

不整地移動プラットフォーム RT-Mover シリーズの設計指針*

Design Guideline for a Rough Terrain Mobile Platform, RT-Movers*

中嶋 秀朗*¹ 近藤 拓真*²
 (Shuro NAKAJIMA) (Takuma KONDO)

In this paper, we propose the guideline for designing a rough terrain mobile platform, named a series of RT-Mover, according to a target environment, because we have already developed five RT-Movers and begun to grasp the point of designing it. RT-Movers have the strength that they have both of wheel mode and leg mode in spite of the simplicity of mechanism. The purpose of this paper is to introduce the method to decide boundary dimension of this robot and to derive the necessary torque and angular velocity of each axis.

KeyWords : design, mobile, platform, rough terrain, mobile robot, leg-wheel robot

1. はじめに

雲仙・普賢岳での無人化施工機械¹⁾、軍事ロボットでもある iRobot 社の Packbot、福島第一原発の探査用としての Quince²⁾ など、人が行きにくい、もしくは行けない場所でのロボットの実用化が実現している。これらの環境の移動路面はもちろん舗装されているわけではないので、各使用環境に応じた不整地移動能力が必要であり、大直径の車輪や、クローラを活用した機構が用いられている。また、Mars Pathfinder 計画³⁾ においては、六輪ロッカーボギー機構型の惑星探査ローバである Sojourner, Spirit, Opportunity などが NASA により実用されている。上記のような極限環境での移動は、効率性よりも高い移動能力を求めた結果クローラ応用機構型か、移動能力がそれほど必要とされない環境では車輪応用機構型で行われている。

一方、オフィスや病院、道路や駅など屋内外問わず人間の一般生活空間におけるロボットの活用も強く望まれており、例えば iRobot 社の掃除ロボットルンバや富士重工(株)の業務用掃除ロボット RFS シリーズなどが実用されている。極限環境とは異なり、このような環境では移動効率や移動速度も考慮すべき重要な要素であり、実用されている移動ロボットの移動台車は通常車輪型である。そのため、これらの不整地移動能力は一般的に低く、使用環境が限られていることも現実である。

例えば階段に対してはエレベータなどのインフラによるバリアフリー化が進んでいるが、いくらバリアフリー化が進んだとしても、例えば車道と歩道の段差などは取りきれない不整地であろう。つまり、ほとんどは舗装された路面であるが、段差や溝、凸路面などの不整地が散在する路面環境で移動できることが人間の一般生活空間で活躍するロボットに求められている。本論文は、このような環境を対象とする不整地移動プラットフォームに関するものである。

使用環境に応じてサイズを変更すればよいような共通移動プラットフォームができれば、例えば院内での物品搬送用と車いすの代替用を、サイズは異なるが同じ機構や制御手法の移動体で実現できる。同タイプでサイズが異なるロボットを開発する利点は4輪という同タイプで様々なサイズのある自動車を考えれば明らかであり、例えば実用化フェーズでの保守性、運用性、経済性のよさや技術改良の発展性などが上げられる。

これまで開発された同タイプでサイズが異なるロボットの例としては TITAN や BigDog シリーズなどが挙げられる。TITAN シリーズには例えば、舗装路面の高速移動を目的としたローラーウォーカー⁴⁾ (本体長さ 0.5[m]) や山の斜面の工事を目的とした TITAN-XI⁵⁾ (本体長さ 4.8[m]) がある。BigDog シリーズでは起伏の多い地形で歩兵に随伴できる輸送用ロボットとして BigDog⁶⁾ (本体長さ 1[m]) や物資輸送用ロボットとして LittleDog⁷⁾ (本体長さ 0.34[m]) がある。これらもほぼ同じ機構の下、異なるサイズで開発され、使用用途に応じた研究開発が効果的に行われてきた。

次に本論文で扱う「RT-Mover シリーズ」について述べる。RT-Mover⁸⁾ はシンプルな機構と制御手法で、かつ使用環境下で十分な不整地移動能力をもつというコンセプトで開発してきた。対象とする移動地形は、都市の歩道環境などを含んだ段差もある人工的な屋外環境や散策路程度の自然地形としている。繰り返しになるが、極限作業用以外で活躍するフィールドは、上記を考えればロボットが広く活躍できるからである。

実際の走行路面は舗装された整地が多い。その際の高速性と高い安定性のため、実績が群を抜いている自動車と同じ4車輪型を RT-Mover はベースとしている。人や物を乗せて不整地を移動するので、人や物の搭載部を常に水平に保った上で不整地移動できる機構も望まれる。自動車を出発点においた機構については文献⁸⁾ で述べたので割愛するが、図1のように4車輪+5つの駆動軸から成り立っている。5つの駆動軸とは、積載部を水平に保つためのピッチ調整軸(側面図、図2(a1),(a2))と前後のロール調整軸(正面図、図2(b1),(b2))、移動方向の変更等を行う前後のステアリング調整軸(上面図、

* 原稿受付 2012年1月10日

* 1 会員, 千葉工業大学
(〒275-0016 習志野市津田沼 2-17-1)* 2 非会員, 千葉工業大学大学院工学研究科
未来ロボティクス専攻

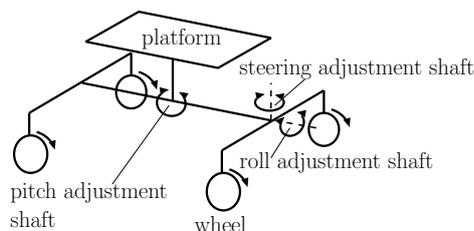


Fig.1 Model of RT-Mover

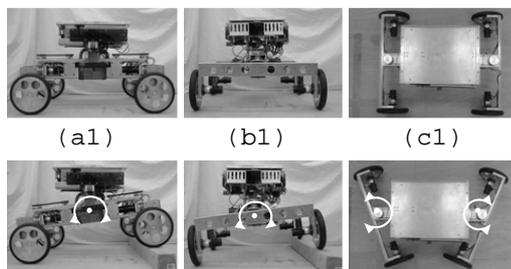


Fig.2 Each adjustment shaft

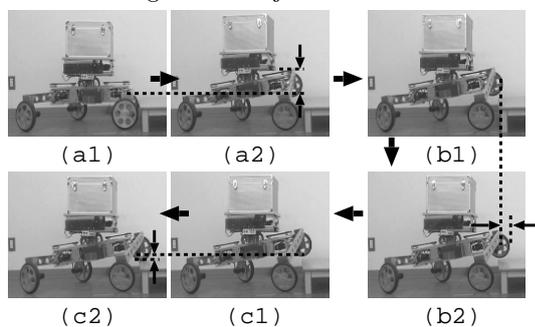


Fig.3 A motion in the leg mode

図 2(c1),(c2) である。移動方法としては車輪モードと脚モードがある。それぞれ簡単に説明すると、車輪モードではなだらかに変化する凹凸地形や斜面を高速に移動でき、脚モードでは大きな段差や溝を静的安定性を保ちながら移動することができる。図 3 に脚モードで段差を移動している様子を示す。破線間の距離は遊脚（前左車輪）の移動量を示している。この時、ロール調整軸を使用して前左車輪を上げ（図 3(a1) (a2)）、ステアリング調整軸を使用して前に出し（図 3(b1) (b2)）、再びロール調整軸を使用して脚を下ろす（図 3(c1) (c2)）。また、六輪ロッカーボギー機構も同様な不整地移動機構として使用されることが多いが、六輪ロッカーボギー機構は受動軸で構成されている部分が多く、例えば任意の車輪を脚のように能動的に上げることはできない。つまり、側溝を跨ぐような動きは不可能であり、脚モードの特徴である能動的な接地点の選択ができない理由から RT-Mover シリーズでは使用していない。なお、荷物搭載部を水平に保つ機構に関しては TAQT Carrier⁹⁾ などが参考になる。ただし TAQT Carrier の水平維持機構だと重心位置も機体ピッチ軸に対応して前後に大きく動いてしまう。RT-Mover シリーズの上りと下り両方の段差移動を考えると、重心位置は前後に大きく動かない方がよい。TAQT Carrier の水平維持機構は使用しなかった。

これまで図 4、図 5 に示すように、1 号機（図 4 では Prototype と表記）、Dtype、Ptype1、Ptype2、Stype とサイズの異なる RT-Mover シリーズを 5 機開発してきた。表 1 に RT-Mover シリーズの仕様を示す。評価中の

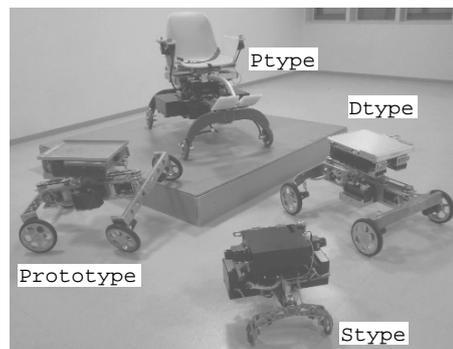


Fig.4 RT-Mover series



Fig.5 RT-Mover Ptype2

表 1：RT-Mover シリーズの主要諸元

長さの単位は [mm]	Stype	Dtype	Prototype	Ptype1	Ptype2
全長	500	800	800	1322	1138
全幅	412	630	630	696	739
全高	334	480	480	965	909
車輪径	100	200	200	150	200
トレッド	300	600	600	650	650
ホイールベース	400	600	600	1000	750
車高 [mm]	119	156	152	215	205
荷物搭載（搭乗）部長さ	211	350	400	350	350
荷物搭載（搭乗）部幅	226	300	300	400	400
荷物搭載（搭乗）部高さ	334	460	460	670	580
重量 [kg]	9	27	28	87	70
最小旋回半径	346	520	520	870	650
最高車体速度 [m/s]	1.29	0.628	0.314	1.32	1.65
車輪モード踏破凸地形高さ (1)	-	80	80	30	50
車輪のみ凸地形と接触 (実測)	-	-	-	-	-
脚モード踏破段差高さ (実測)	-	150	150	200	-

項目に関しては「-」と表記している。本論文では、今までの開発から見てきた用途に応じた主要寸法と主要トルク、角速度を導く関係式を作ることを目指す。

RT-Mover は不整地移動ロボットのプラットフォームとして開発しており、例えばそのうちの 1 つのアプリケーションとして図 5 に示すようなパーソナルモビリティビークル (PMV) がある。現在、独立行政法人鉄道建設・運輸施設整備支援機構「運輸分野における基礎的研究推進制度」の支援を受けて PMV の研究開発を進めている。このプロジェクトは不整地移動能力を持つ PMV を開発し、モビリティサポートシステム (MSS) で移動支援を行いつつ、例えば鉄道など他の輸送機関との連携もできるようにするものである。

2. 機体主要寸法の設計方針

主要寸法の検討では第一段階として静的な動作を想定し、加減速による動的な効果が加わるような動作は除いた範囲で議論する。本論文における静的な動作の評価基準を次の 2 つとする。1. 車輪モードと脚モードどちらの移動手段であっても静的安定性を保ちながら移動できること、2. 求められる移動能力があることである。

図 1 の機構におけるハードウェアの内部干渉を防ぐために各駆動軸の最大可動範囲は、ステアリング調整

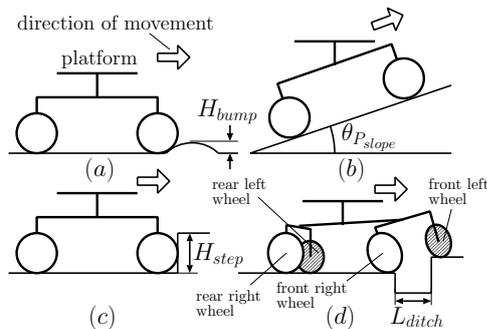


Fig.6 Road surfaces in the targeted environment

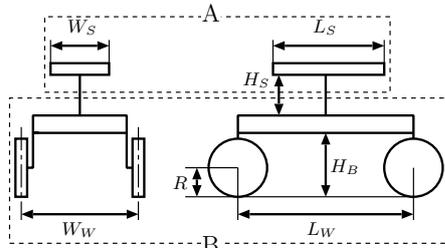


Fig.7 Boundary dimension of RT-Mover

軸 $\theta_{S_{max}} = \pm 30[\text{deg}]$, ロール調整軸 $\theta_{R_{max}} = \pm 30[\text{deg}]$,
ピッチ調整軸 $\theta_{P_{max}} = \pm 25[\text{deg}]$ として議論を進める .

重心を荷物搭載部上部 (図 7 , A) と荷物搭載部下部 (図 7 , B) に分けて考えた場合に荷物搭載部上部の前後左右方向の重心は荷物搭載部中央に配置されるものとする . その場合 , 荷物搭載部が水平になるようにピッチ調整軸で制御されるので荷物搭載部下部 (胴体) が不整地を移動することで傾いたとしても , 荷物搭載部上部の重心はピッチ調整軸上に位置する . 荷物搭載部下部の重心は RT-Mover シリーズ開発の経験の下 , 車高 (図 7 , H_B) の 1.25 倍の高さに位置するものと仮定する . 荷物搭載部下部を胴体と呼ぶことにして以下の議論を進める . また , 機体強度は十分に足りているものとする . 以下に RT-Mover の機体主要寸法を決定する手順を示す .

図 6 は RT-Mover が対象としている , 都市の歩道環境など段差もある人工的な屋外環境や , 散策路程度の自然環境にある代表的な路面形状である . 同じ路面形状の中で目標とする最大値を各路面の主要寸法とする . 図 6 の各路面の主要寸法は次の 4 つである .

- 車輪モードで移動する路面の凸ブロック高さ (図 6(a) , H_{bump})
- 車輪モードで移動する路面の傾斜角度 (図 6(b) , $\theta_{P_{slope}}$)
- 脚モードで上る段差高さ (図 6(c) , H_{step})
- 脚モードで跨ぐ溝の奥行き (図 6(d) , L_{ditch})

また , 各路面は機体の左右方向に傾いている場面も考慮する .

これらに応じて RT-Mover の主要寸法を決める . RT-Mover を特徴づける主要寸法は文献 ⁸⁾ より

- 車輪半径 (図 7 , R)
- トレッド (図 7 , W_W)
- ホイールベース (図 7 , L_W)
- 車高 (図 7 , H_B)
- 荷物搭載部寸法 (図 7 , L_S (長さ) , W_S (幅) , H_S (胴体上面と荷物搭載部下面の距離))

である .

3 章ではこれら主要寸法の設計方法について記載する . 4 章では 3 章で決定した主要寸法をもとに各調整軸に必要なトルクと角速度について記載する .

3. 機体主要寸法の検討

3.1 車輪半径の寸法検討

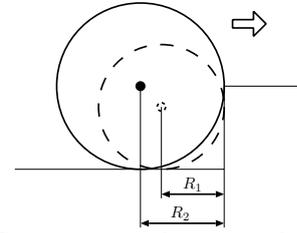


Fig.8 Step size according to a wheel radius

車輪半径 R の寸法は , 1. 車輪モードで凸ブロック (図 6(a) , H_{bump}) を移動する際の踏破性 , 2. 脚モードで段差 (図 6(c) , H_{step}) を移動する際の歩幅 , の 2 つに着目して求める . 始めに最小値を求める . 車輪半径が小さいことの利点は車輪が段差に接触し脚モードで移動する際に , 遊脚の歩幅を小さくできる点である . 遊脚を段差上に乗せるためには車輪半径以上の歩幅 (図 8 , R_1 , R_2) が必要となる . 車輪半径の違いにより必要な歩幅が変化する様子を 図 8 に示す . 歩幅はステアリング調整軸を動かすことで実現するが , 文献 ⁸⁾ よりステアリング調整軸の必要操作量は脚モード時の静的安定性に影響を及ぼすので , できる限り小さくしたい .

しかし , 車輪半径を小さくすると車輪モードの不整地移動能力が小さくなる . ここでは凸ブロックを上るために必要な車輪トルクから車輪寸法の最小値を求める . 図 9(a) に RT-Mover が車輪モードで移動中に前輪と凸ブロックが接触した時の様子を示す . このとき , 4 輪駆動であるため前輪の駆動力 F_{front} と後輪の推進力 F_{rear} を利用できる . ただ一方で , 図 9(b) に示すように前後両方の車輪が同時に凸ブロックに接触する場合もある . このときは , 各車輪の駆動力のみで凸ブロックを上らなければならない . そこで , 凸ブロックに接触している 1 つの車輪の駆動力より R の最小値を決定する .

図 10 に凸ブロックに接触した前輪が駆動トルクを出している様子を示す . ここで , 前輪が発生するトルク T_{front} , 前輪に加わる重量 G , 段差接触点から受ける力 N , N と G のなす角度 θ_W , 凸ブロック高さ H_{bump} , 車輪半径 R とする . 前輪自らの駆動トルクによって前輪の接線方向の力 F_{front} を出す . F_{front} , N , G の 3 つの力のつり合いから次式が成り立つ .

$$F_{front} = G \sin \theta_W \quad (1)$$

$$N = G \cos \theta_W \quad (2)$$

また , 前輪が凸ブロックを上るとき次式が成り立つ .

$$F_{front} = \mu N \quad (3)$$

μ は静止摩擦係数であり , 最大静止摩擦係数 μ_{max} より小さい . F_{front} は出力範囲内の力とすると μ により上れる段差高さが決まる . 一般に自動車のタイヤとアスファルトやコンクリート等の路面との静止摩擦係数 μ は 0.6 ~ 0.8 程度と言われている . ここではこの値を参考に

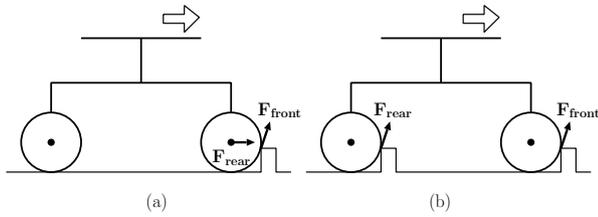


Fig.9 Bumps on a road

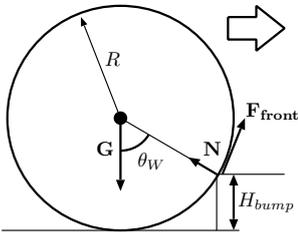


Fig.10 Statical model of a wheel

する．より厳しい状況である $\mu=0.6$ のとき式 (3) より $F_{\text{front}} = 0.6N$ となり, $\theta_W=31[\text{deg}]$ となる．このとき, R と H_{bump} の関係は

$$R \simeq 7H_{\text{bump}} \quad (4)$$

と表すことができる．つまり, 車輪モードで各車輪が他の車輪の推進力なしで上ることが出来る H_{bump} は R の約7分の1となる．図 9(b) の状況でも H_{bump} の凸ブロックを移動したい場合には式 (4) 以上の R とする必要がある．もちろん上ろうとしている H_{bump} が図 9(a) のように単体の場合, 他の車輪の推進力が使えるため式 (4) 以上の凸部を上ることが出来る．

以上より車輪の寸法についてまとめると

$$7H_{\text{bump}} < R \quad (5)$$

であり, R は脚モードの最大歩幅より小さい必要があるので以下の範囲とする．

$$R < (\text{脚モードの歩幅の最大値}) \quad (6)$$

3.2 トレッドの寸法検討

トレッドの寸法は, 1. 上る段差の高さ, 2. 跨ぐ溝の奥行き, 3. 移動する路面の左右方向の傾斜角度, 4. 通過する道幅や小型化又は大きさの指定による制限, の4つに着目して求める．始めに最小値を求める．前右車輪を段差に乗せる様子を 図 11(a1), (a2) に示す．図 11(a1) は前右車輪を上げている様子を示しており, 目のマークの方向から見た前車輪の図を 図 11(a2) に示す．車輪を鉛直方向に上げるにはロール調整軸を使用する．トレッド W_W をロール最大角度 $\theta_{R_{\text{max}}}$ 回転させ, 段差高さ H_{step} を満たす条件は次式で表される．

$$\frac{H_{\text{step}}}{\sin \theta_{R_{\text{max}}}} < W_W \quad (7)$$

次に跨ぐ溝の奥行きより W_W の最小値を求める．溝を跨ぐ様子を 図 11(b1), (b2) に示す．図 11(b1) は前右車輪を前に出している様子を示しており, 目のマークの方向から見た図を 図 11(b2) に示す．車輪を前に出すにはステアリング調整軸を使用する． W_W をステアリング最大角度 $\theta_{S_{\text{max}}}$ 回転させ, 溝の奥行き L_{ditch} を満たす条件は次式で表される．

$$\frac{L_{\text{ditch}}}{\sin \theta_{S_{\text{max}}}} < W_W \quad (8)$$

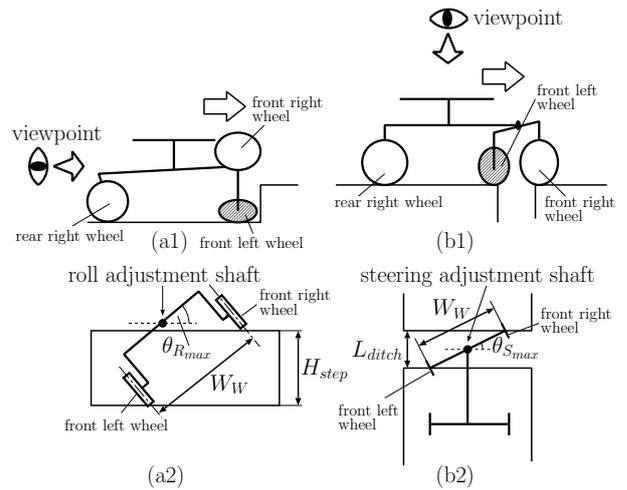


Fig.11 Necessary length of the tread for a step and a ditch

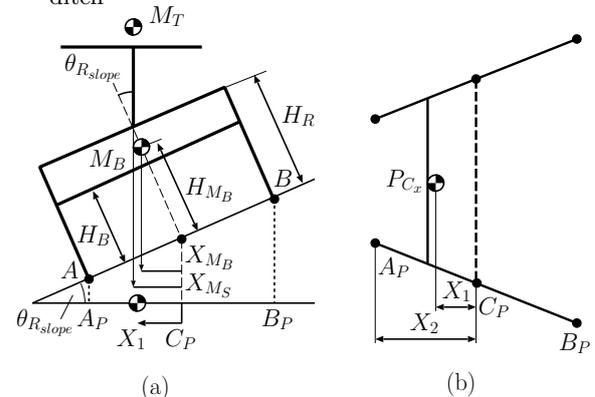


Fig.12 Body configuration when crossing a slope

次にステアリング調整軸を $\theta_{S_{\text{max}}}$ 回転させて左右方向の傾斜角度 $\theta_{R_{\text{slope}}}$ の斜面を移動する際に転倒しないためのトレッドの寸法について考える．図 12(a) はそのときの様子を機体正面方向から見た図であり, ステアリング調整軸をきった状態である．図 12(b) は鉛直面に重心位置と脚の接地点を投影した図である．ここで胴体質量 M_B , 積載物と荷物搭載部を合わせた質量 M_T , 車高 H_B , 胴体重心高さ H_{M_B} , ロール調整軸回転中心高さ H_R , 車輪接地点 A, B , 斜面傾斜角度 $\theta_{R_{\text{slope}}}$, 投影車輪接地点 A_P, B_P , AB の中点を投影した点 C_P , 投影胴体重心位置 X_{M_B} , 積載物と荷物搭載部を合わせた投影重心位置 X_{M_T} , X_{M_B} と X_{M_T} を合成した投影重心位置 X_1 である． X_{M_B}, X_{M_T} は

$$X_{M_B} = H_{M_B} \sin \theta_{R_{\text{slope}}} \quad (9)$$

$$X_{M_T} = H_R \sin \theta_{R_{\text{slope}}} \quad (10)$$

と表され, これらを合成した X_1 は

$$X_1 = \frac{M_B X_{M_B} + M_T X_{M_T}}{M_B + M_T} \quad (11)$$

となる．

左右方向に転倒しないための条件は 図 12(b) より静的安定性を保つために

$$X_1 < X_2 \quad (12)$$

となる．ここで X_2 は

$$X_2 = \frac{W_W}{2} \cos \theta_{S_{\text{max}}} \cos \theta_{R_{\text{slope}}} \quad (13)$$

である．式 (11) (13) より左右方向に転倒しないために必要な W_W は次式で表される．

$$\frac{2(M_B X_{M_B} + M_T X_{M_T})}{(M_B + M_T) \cos \theta_{S_{max}} \cos \theta_{R_{slope}}} < W_W \quad (14)$$

以上から最小値 $W_{W_{min}}$ は式 (7), (8), (14) を満たす値とする．またトレッドの最大値 $W_{W_{max}}$ については,

$$W_W < (\text{小型化又は大きさの目標寸法値}, \text{道幅による制限寸法値}) \quad (15)$$

を満たす値とする．

3.3 ホイールベースの寸法検討

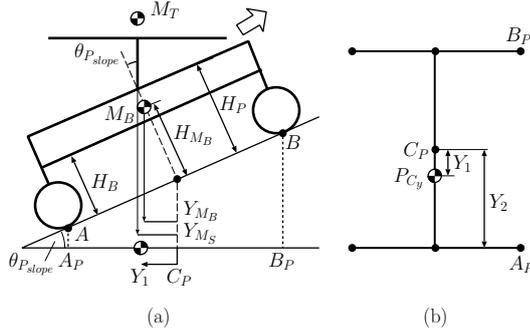


Fig.13 Body configuration when climbing a slope

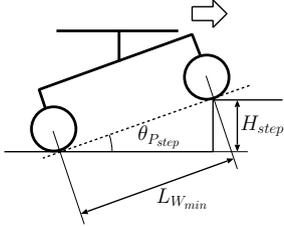


Fig.14 Length of wheelbase

ホイールベースの寸法は, 1. 上る段差高さ, 2. 移動する路面の前後方向の傾斜角度, 3. 旋回半径, 4. 小型化の目標寸法値, の4つに着目して求める．始めに, 上る段差高さよりホイールベースの最小値を決定する．図14に段差高さ H_{step} を上る際のホイールベース $L_{W_{min}}$ と車体ピッチ角度 $\theta_{P_{step}}$ の関係を示す．段差移動時にも荷物搭載部の水平を保つための条件は

$$\theta_{P_{step}} < \theta_{P_{max}} \quad (16)$$

である．これより $L_{W_{min}}$ は

$$L_{W_{min}} = \frac{H_{step}}{\sin \theta_{P_{step}}} \quad (17)$$

となる．

次に移動する路面の前後方向の傾斜角度よりホイールベースの最小値を決定する．トレッドの寸法と同様に求め, 図13より前後方向に転倒しないために必要な $L_{W_{min}}$ は次式で表される．

$$\frac{2(M_B Y_{M_B} + M_T Y_{M_T})}{(M_B + M_T) \cos \theta_{P_{slope}}} < L_{W_{min}} \quad (18)$$

次に最大値を求める．最大値は達成したい旋回半径, もしくは小型化の目標寸法値から求める．機体の旋回半

径 R_W を満たすホイールベース $L_{W_{max}}$ をステアリング最大角度 $\theta_{S_{max}}$ から求める．前後のステアリング調整軸を図15のように逆位相に $\theta_{S_{max}}$ 回転させたとき R_W を満たす $L_{W_{max}}$ は次式で表される．

$$L_{W_{max}} = 2R_W \tan \theta_{S_{max}} \quad (19)$$

式 (17) (18) (19) よりホイールベースの寸法範囲は

$$L_{W_{min}} < L_W < L_{W_{max}} \quad (20)$$

であり, また

$$L_W < (\text{小型化の目標寸法値}) \quad (21)$$

により決定する．

3.4 車高の寸法検討

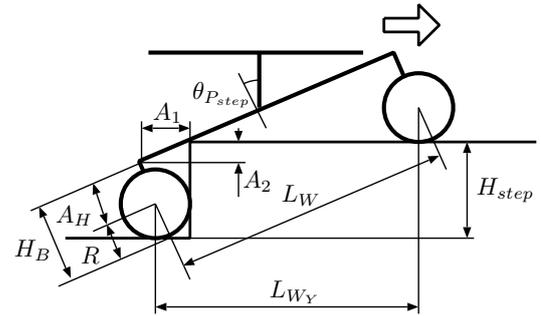


Fig.16 Height to the bottom of its body

車高 H_B は上る段差高さ H_{step} より求める．図16に後輪が段差と接触した際の様子を示す．高さ H_{step} の段差移動時に胴体下面が段差と接触しない H_B は以下のようになる．

$$A_H + R < H_B \quad (22)$$

R は車輪半径である．図16より車輪中心から胴体下面までの距離 A_H を求める． H_{step} は

$$H_{step} = A_2 + A_H \cos \theta_{P_{step}} + R \quad (23)$$

と表される．ここで A_2 は幾何学的に次式で表される．

$$A_2 = \frac{R + A_H \sin \theta_{P_{step}}}{\tan(\frac{\pi}{2} - \theta_{P_{step}})} \quad (24)$$

A_H は式 (23), 式 (24) より次式で求められる．

$$A_H = \frac{H_{step} - R - \frac{R}{\tan(\frac{\pi}{2} - \theta_{P_{step}})}}{\frac{\sin \theta_{P_{step}}}{\tan(\frac{\pi}{2} - \theta_{P_{step}})} + \cos \theta_{P_{step}}} \quad (25)$$

式 (25) 中の車体ピッチ角度 $\theta_{P_{step}}$ は余弦定理より

$$\theta_{P_{step}} = \cos^{-1} \left(\frac{-H_{step}^2 + L_W^2 + L_{W_Y}^2}{2L_W L_{W_Y}} \right) \quad (26)$$

であり, L_{W_Y} は次式である．

$$L_{W_Y} = \sqrt{L_W^2 - H_{step}^2} \quad (27)$$

H_B が高くなると重心位置が高くなる傾向があり, 安定性の観点から重心はなるべく低い方がよいので H_B はなるべく小さくする．

3.5 荷物搭載部の寸法検討

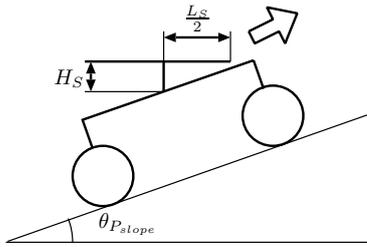


Fig.17 Dimension of the platform

荷物搭載部の長さ L_S 、幅 W_S は乗せる積載物の大きさによって決まる。ここで荷物搭載部に乗せる積載物の大きさと積載位置について説明する。積載物の大きさは荷物搭載部の寸法以下とする。これは荷物搭載部の寸法範囲内に積載物の重心が位置することで積載物の転落を防ぐためである。本論文では積載物の重心は荷物搭載部中央に位置するものとしている。仮に積載物の重心位置がずれ、静的安定性が低下し転倒の恐れがある場合には、安定性を向上させる荷物搭載部スライド機構もしくは補助脚機構を用いようと考え現在研究開発中である。それぞれ簡単に説明すると、荷物搭載部スライド機構は荷物搭載部を左右に平行移動させることによって積載物の重心位置を支持多角形の内側に移動させるものであり、補助脚機構は機体中央の左右に取り付けた鉛直方向に動作する直動機構を用いて脚の接地点を増やすことによって積載物の重心位置を脚の接地点を結んだ支持多角形の内側にするものである。

荷物搭載部サイズは積載物の大きさ以上とするため、長さ L_O 、幅 W_O の積載物を乗せるための荷物搭載部の最小値は $L_O < L_S, W_O < W_S$ である。人が乗るパーソナルモビリティビークルの場合、足をのせる部分を追加するので人が座る部分が L_O, W_O となる。また、最大値は小型化の目標値もしくは大きさの指定値（トレッド W_W とホイールベース L_W ）を使用する。よって荷物搭載部の寸法範囲は以下になる。

$$L_O < L_S < L_W \quad (28)$$

$$W_O < W_S < W_W \quad (29)$$

胴体上面と荷物搭載部下面の距離 H_S の最小値は、胴体の前後の傾きの最大値から決定する。胴体の前後方向の傾きは、段差移動時の θ_{P_step} （図 14）と斜面移動時の θ_{P_slope} （図 17）がある。図 17 より、荷物搭載部と胴体の接触を防ぐために H_S は次式を満たす必要がある。

$$\frac{L_S \tan \theta_{P_step}}{2} < H_S \quad \text{かつ} \quad \frac{L_S \tan \theta_{P_slope}}{2} < H_S \quad (30)$$

実際には、 L_S の最大値は式 (28) から決まるのではなく、車輪モードで凸ブロックを移動する際に荷物搭載部を水平に保つために発生する慣性モーメントの影響を小さくするために H_S をなるべく小さくしたいので式 (30) から決まることが多い。

以上が RT-Mover の主要寸法の決定方針である。実際には求めた主要寸法で脚モード時の安定性を文献⁸⁾ 同様に検討する。移動したい段差高さを移動する際の脚モードの安定性が仮に不足する場合、安定性を向上させる荷物搭載部スライド機構もしくは補助脚機構を用いることになる。なお現在、RT-Mover の「適応歩容」に関

する研究を進めている。これは、路面に応じて必要な脚動作を自律的に生成する歩容である。適応歩容により、車輪では移動できない凸地形がランダムに散在する路面などのより広範囲の不整地路面を移動できるようになる予定である。

次節では求めた寸法を用いて各軸に必要なトルクと角速度について議論する。

4. トルクと角速度の検討

4.1 車輪のトルクと角速度検討

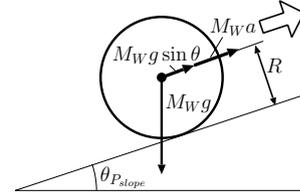


Fig.18 Wheel torque for a slope

車輪の角速度は最高速度から、トルクは斜面における加速能力から求める。始めに要求される最高速度 V_{max} [m/s] を満たすための車輪角速度 ω_w を求める。 V_{max} は車輪半径 R を用いて次式で表される。

$$\omega_w = \frac{V_{max}}{R} \quad (31)$$

次に必要なトルク τ_w を求める。加速能力を満たすための加速度 a は要求仕様として、 T [s] 間に最高速度 V_{max} [m/s] に達する場合を考える。この時、加速度 a は

$$a = \frac{V_{max}}{T} \quad (32)$$

となる。各車輪が傾斜角度 θ_{P_slope} の斜面において、 a を満たすために必要な推進力 F_W は次式で表される。

$$F_W = M_W (a + g \sin \theta_{P_slope}) \quad (33)$$

ここで M_W は全質量 M の 1/4 とする。これより τ_w は

$$\tau_w = F_W R \quad (34)$$

となる。

以上より車輪の必要な角速度は式 (31)、必要なトルクは式 (34) を満たすものとする。

4.2 車輪モードで凸ブロックを移動する際のピッチ、ロール調整軸の応答時間

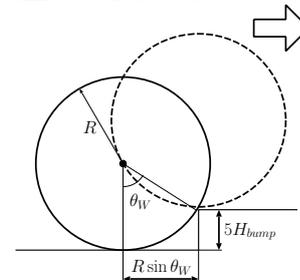


Fig.19 Model of a wheel on a step

4.3, 4.4 節でピッチ、ロール調整軸に要求される角速度を求めるための応答時間について述べる。各軸は高速で移動する車輪モード時においても荷物搭載部を水平に保つ応答速度が必要である。図 19 に片側の車輪が

凸ブロックに接触した際の様子を示す．ここで凸ブロック高さ $5H_{bump}$ ，車輪半径 R ，凸ブロックと車輪の接地点から車輪中心点を結ぶ線と車輪中心点から鉛直下方に伸びる線のなす角度 θ_W である．ここでの凸ブロック高さについて，3章では H_{bump} は同時に全ての車輪が凸ブロックに接した場合は考えたが，ここでは1つの凸ブロックがある車輪に接する場合を考える．その場合3章の H_{bump} の5倍程度まで上がることが可能であることは経験的に分かっているので， $5 \times H_{bump}$ として議論を進める．車体は速度 V で移動しているとする．このとき車輪は角速度 ω_{bump} で回転している． ω_{bump} で θ_W 回転するための時間 T_{bump} は次式で表される．

$$T_{bump} = \frac{\theta_W}{\omega_{bump}} \quad (35)$$

式 (35) をもとに，次節からピッチ，ロール調整軸に必要な角速度を求める．

4.3 ピッチ調整軸のトルクと角速度検討

ピッチ調整軸のトルクと角速度は荷物搭載部を水平に保つために必要な要求から求める．その要求とは，高さ $5H_{bump}$ の凸ブロックを移動する際に荷物搭載部を水平に保てる角速度，求めた角速度を実現するトルクがあることである．始めに高さ $5H_{bump}$ の凸ブロックを車輪モードで移動する際に荷物搭載部を水平に保てる角速度を求める．式 (17) よりホイールベース L_W で片側車輪が高さ $5H_{bump}$ の凸ブロックを上る際のピッチ角度 $\theta_{P_{bump}}$ は

$$\theta_{P_{bump}} = \sin^{-1} \left(\frac{5H_{bump}}{2L_W} \right) \quad (36)$$

となる．片側車輪のみ凸ブロックに乗っているのでピッチ角度は半分になる．これよりピッチ調整軸に求められる角速度 ω_p は近似的に次式で表される．

$$\omega_p = \frac{\theta_{P_{bump}}}{T_{bump}} \quad (37)$$

次に求めた角速度を実現するためのトルクについて検討する．ここで積載物の質量 M_L ，ピッチ回転中心と積載物の重心の距離 H_L ，荷物搭載部の質量 M_C ，ピッチ回転中心と荷物搭載部の重心の距離 H_C とした場合， ω_p を実現するためのトルク τ_p は慣性モーメントの公式より次式で表される．

$$\tau_p = (M_L + M_C) \left(\frac{M_L H_L + M_C H_C}{M_L + M_C} \right)^2 \frac{\omega_p}{T_{bump}} \quad (38)$$

以上よりピッチ調整軸の角速度は式 (37) を，トルクは式 (38) を満たすものとする．

4.4 ロール調整軸のトルクと角速度検討

ロール調整軸のトルクは脚モード，角速度は車輪モードに必要な要求から求める．その要求とは，1. 脚モードにおいて，脚先に全質量の半分 $M/2$ が加わっていると仮定し，脚を持ち上げるトルクがあること，2. 車輪モードにおいて，高さ $5H_{bump}$ の凸ブロックを移動する際にシート部を水平に保てる速度があること，の2点で

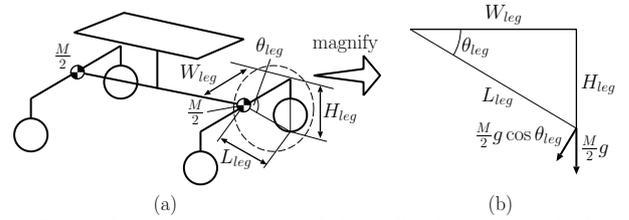


Fig.20 Necessary torque of the roll adjustment shaft

ある．始めにトルクについて検討する．図 20(a) はロール調整軸とステアリング調整軸が交わる点に質量 $M/2$ ((胴体 + 荷物搭載部 + 積載物)/2) が配置されたモデルを示している．図 20(b) は図 20(a) の破線部分を拡大した図である．ここで脚幅 W_{leg} ，脚高さ H_{leg} ，ロール回転軸と脚先を結ぶ直線距離 L_{leg} ， L_{leg} と W_{leg} がなす角度 θ_{leg} である． W_{leg} はトレッド W_W の半分の長さであり $W_{leg} = W_W/2$ とする． L_{leg} は三平方の定理より

$$L_{leg} = \sqrt{W_{leg}^2 + H_{leg}^2} \quad (39)$$

となる．これより，脚を上げるために必要なトルク τ_r は次式で表される．

$$\tau_r = \frac{M}{2} g L_{leg} \cos \theta_{leg} \quad (40)$$

式 (40) 中の θ_{leg} は三角関数の公式より次式で表される．

$$\theta_{leg} = \tan^{-1} \left(\frac{H_{leg}}{W_{leg}} \right) \quad (41)$$

次に高さ $5H_{bump}$ の凸ブロックを車輪モードで移動する際に荷物搭載部を水平に保てる速度を求める．車輪が高さ $5H_{bump}$ を時間 T_{bump} 内に鉛直に上がるために必要な鉛直方向の速度 V_R は近似的に

$$V_R = \frac{5H_{bump}}{T_{bump}} \quad (42)$$

となる．車輪はロール回転軸から W_{leg} (トレッド W_W の半分) 離れた距離にあるのでロール調整軸に必要な角速度 ω_r は

$$\omega_r = \frac{V_R}{W_{leg}} \quad (43)$$

となる．以上よりロール調整軸のトルクは式 (40) を，角速度は式 (43) を満たすものとする．

4.5 ステアリング調整軸のトルクと角速度検討

ステアリング調整軸のトルクと角速度は車輪モードで移動する場面から考える．トルクは片側車輪が凸ブロックに接触した際にモーメントが発生する場面から，角速度は旋回する場面から求める．始めにトルクについて検討する．図 21(a) に片側の車輪が凸ブロックにのり上げている途中の様子を上部から見た図を，図 21(b) にその時の車輪の力学モデルを示す．この時に発生するモーメントを打ち消すトルクが必要である．要求されるトルク τ_s は図 21(a) より次式で表される．

$$\tau_s = \mathbf{F}_S W_{leg} \quad (44)$$

ここでステアリング回転中心から車輪中心までの距離 W_{leg} はトレッド W_W の半分の長さであり $W_{leg} = W_W/2$

とする．この時に発生する力 F_S を図 21(b) の車輪の力学モデルから求める．図 21(b) の各記号は図 10 のものと同じである．凸ブロックと車輪の接触点に発生する反力の水平方向成分 F_S は

$$F_S = N \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_W\right) \quad (45)$$

となる．ここで $N = G \cos \theta_W$ である．式 (44), (45) より以下の式を得る．

$$\tau_s = N \cos\left(\frac{\pi}{2} - \theta_W\right) W_{leg} \quad (46)$$

次に要求時間 T_S 内にステアリング調整軸を可動範囲である $2|\theta_{S_{max}}|$ きるための角速度 ω_s について述べる． ω_s は $T_S, 2|\theta_{S_{max}}|$ から次式で表される．

$$|\omega_s| = \frac{2|\theta_{S_{max}}|}{T_S} \quad (47)$$

以上よりステアリング調整軸のトルクは式 (46) を，角速度は式 (47) を満たすものとした．

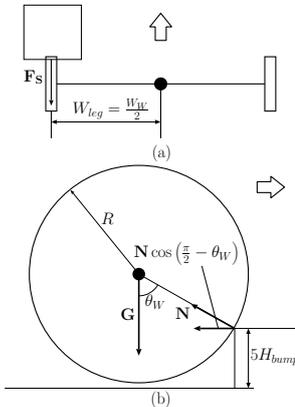


Fig.21 Necessary torque of the steering adjustment shaft

5. 実機の開発例と移動能力の確認

5.1 荷物搬送用

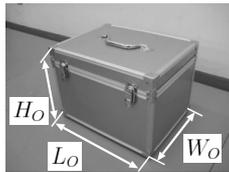


Fig.22 RT-Mover Prototype Fig.23 A load (mass 3[kg])

RT-Mover シリーズの具体的な開発例 (図 22, 1号機) に基づき, 3章の寸法検討方針と4章のトルクと角速度検討方針を検証する．設計指針の有効性を示すために実機実験を行い, 要求路面を移動できるか検証した．想定使用環境は研究室で発注した機械部品が大学の事務室に届き, 機械部品が入った箱を研究室に運ぶ場面である．その間, 事務室と研究室は建物が異なるため屋外も移動する想定である．

始めに寸法を求める．移動する地形の寸法および条件, 機体への要求を以下とする．

- ・段差高さ $H_{step}=150[\text{mm}]$
- ・溝幅 $L_{ditch}=200[\text{mm}]$
- ・前後方向の傾斜角度 $\theta_{P_{slope}}=20[\text{deg}]$
- ・左右方向の傾斜角度 $\theta_{R_{slope}}=30[\text{deg}]$

- ・1車輪のみ接触する凸ブロック高さ

$$5H_{bump1}=20[\text{mm}], 5H_{bump2}=40[\text{mm}]$$

- ・通路幅 $W_{W_{max}}=800[\text{mm}]$
 - ・全長 850[mm] 以下 (大学内のエレベータの奥行き)
- 機体質量 M_B は 28[kg] とする．また, 図 23 の積載物を乗せる．積載物 (発注した機械部品が入っている箱) の寸法および質量は

- ・質量 $M_L=3[\text{kg}]$
- ・長さ $L_O=350[\text{mm}]$
- ・幅 $W_O=300[\text{mm}]$

とする．以上の要求を満たす車輪半径 R , トレッド W_W , ホイールベース L_W , 車高 H_B , 荷物搭載部長さ L_S , 幅 W_S , 胴体上面と荷物搭載部下面の距離 H_S の寸法 [mm] を3章の式を用いて算出した結果を表 2 に示す．実際の設計上の都合も含めて機体主要寸法は $R=100, W_W=600, L_W=600, H_B=152, L_S=400, W_S=300, H_S=114$ とした．このときの組立図は図 24 であり, 出来上がった実機は図 22 である．

表 2: 1号機用の各寸法範囲

寸法	条件式	最小値	最大値
車輪半径 R	(5)	40	
トレッド W_W	(7) (8) (14) (15)	400	800
ホイールベース L_W	(17) (18) (19) (21)	439	650
車高 H_B	(22)	124	
荷物搭載部長さ L_S	(28)	350	600
荷物搭載部幅 W_S	(29)	300	600
胴体上面と荷物搭載部下面の距離 H_S	(30)	73	

次に各軸のトルクと角速度を求める．想定場面は大学内であるので, 移動速度は人が歩く速度より遅く設定した．また, ステアリング調整軸をきる時間は人が移動を妨げられてもストレスを感じない程度の時間 (自動ドアの開閉時間以下) とし, 移動する地形の寸法および条件は寸法検討と同じものを使用する．各条件は以下である．

- ・車体最高速度 $V_{max}=0.3[\text{m/s}]$
- ・凸ブロック移動速度 $V=0.3[\text{m/s}]$
- ・車体最高速度に達する時間 $T=1[\text{s}]$
- ・ステアリング調整軸をきる時間 $T_S=1[\text{s}]$

これらの条件により求めた各調整軸の角速度 [rad/s] とトルク [Nm] を表 3 に示す．なお, 式 (38) の計算に必要なピッチ調整軸中心から積載物の重心位置までの距離 H_L は 186[mm], 荷物搭載部自体の質量 M_C は 6[kg], ピッチ調整軸中心から荷物搭載部自体の重心位置までの距離 H_C は 376[mm] である．

表 3: 1号機用に必要な角速度とトルク

調整軸名	条件式	必要角速度	条件式	必要トルク
車輪	(31)	3	(34)	2.72
ピッチ	(37)	0.3	(38)	0.19
ロール	(43)	0.59	(40)	45.5
ステアリング	(47)	1.05	(46)	4.6

4章で求めた各軸のトルク τ と角速度 ω は実際にはモータが発生するトルク τ_m , モータの角速度 ω_m , 減速機の減速比 γ , 減速機の伝達効率 η から構成される．

$$\tau = \gamma \tau_m \eta \quad (48)$$

$$\omega = \frac{\omega_m}{\gamma} \quad (49)$$

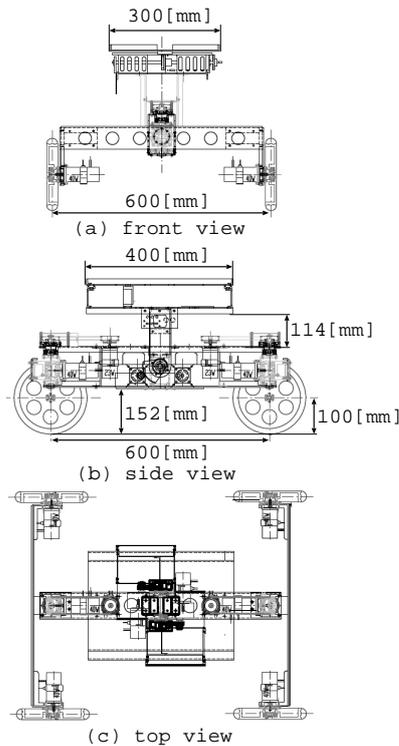


Fig.24 Assembly drawing of RT-Mover Prototype

使用モータとギアの組み合わせは表 3 と式 (48) (49) を満たすように市販品から選択する．一般にロボットに使用されるモータの製造メーカーとしてマクソンジャパン(株), オリエンタルモーター(株), 山洋電気(株), 日本電産(株), 澤村電気工業(株)などが上げられる．今回は駆動電圧 24[V], ハードウェアの干渉を防ぐためモータ長さが短い, プラットフォームとして利用するため入手性が良いなどの理由から山洋電気(株)の T シリーズを基本に選定した．ギアは小形・軽量でかつ, 高い減速比と比較的高い許容トルクをもつ(株)ハーモニック・ドライブ・システムズ(表では HD Systems と表記)製のハーモニックギアを基本に選定した．ピッチ調整軸のギアは他の調整軸に比べ高い減速比が必要であり, また配置するスペースが広くとれることから T シリーズ純正のギアと協育歯車工業(株)の平歯車を組み合わせて使用する．ステアリング調整軸のモータはロール調整軸のモータとの干渉を防ぐためプリー(ゲイツ・ユニッタ・アジア(株))を介して駆動する．以上をもとに決定した RT-Mover 1号機の使用モータのトルクと角速度, ギア比とギア効率を表 4 に示す．ロール調整軸のトルク τ_r は脚モード時に必要なトルクであり連続的には使用しないので, モータの最大トルクを参考にした．ここで脚移動時の安定性を考える必要があるが, 本機体については文献⁸⁾で記述したためここでは割愛する．そこでは 0.15[m] の段差を脚モードで静的安定性を保った上で移動できることを確認している．

図 22 の機体を用いて移動能力の検証実験を行った．図 25 に実機実験の様子を示す．図 25(a) は段差上りの実験であり, 要求事項である $H_{step}=0.15[m]$ の路面移動が可能であることを示している．図 25(b) は溝跨ぎの実験であり, 要求事項である $L_{ditch}=0.2[m]$ の路面移動が可能であることを示している．図 25(c) は前後方向の斜面移動の実験であり, 要求事項である $\theta_{P_{slope}}=20[deg]$ の路面移動

表 4 : 1号機用に選定したモータとギア

	車輪	ピッチ	ロール	ステアリング
モータ	T404-011E18	T404-011E18	T404-011E18	T402-011E18
メーカー	三洋電気(株)	三洋電気(株)	三洋電気(株)	三洋電気(株)
定格出力	40[W]	40[W]	40[W]	24[W]
定格回転数	3000[rpm]	3000[rpm]	3000[rpm]	3000[rpm]
定格トルク	0.13[Nm]	0.13[Nm]	0.13[Nm]	0.074[Nm]
最大回転数	5000[rpm]	5000[rpm]	5000[rpm]	5000[rpm]
最大トルク	0.76[Nm]	0.76[Nm]	0.76[Nm]	0.42[Nm]
ギア	CSF-14-100 -2XH-F-SP	ギア 1:G6-50 ギア 2:S80B 24B+0505 ギア 2:S80B 120B+0508	CSF-14-100 -2XH-F-SP	CSF-14-100-2XH-F-SP P50-3GT(プリー 1) P56-3GT(プリー 2)
メーカー	HD Systems	ギア 1 : 三洋電気(株) ギア 2 : 協育歯車工業(株)	HD Systems	ギア : HD Systems ベルト, プリー : ゲイツ ユニッタ・アジア(株)
ギア比	100	250	100	112
ギア効率	0.8	0.8	0.8	0.8

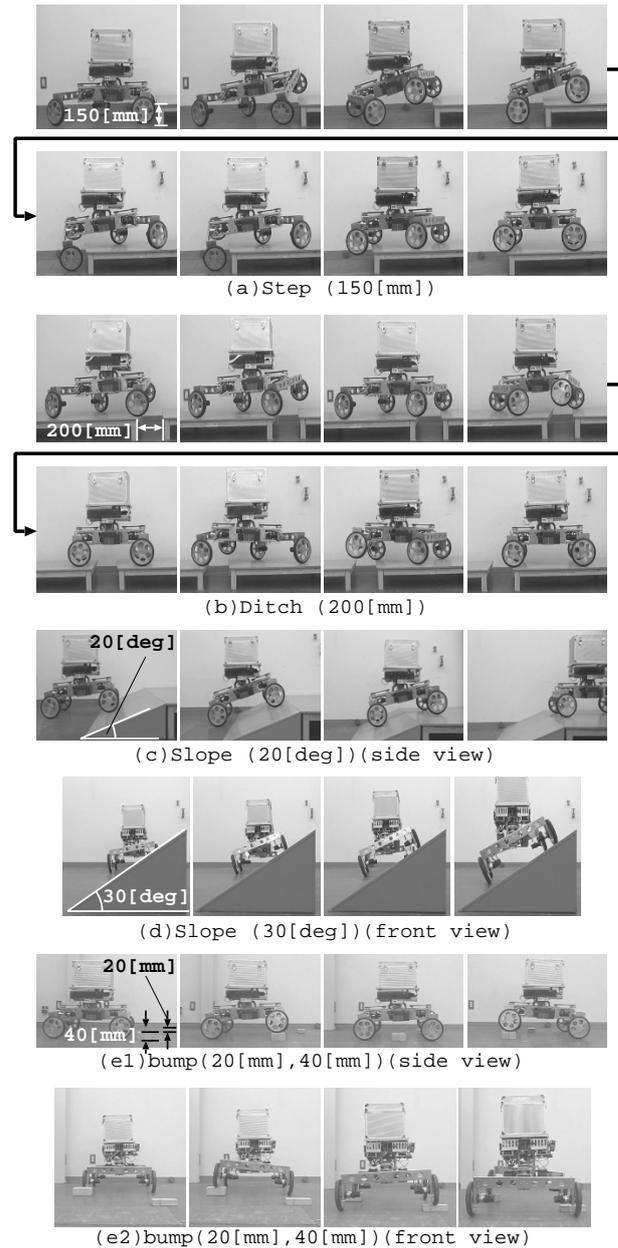


Fig.25 Experimental scenes

が可能であることを示している．図 25(d) は左右方向の斜面移動の実験であり, 要求事項である $\theta_{R_{slope}}=30[deg]$ の路面移動が可能であることを示している．図 25(e1) は凸ブロックの移動の実験を機体側面から, 図 25(e2) は図 25(e1)と同じ実験を機体正面から写した図である．要求事項である $5H_{bump1}=20[mm]$, $5H_{bump2}=40[mm]$ の路面移動が可能であることを示している．

5.2 パーソナルモビリティビークル



Fig.26 RT-Mover Ptype1 Fig.27 An experimental scene

前節と同様に、具体的なパーソナルモビリティビークル (PMV) の開発例 (図 26) に基づき、3 章の寸法検討方針と 4 章のトルクと角速度検討方針を検証する。設計指針の有効性を示すために実機実験を行い、要求路面を移動できるか検証した。想定使用環境は、PMV に人が搭乗して鉄道を利用するために駅構内の移動、車両への乗車・降車を行う場面などを含めた都市環境である。

始めに寸法を求める。移動する地形の寸法および条件、機体への要求は段差高さ $H_{step}=200$ [mm]、溝幅 $L_{ditch}=200$ [mm]、前後方向の傾斜角度 $\theta_{P_{slope}}=25$ [deg]、左右方向の傾斜角度 $\theta_{R_{slope}}=30$ [deg]、1 車輪のみ接触する凸ブロック高さ $5H_{bump}=30$ [mm]、鉄道車両のドア幅 $W_{W_{max}}=1300$ [mm]、全長 1650[mm] 以下 (駅構内のエレベータの奥行き) とする。

機体質量 M_B は 80[kg] とする。また、搭乗者の体重 $M_L=65$ [kg]、着座部の長さ $L_O=300$ [mm]、幅 $W_O=350$ [mm]、とする。以上の要求を満たす車輪半径 R 、トレッド W_W 、ホイールベース L_W 、車高 H_B 、荷物搭載部長さ L_S 、幅 W_S の寸法 [mm] を 3 章の式を用いて算出した。使用した式は 5.1 節と同様のため割愛する。各寸法範囲は、 $30 < R, 400 < W_W < 1300, 355 < L_W < 1650, 139 < H_B, 300 < L_S < 1000, 350 < W_S < 650, 82 < H_S$ となる。算出値の範囲で実際に設計を行った結果、機体主要寸法は $R=75, W_W=650, W_L=1000, H_B=215, L_S=350, W_S=400, H_S=175$ とした。実際に開発した実機は図 26 である。

次に各軸のトルクと角速度を求める。移動速度は電動車いすの JIS 規格「電動車いす JIS T9203:2010」の形式分類において低速用の最高速度 4.5[km/h] を参考にした。各条件は、車体最高速度 $V_{max}=1.25$ [m/s]、凸ブロック移動速度 $V=0.2$ [m/s]、車体最高速度に達する時間 $T=1$ [s]、ステアリング調整軸をきる時間 $T_S=1$ [s]、ピッチ調整軸中心から搭乗者の重心位置までの距離 $H_L=544$ [mm]、搭乗部自体の質量 $M_C=20$ [kg]、ピッチ調整軸中心から搭乗部自体の重心位置までの距離 $H_C=544$ [mm] とした。

これより各調整軸の角速度 [rad/s] とトルク [Nm] は、 $\omega_w = 16.7, \tau_w = 3.7, \omega_p = 0.06, \tau_p = 1.28, \omega_r = 0.37, \tau_r = 461, \omega_s = 1.05, \tau_s = 23$ となる。以上をもとに選定した RT-Mover Ptype1 の使用モータのトルクと角速度、ギア比とギア効率を表 5 に示す。

図 26 の機体を用いて移動能力の検証実験を行い、図 25 と同様に基本的な移動能力を確認した。そのうち、ホームから車両に乗車する場面を想定した段差上りの様子を図 27 に示す。

表 5: Ptype1 用に選定したモータとギア

	車輪	ピッチ	ロール	ステアリング
モータ名	EC-4pole 30	EC-4pole 30	EC-4pole 30	EC-4pole 30
メーカー名	マクソンジャパン	同左	同左	同左
定格出力	100[W]	100[W]	100[W]	100[W]
定格回転数	16800[rpm]	16800[rpm]	16800[rpm]	16800[rpm]
定格トルク	0.0694[Nm]	0.0694[Nm]	0.069[Nm]	0.069[Nm]
最大回転数	17800[rpm]	17800[rpm]	17800[rpm]	17800[rpm]
最大トルク	1.47[Nm]	1.47[Nm]	1.47[Nm]	1.47[Nm]
ギア	SHD-14-100-2SH	ギア 1: CSF-11-100-2XH-J ギア 2:平歯車	ギア 1: SHG-25-160-2SO ギア 2:GP42C	CSF-11-100-2XH-J プーリ 1:HTPA60 プーリ 2:HTPA16
メーカー	HD Systems	ギア 1:HD Systems ギア 2:特注品	ギア 1:HD Systems ギア 2:マクソンジャパン	HD Systems プーリ:(株) ミスミ
ギア比	100	456	3520	375
ギア効率	0.7	0.7 0.9	0.8 0.81	0.7

6. おわりに

今まで 1 号機, Dtype, Ptype1, Ptype2, Stype と 5 機の RT-Mover シリーズを開発してきた。そこから見てきた使用する環境に応じた移動プラットフォームの主要寸法, 主要軸のトルク, 角速度などを導出する流れを整理した。これにより、使いたい環境に応じた移動プラットフォームを設計する事が可能になる。本報告では具体例を 2 つとり実際の移動実験を行うことで、本設計指針が有効であることを検証した。

今後は移動能力向上や経路誘導方法について、より実践的な観点から研究開発し、RT-Mover シリーズを移動プラットフォームとして実用化できるよう改良していきたい。

謝辞 本研究の一部は、独立行政法人鉄道建設・運輸施設整備支援機構「運輸分野における基礎的研究推進制度」の支援を受けて実地したものである。関係各位に深く謝意を表す。

参考文献

- 1) 古賀ら, “雲仙・普賢岳における鋼製スリット砂防えん堤工事の無人化施行”, ダム工学, vol.13, no.4, pp.229-238, 2003.
- 2) K.Nagatani, et al., “Redesign of rescue mobile robot Quince”, Proceedings of the 2011 IEEE International Symposium on Safety, Security and Rescue Robotics, pp.13-18, 2011.
- 3) 久保田, “火星探査機「Mars Pathfinder」”, 日本ロボット学会誌, vol.15, no.7, pp.986-992, 1997.
- 4) 遠藤玄, 広瀬茂男, “ローラーウォーカーに関する研究—脚軌道による推進特性の適応調整—”, 日本ロボット学会誌, vol.26, no.6, pp.691-698, 2008
- 5) 程島竜一ら, “4 足歩行型法面作業ロボット TITAN XI の開発—基本設計と脚機構の動作実験—”, 日本ロボット学会誌, vol.23, no.7, pp.847-857, 2005
- 6) http://www.bostondynamics.com/robot_bigdog.html
- 7) Peter D Nehaus, et al., “Comprehensive summary of the Institute for Human and Machine Cognition’s experience with LittleDog”, The International Journal of Robotics Research, 30(2): 216-235
- 8) Shuro Nakajima, “RT-Mover: a rough terrain mobile robot with a simple leg-wheel hybrid mechaism”, The International Journal of Robotics Research, Vol.30 Issue 13, pp.1609-1626(2011).
- 9) S.Hirose, et al., “THE TAQT CARRIER: A PRACTICAL TERRAIN-ADAPTIVE QUADRU-TRACK CARRIER ROBOT”, Proceedings of the 1992 IEEE/RSJ International Conference on Intelligent Robots and Systems, pp.2068-2073, 1992.