを示す。

$$f = \frac{\sin \psi - \sin \psi_0}{1 - \sin \psi_0} \quad (3-1)$$

式(3-2)は、段差角A点まわりの駆動モーメント $M_d$ (左辺)とキャスタの抵抗モーメント $M_r$ (右辺)の釣り合いを示す。図3-5の線分D-E長さは、 $M_d$ によるキャスタの引き上げ高さ $\lambda$ を示す。式(3-2)の解である釣り合い角 $\psi$ を式(3-3)に代入することで、キャスタ引き上げ高さ $\lambda$ が求まる。駆動力には、便宜上、車椅子のすべり摩擦力 $\mu_s W$ を用いた。

$$\mu_s WR_c \sin \psi = \left( \frac{W}{3} + f \frac{W}{6} \right) R_c \cos \psi \quad (3-2)$$

$$\lambda = R_c (1 - \sin \psi) \quad (3-3)$$

ここで、 $\mu_s$ は、車椅子と走路面の間のすべり摩擦係数で、計算には0.3を用いた。

表3-3は、一定な駆動力によるキャスト引き上げ高さ $\lambda$ に及ぼす補助輪前方偏心距離 $L_t$ の影響を示す計算例を示したものである。板ばね支持の場合、 $L_t$  50mmの $\lambda$ は19mmであり、 $L_t$  0 mmの13mmより6 mm高く、 $L_t$  50mmが優れていることを示す。要するに、 $L_t$  50mmの場合のキャスト荷重は、 $L_t$  0 mmの場合より荷重付加率 $f$ 及び釣合い角 $\psi_0$ が小さいことで、駆動モーメント $Md$ によるキャストの引き上げ高さは大きくなる訳である。一方、 $\lambda$  19mmは剛体支持の11mmより8 mm大きく、これは、板ばねの引き上げ効果と見なされる。また、 $\lambda$  8 mmは、板ばねの歪エネルギーがキャストを5.8mm引き上げる数値に近い。

以上、表3-3に示した計算結果より、補助輪前方偏心距離 $L_t$ は、50mmが最適であることが判明した。

表3-3  $\lambda$ に及ぼす $L_t$ の影響

$L_t$ mm	$\psi_0$ 度	$\psi$ 度	$\lambda$ mm
ばね 0	30	56	13
ばね 30	44	52	16
ばね 50	47	49	19
剛体 50	44	59	11
ばね 60	48	48	19

#### 4. 段差乗り越え実験

前章までの理論的研究により、標準型後輪駆動車椅子の左右のキャスト中央部前方に走路面から浮かせた補助輪を搭載すると、段差乗り越え性能が著しく改善されることが明らかになった。そこで実際に、段差越えが容易な車椅子で段差乗り越え実験を行い、理論との比較を試みたが、実験精度に改良の余地があることが判明した。

#### 4. 1 段差乗り越え車椅子への改造

段差越えが容易な車椅子は、市販の標準型後輪駆動車椅子（カワムラサイクル，KA102）に補助輪を組み込んだ補助輪セットを搭載することで完成する。

##### 4. 1. 1 剛体支持の補助輪セットの製作

直径200mm、厚さ16mmの塩ビ製の補助輪の離隔高さが調整可能な剛体支持の補助輪セットを二種類製作した。

##### 4. 1. 2 板ばね支持の補助輪セットの製作

直径270mm、厚さ20mmの塩ビ製の補助輪を図2-2に示す水平な台形板ばね（SU S304、厚さ2mm）で支持した補助輪セットを三種類（水平、迎角11度及び25度）製作した。図4-1及び図4-2は、水平ばね補助輪セットの正面図である。その両端部の固定金具には高剛性のものが求められる。

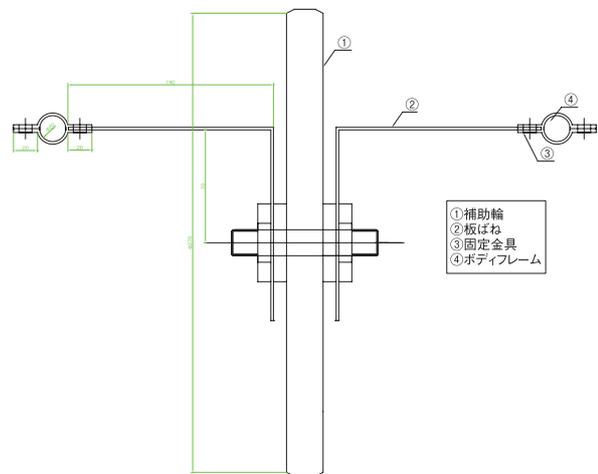


図4-1 水平板ばね補助輪セット

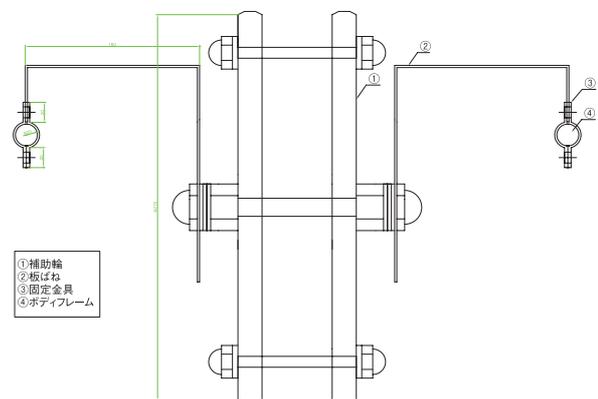


図4-2 水平板ばね補助輪セット2

#### 4. 1. 3 段差乗り越え車椅子の改造

写真1及び写真2は、それぞれ剛体支持及び板ばね支持の改造された段差越えが容易な車椅子の外観を示したものである。

#### 4. 2 段差乗り越え実験

平面段差は、パワーリフトの拡大水平面の床面からの高さを設定し、その4隅を楔固定することで堅牢なものとした。

##### 4. 2. 1 水平牽引実験

写真3は、水平牽引による段差乗り越え実験装置を示したもので、重錘（最大40kg）の落下重力を固定滑車にて方向を変えて水平牽引を行うものである。この方法は、理論値と比較するために採用されたが、重錘の落下衝撃と牽引力の測定精度が課題で、改良の余地がある。

##### 4. 2. 2 乗車実験

写真4は、乗車による段差乗り越え模様を示し

たもので、段差乗り越え結果は、最大11cmに到達したが、水平牽引実験とは異なって、乗員のウィリー（重心移動）技能に大きく影響されることが体験的に分かった。

#### 5. まとめ

標準型後輪駆動車椅子の左右のキャスト中央部前方に、中径の補助輪を走路面から離隔搭載することで、段差越えが容易になることを理論的に明らかに出来たが、実験的には改善課題が残った。

##### 5. 1 補助輪の段差乗り越え力の理論計算に関しては、

補助輪外径27cm、キャスト外径15cm、補助輪離隔高さ2cm及び段差10cmの場合について行い、以下のことが分かった。

1) 剛体支持の補助輪に離隔高さを与えた場合の段差乗り越え力は、離隔高さが零の場合に比べ



写真1 剛体支持の段差越え車椅子



写真2 25度板ばね支持



写真3 牽引実験



写真4 乗車段差越え

て40%も軽減される。

- 2) 水平台形板ばね支持の場合の段差乗り越え力は、剛体支持の場合に比べてさらに22%軽減される。
- 3) 25度迎角台形板ばねの場合の段差乗り越え力は、水平な場合に比べてさらに10%軽減される。上記1.～3.をまとめると、58%も軽減されることになる。
- 4) キャスタの段差乗り越えのためには、板ばねのたわみ復元力効果を加味してそのたわみは10mm程度が好ましい。
- 5) 補助輪及びキャスタの運動軌跡例を示し、それを利用した数値解析を行うことで、補助輪の最適な前方偏心距離を数値的に明らかにできた。

## 5. 2 段差乗り越え実験に関しては、

- 1) ばね体支持の場合は、剛体支持の場合の段差乗り越えの衝撃が緩和されることが確認された。
- 2) 水平台形板ばね支持の場合の段差乗り越え力の実験値は、その理論値に比べて68～25%高いが、これは、キャスタの段差乗り越え抵抗が含まれるほか、補助輪の外縁部ゴム体が段差角に食い込んだことによるものと考えられる。
- 3) 理論値と比較するために、重錘の落下重力を水平牽引力に利用する方法は、重錘の落下衝撃と牽引力の測定精度の改善が課題であることが分かった。
- 4) 乗員による段差乗り越え結果は、最大11cmに到達したが、水平牽引実験とは異なって、乗員のウィリー技能に大きく影響されることが体験的に分かった。

## 5. 3 補助輪を板ばね支持することの力学的効果に関しては、

- 1) 車椅子が段差に衝突する際の衝撃をばねのたわみにより緩和し、乗り越えがスムーズになることで、乗り心地も改善されること。
- 2) 補助輪に対しては、板ばねの上方へのたわみにより、その残余段差高さが減少することで、その段差越えが容易になること。
- 3) キャスタに対しては、板ばねのたわみ復元力を与えることにより、その段差越えが改善され

ること。

5. 4 以上、指定された諸条件（段差高さ10cm、補助輪離隔高さ2cm等）の下で段差越え力を種々検討してきたが、実用に際しては、ユーザーの諸条件（体力及び遭遇段差高さ等）に応じて、最適な補助輪離隔高さを選択すべきである。

## 参考文献

- (1) *Rory A. Cooper*, 田中 理, 大鍋寿一監訳『車いすのヒューマンデザイン』2000, 医学書院。
- (2) 例えば, 齊藤和夫, 車いす, 2004年3月5日(出願), 特開2004-202264.
- (3) 例えば, 清野 功, 車いすの段差乗り越え装置, 1998年3月4日(出願), 特開平11-244339.
- (4) 例えば, 桑野晃希・ほか2名, 車椅子装着型無限軌道動力装置, 2002年10月9日(出願) 特開2004-130031.
- (5) チモシェンコ, 鶴戸口英善, 国尾 武 共訳『材料力学 上巻』1963, 319-321, 東京図書。
- (6) 森口繁一・ほか『数学公式 I』1971, 71-72, 岩波書店。
- (7) 日本ばね協会『ばね』1969, 88-89, 丸善。

## 謝辞

本研究をまとめるに当たり、本大学院総合技術専攻の院生の萩原将吾君にはCAD図面の作成に、当時、本学医療工学科学生岡村康弘、加地勇太、吉弘真彬の3君並びに本学医療福祉機械工学科学生真鍋騎成君には、それぞれ19年度並びに20年度の卒業研究として、実験装置の製作及び実験データの採取に協力頂きましたことに合わせて謝意を表します。

# Development of Wheelchairs Climbing High Curbs Easily by User's Own Muscle Strength

Kousuke ODA

Graduate School of Integrated Science ,University of East Asia  
2-1,Ichinomiyagakuen-cho,Shimonoseki-city,Yamaguti-pref.,Japan 751-8503  
E-mail :odako@toua-u.ac.jp

## Abstract

The "barrier-free new law", so commonly named, to make the movement of senior citizens and of handicapped persons easier was put into effect in 2006. Since then, the convenience and safety when they move and use public facilities have been improved considerably. However, there are still many curbs in suburban areas. Moreover, differences of height between train floor and platform are remaining everywhere.

Variety of curb climbing wheelchairs are available in the market. The standard front-wheel driven one can climb higher curbs than the standard rear-wheel driven one, since the former has larger diameter of driving wheel than that of latter. However the former is not maneuverable, in principle, when it makes a turn. Regarding the sled type one, though it has comparatively simple structure, it can not climb a high curb because of its dependence on friction. As for the power assisted types, such as the electric motor and oil-pressure driven type and the caretaker operated type, they are heavy and expensive.

This paper describes basic mechanical principle and experiments on a newly designed standard type rear-wheel driven wheelchair with auxiliary wheel to climb high curbs. The auxiliary wheel in this design are supported by a solid frame or by plate springs and the proposed wheelchair is able to climb high curbs easily by user's own muscle strength.