

# ソーラーカーの設計製作

～製作されたソーラーカーの完成度に関する研究～

山崎 保輔・渡部 竜也  
今 貴之・田中 平祐・三浦 順悦

## Performance Estimation of a Solar Car

Yasusuke YAMAZAKI, Tatsuya WATANABE  
Takayuki KON, Heisuke TANAKA and Jyunetsu MIURA

(2003年12月11日受理)

In this study a solar car assembled for the race held in Ogata village (Akita prefecture) has been analyzed about its traveling performance. Through the traveling cyclic noise had been heard continuously to each drivers. Their judgment was that the disagreeable sound was generating mainly from the driving system made up of motor, gear, sprocket, and chain. To solve this problem a small type prony brake dynamometer was assembled and researched into the mechanical efficiency on the driving system abovementioned. As a result the efficiency scattered on 60% nearly, in addition an eccentricity of sprocket set up to drive wheel caused probably to decrease the efficiency.

### 1. 緒言

本研究においては昨年製作したソーラーカーの以下に述べる構成箇所に付いて完成度を把握すべく実験を通し解析検討を加えた。

本研究室で製作したソーラーカーで昨年ラリーに参加し無事完走することは出来たが、ラリー走行時、動力伝達装置（主として減速装置＝ギアボックス）から周期的な異音が発生し、組立て精度不良による伝達損失が発生していると推測された。また、異音は後輪駆動軸に取り付けられたスプロケット付近からも発生していると判断でき、モータ～減速装置（ギアボックス）～チェーン～後輪駆動軸スプロケットからなる動力伝達装置全体に関する動力伝達効率の把握が必要であると考えた。本研究では小型動力計である後述するプロニーブレーキを製作し伝達効率把握のため動力伝達試験を実施した。

次に、走行抵抗を支配する因子となる舵取り装置についての理論、設計、組立て精度の3点に対して再点検を実施すると共に、内輪角と外輪角の関係を計測実験により把握、舵取り精度の確認を進めた。また、ソーラーカー足回り部分のアライメント

（トー、タイヤ空気圧）を故意に変化させ牽引試験により、走行抵抗測定を実施した。

また、昨年本ソーラーカーの転がり抵抗、空気抵抗は牽引法<sup>9)</sup>により求めたが計測誤差が大きく信頼性において懸念が持たれた。従って本研究では上記牽引法に代わる惰行性能試験を試みこの試験法の信頼性検討を進めた、なお、現段階では最初の試みという理由から形状抵抗係数  $C_d=0.32$ 、車両質量  $W=1330$  [kg] であるマニュアル車（富士重工レガシー E-BD5）を用い予備的に行った惰行試験について

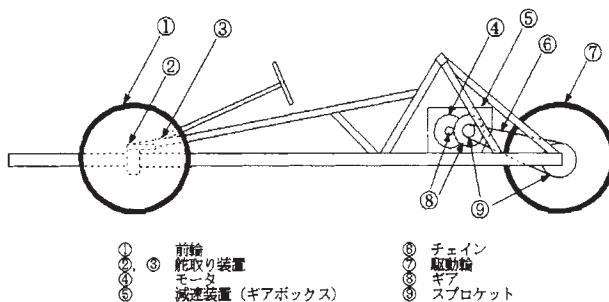


図1 製作されたソーラーカー内部構成図

て報告を行う。

ここで、本研究で製作されたソーラーカーの各機械要素等を図1に示す。

## 2. 製作したプロニーブレーキによる動力伝達試験について

### (1) 目的

昨年、ソーラーカーラリーに参加した際に動力伝達系（モータ～駆動輪）に周期的な騒音の発生がみられた。その騒音はギアボックス（図1）を中心に発生し、動力伝達効率の低下が推測された。また、図2は昨年のラリー走行中の消費動力を示し、設計段階の仕様よりも実走行例のほうが同一速度時に、より多くの駆動動力を必要としていることが判明し動力伝達系損失が主因と考えられた。

また、騒音発生の原因の一つとして駆動輪に装着されたスプロケットの偏心が考えられ、偏心量の測定を実施した。以上のことを考慮した上で動力伝達系における動力伝達損失の把握をする必要と考え、プロニーブレーキ装置を製作し以下の方法で伝達試験を実施した。

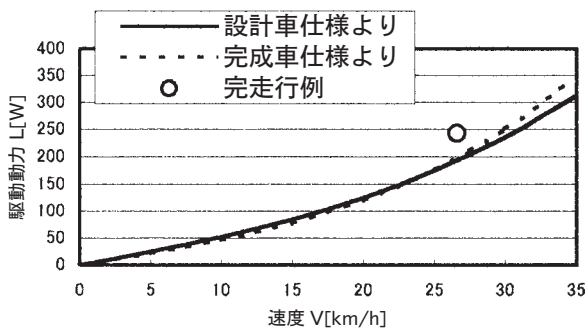


図2 各速度に対する駆動動力

### (2) 動力伝達試験法について

図3に製作したプロニーブレーキ試験装置とそれに用いた電気回路を示す。試験は以下のような手順で行うこととし動力：Lに関する式を次に示す。

$$L[\text{Watt}] = T\omega = l(F - F') \times \frac{2n'\pi}{60} \quad \text{--- (1)}$$

トルクレバーの長さ： $l = 0.2[m]$

ここで、T：トルク、 $\omega$ ：角速度、F：押付力

F'：トルクレバーの質量、 $n'$ ：車輪回転数

$$F' = 0.12g = 1.176[N]$$

試験は以下の手順で行った。

手順1. 後輪軸に発生させる動力Lの設定

手順2. 後輪軸に発生させる回転数  $n'$  の設定

$$\ast n' = \frac{n}{9.5} \quad n = \text{モータ回転数 [r.p.m.]}$$

ここでの9.5は減速比を表す。

手順3. 手順1, 2のL,  $n'$ に対し式(1)より押し付け力Fを算出。例えば

$$L = 200[\text{Watt}], n' = \frac{3000}{9.5} = 316[\text{r.p.m.}] \text{ ならば}$$

$$\text{式(1)より } F = 31.4 [N] = 3.2 [\text{kgf}]$$

手順4. 後輪軸を低回転させ締め付けはネジで調整、設定のFを保持する。

手順5. を維持しながら、デジタル回転計を直結し設定回転数（モータ軸使用）までアクセルにより回転を上げる。

手順6. 手順5の状態を維持しモータ電流、電圧を計測する。

手順7. 動力  $\frac{L}{AV}$  にて、動力伝達効率を算出する。

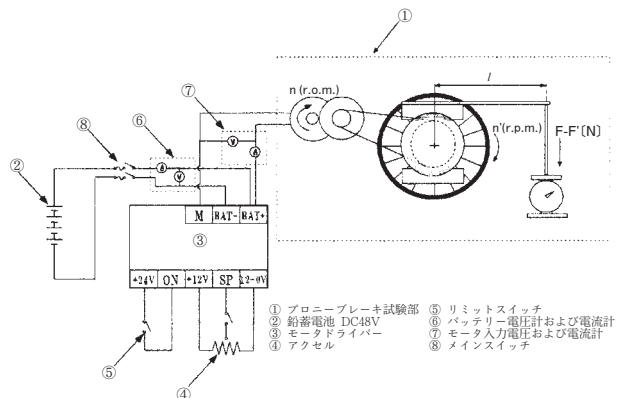


図3 プロニーブレーキ試験装置と電気回路図

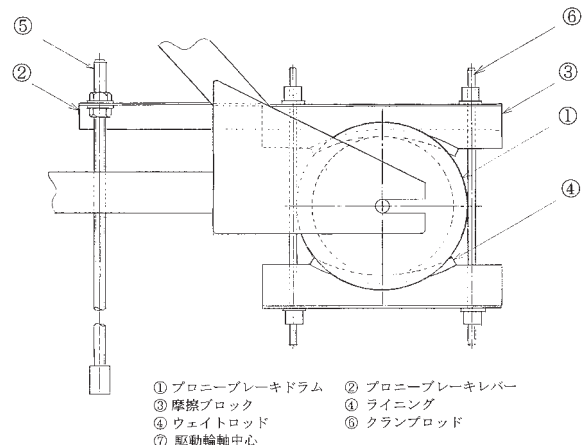


図4 プロニーブレーキ試験装置

ここで、A：モータへの入力電流，V：モータへの入力電圧を示す。

(3) 試験結果

試験結果を図5に示す。この結果からはモータ回転数が増加するのに応じて、駆動伝達効率が低下する傾向にある。発生騒音に関しては騒音計を用いた測定を実施したが顕著な変化はとらえられなかったが、音を聴いた感じではモータの出力が増加するのに応じて低音から高音になっていく傾向があった。

モータ入力電力に対し駆動伝達効率は図5に示す様に60%前後に分布しており、モータ～後輪軸までの動力伝達にかなりの損失が発生しているといえる。

モータは仕様から3000 [r.p.m.] 付近が定格出力 (300 [Watt]) と設定されている。しかし図5の結果を見てみると1500~2000 [r.p.m.] よりも回転数の大きい3000 [r.p.m.] 付近でやや伝達効率が低下している。この原因の一つとして考えられるのは、モータの効率 (定格効率  $\eta = 80.6\%$ ) 自体が低下したというより、動力伝達装置 (モータ側のギア～駆動輪側のスプロケットにかけて) 自体の機械効率低下が考えられる。つまり、動力伝達装置の回転が上

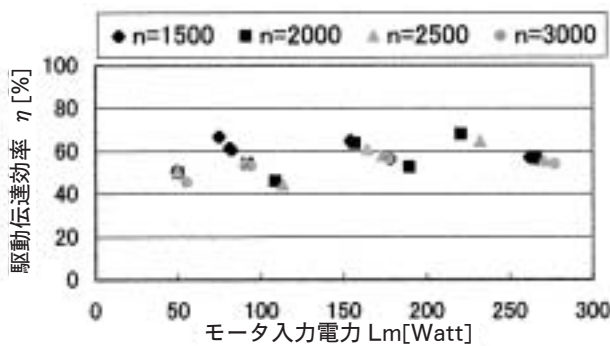


図5 プロニーブレーキによる駆動伝達効率の測定結果

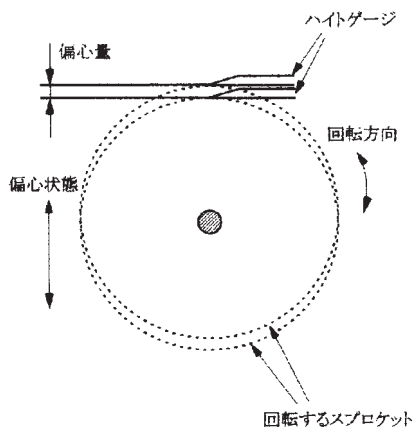


図6 スプロケット偏心量測定

昇するのに対してモータの効率は3000 [r.p.m.] 付近で最大となるが、動力伝達装置の伝達効率が低下し、図5を全体的に見ても高回転時に効率が低下する傾向がみられることから、動力伝達装置の機械効率の低下が大きく影響していると言える。なお、後輪軸に用いられたスプロケット偏心量はハイトゲージ計測により約2 [mm] である。(図6参照)

また、実施したプロニーブレーキ試験でモータ入力電力が300 [Watt] を超えると、ブレーキライニング止めネジとドラムが干渉し、金属接触の問題が発生した。さらに、プロニーブレーキが小型で、ブレーキライニングの接触面積が不足しブレーキ締め付け力の調整に困難を極めた。これ等が要因で装置全体に異常振動が発生し、300 [Watt] 以上の試験は断念せざるを得なかった。

3. 舵取り装置の組立て精度

(1) 目的

本項では本研究室で製作した舵取り装置についての理論、設計、組立て精度の3点に対して再点検を実施し、舵取り精度を確認することを目的とする。

(2) 舵取り装置の原理

ソーラーカーの舵取り装置には、図7に示すアッカーマン・ジャントー式<sup>1)</sup>を採用した。この方式は両揺り腕機構を応用したもので、各車輪の旋回中心を一点 (図7, D点) にすることでスムーズに旋回できる機構である。図7の左に描かれているものが両揺り腕機構で②, ③がタイロッドアームに該当する。この図7に示す機構の特徴はタイロッドアームに角度を内側に向けて取り付けられていることである。これにより、例えば図のようにハンドルを左に切った場合、 $\theta_2$  は  $\theta_1$  よりも大きくなり旋回中心が一点に集中する。

この機構のリンク寸法①はキングピン間距離と

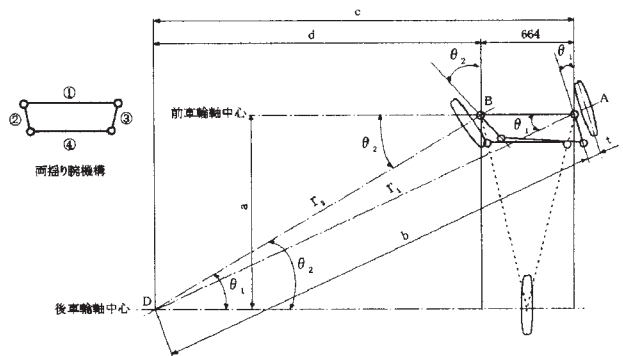


図7 舵取り装置 (アッカーマン・ジャントー式)

等しくなり、前もってホイールベースを決定すると②、③の角度は左右キングピンセンターと後輪センターとを結んだ三角形により決定し、リンク④はおのずと決定される。

最小回転半径  $r_1$  は

$$r_1 = a / \sin \theta_1 + t \quad \text{————— (2)}$$

により求められる。今回のソーラーカーの各数値は  
ホイールベース： $a=1650$  [mm]

キングピンセンターと車輪センター間距離： $t=68$  [mm]

最大外車輪側舵取り角： $\theta_1=20$  [°]

となっていて、これらを式に代入すると最小回転半径は4.9 [m] となる。

### (3) 精度測定方法

本ソーラーカーの舵取り装置は以下のことを踏まえて製作した。

はじめにハンドルを切っていない場合のリンクを作図する。後輪軸水平中心線と車体垂直中心線を引き、前輪軸水平中心線を引く（リンク①の中心線に相当する）。ここで、キングピン間距離よりリンク①の長さが決定し、キングピンセンターと後輪軸センターを結んだ三角形によりリンク②、③の角度を決定できる。①と②の距離は設計図で決定しており100 [mm] とし、このことでリンク②、③、④の長さを決定できる。

つぎに、ハンドルが最も切られている場合のリンクを作図する。最小回転半径  $r_1$  を5 [m] とし、最小回転半径を求める式  $r_1 = a / \sin \theta_1 + t$  より  $\theta_1$  を求め、旋回中心を決定する。さらに  $\theta_2$  も作図により決定する。 $\theta_1$ 、 $\theta_2$  を元にハンドルが最も切られている場合の各リンク位置を作図する。

以上の事より実際にこの機構が正しく製作されたかを確認するために以下の事に対して測定する。リンク②と左前車輪軸とのなす角は、操舵角  $\theta_1$ 、 $\theta_2$  の場合いずれも78.5° である。リンク④を操舵角  $\theta_2$  の状態に移動させ、リンク③と右前車輪軸とのなす角を操舵角  $\theta_1$ 、 $\theta_2$  の場合について分度器にて測定した。この測定角度は101.5° でこの機構の正しさが明白である。また、前輪のタイヤセンター間距離をその前側、後ろ側で測ってみたところ、図面上では前側の距離は805 [mm]、後ろ側では780 [mm] であった。しかし、実際のソーラーカーでは後ろ側は765 [mm] と小さく、誤差がある。それは、リンク④の傾きやステアリングロッドとの連結が影響している可能性があると考えられる。

### (4) アッカーマン・ジャントー理論による舵取り角の算出法

回転半径  $r_1$  は

$$r_1 = \frac{a}{\sin \theta_1} + t$$

ここで

$a$ ：ホイールベース=1.335[m]

$t$ ：キングピンセンターと車輪センター間=68[mm]

ホイールベースは実際製作されたものは1650 [mm] となっているが、タイロッドアームの角度に誤差があったため、その分を考慮し理論的に求めたときホイールベースは1335 [mm] となる。ここで、舵取り装置の完成度を測る際にはホイールベースの違いが直接は関係しないため、今回は扱い易い値である1335 [mm] を計算に使用した。

$\theta_1$ ：外車輪側舵取り角 [°]

$\theta_2$ ：内車輪側舵取り角 [°]

$$b = \frac{a}{\sin \theta_1} - t \quad \text{————— (3)}$$

$$c = \sqrt{b^2 - 1.335^2} \quad \text{————— (4)}$$

$$d = c - 0.664 \quad \text{————— (5)}$$

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{a}{d} = \tan^{-1} \frac{1.335}{d} \quad \text{————— (6)}$$

式 (3) ~ (6) の計算より内車輪側舵取り角  $\theta_2$  を求める。この計算法により  $\theta_1=0, 5, 10, 15, 20^\circ$  の各値に対する  $\theta_2$  を算出する。

### (5) 舵取り角の実測手順

$$\frac{f}{251} = \sin \theta_1, \quad f = 251 \times \sin \theta_1 \quad \text{————— (7)}$$

$$118 - f = g \quad \text{————— (8)}$$

$$h - 118 = i \quad \text{————— (9)}$$

$$\frac{i}{251} = \sin \theta_2, \quad \theta_2 = \sin^{-1} \frac{i}{251} \quad \text{————— (10)}$$

タイヤ半径：251mm

キングピンセンターとフレーム側端線間の距離：118 [mm]

タイヤ中心線とフレーム側端線間の距離：186 [mm]

式 (7) ~ (10) の計算により  $\theta_1=0, 5, 10, 15, 20^\circ$  の各値に対する  $\theta_2$  を算出する。

\* 図8でフレーム外径線とは、フレームの側端部を



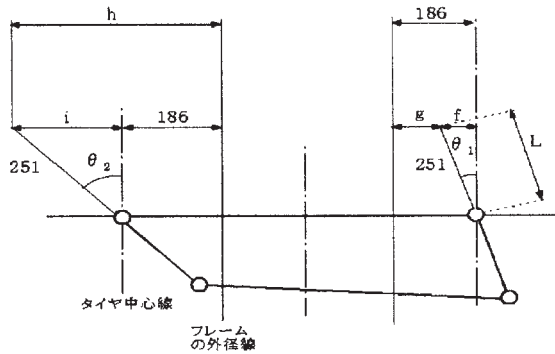


図8 舵取り角実測法

示す線である。

\*Lとはキングピンの中心を通り、タイヤに平行で、長さがタイヤの半径と等しい直線である。(右端リンクの延長とは異なる。)

(6) 結果

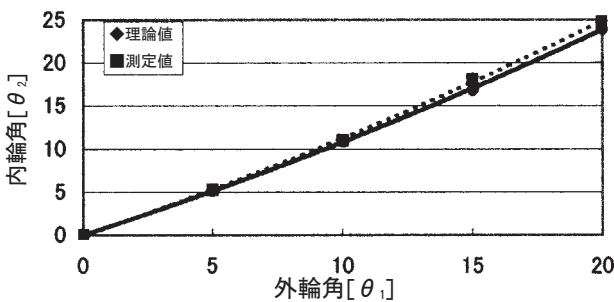


図9 舵取り角の理論と実際

図9に舵取り角の理論値と完成車両に対する測定値を示す。横軸を外車輪側舵取り角 $\theta_1$ 、縦軸を内車輪側舵取り角 $\theta_2$ とした。実線がアッカーマン・ジャントー理論で計算した理論値、破線が測定値である。

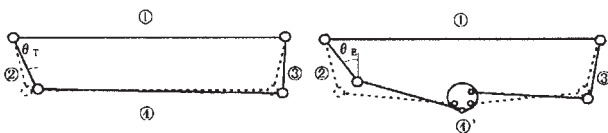


図10 アッカーマン・ジャントー理論に従う揺れ角 $\theta_T$

図11 アッカーマン・ジャントー理論の近似で製作された場合の揺れ角 $\theta_E$

舵取りの製作精度を測定したところ、舵取り角理論値より測定値の方が大きかったため、図10と図11を比較しながら、その原因の一つを考えてみた。

アッカーマン・ジャントー理論でのリンクは④の長さが常に一定であるのに対し、実際のリンクでの④'の長さは車輪角度（操舵角）が増すほど小さく

なる。理論のリンクにおける④の長さは常に664 [mm]である。実際のリンクにおける④'の長さは操舵角が $0^\circ$ のときは664 [mm]で、 $20^\circ$ のときは610 [mm]になるといったように減少する。舵が切られ、車輪角度が増すほど④'の長さが減少することは、理論上の内輪角： $\theta_T$ に比べ製作した物の内輪角： $\theta_E$ は大きくなるということである。理論と実際のリンクにおいて、等しい外輪角度（ $\theta_1$ ）のとき、内輪角度（ $\theta_2$ ）が実際の方が大きかった主な理由は④'が④より小さいことによると考える。

4. アラインメントの異常が走行抵抗に及ぼす影響

(1) 目的

ラリーに参加し走行を続けた際に、足回りのアラインメントに異常が生じ、車輪のトー角などが変動しているように感じられたために、今回は舵取り装置の組立て精度確認の他に、足回りに関するアラインメントの変化が走行抵抗に対し、どの様に影響するかについても検討をした。

(2) 試験手順

図12に牽引試験の試験方法を示す。車体にワイヤを取り付けそのワイヤにスプリングスケールを連結、牽引用モータによって一定速度（ $V=50$  [mm/min]）を維持しながら、牽引する試験を行った。ここで、スプリングスケールの読みはビデオカメラにより撮影し一定距離においてスプリングスケールで引張り力の測定を行った。

試験はタイヤ空気圧を4パターン変化させそれぞれの引張り力を測定した。また、タイヤ空気圧を6気圧（ラリー走行時と同気圧）に固定したまま、トー角を4パターン変化させた試験も行った。

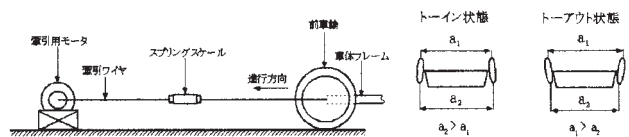


図12 牽引試験の実験状態図

(3) 測定結果

測定結果を図13に示す。図13 (a) に示すようにタイヤ空気圧を3気圧、4気圧、5気圧、6気圧と変化させたとき、3気圧と6気圧では大きな違いが見られた。当然であるが空気圧が大きい場合引張り力が小さく、転がり抵抗が小さいといえる。また、図13の (b) は5 [mm] トーイン、10 [mm] トーイン、5 [mm] トーアウト、10 [mm] トーアウト

といったようにトー角を変化させた様子である。図13 (b) に示す各トー角に対する転がり抵抗値は20 [N]~30 [N] 程度に分布し、トー角による顕著な傾向は表れているとは言えず、測定距離に対する変動は測定路面の凹凸によるものと考えられる。この結果より、今後はより長い距離での牽引を実施し角トー角に対し測定値の平均性を高めるための試行錯誤が必要である。

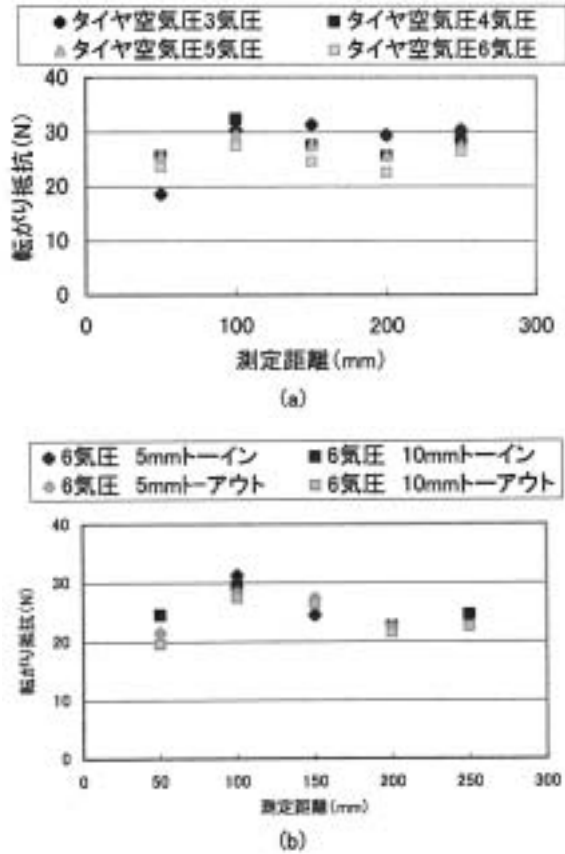


図13 アライメントを変化させた牽引試験結果

### 5. 惰行性能試験

#### (1) 目的

昨年、製作したソーラーカーで、牽引試験法<sup>9)</sup>による走行抵抗の測定をした。結果は以下の図14および図15に示す通りであり形状抵抗係数を求めることが出来た。図14は横軸を速度、縦軸を空気抵抗： $R_a$  とし、それに基づいて図15は横軸に速度、縦軸に形状抵抗係数  $C_d$  としたものである。しかし、実際は測定器具であるバネ秤の値が振動し一定値を示すことが出来ず、正確な値を読み取れたと断言が出来ない。そこで、今回は牽引試験法とは異なる惰行性能試験法により形状抵抗係数  $C_d$  の測定を試みた。

本試験は我々が製作したソーラーカーを用いず、普通乗用車（富士重工レガシー E-BD5 形状抵抗係数  $C_d=0.32$ ：メーカーによる報告、車両質量  $W=1330$  [kg]、前面投影面積  $S=1.3$  [m<sup>2</sup>]) により予備実験を実施する。またね、空気抵抗が作用しない低速度域の転がり抵抗を求める目的で牽引試験も合わせて行った。

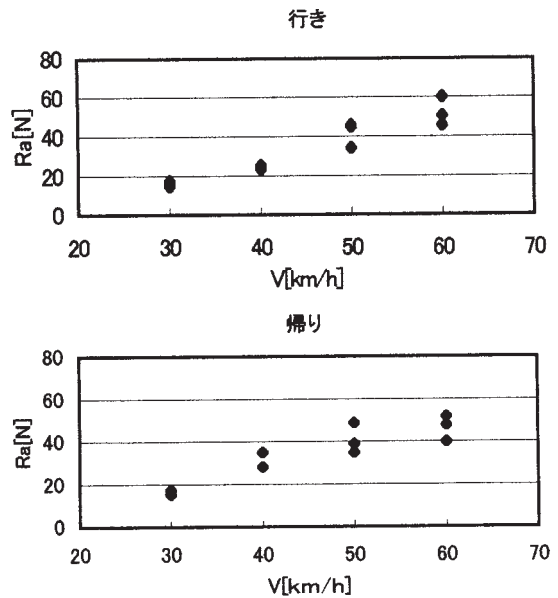


図14 速度と空気抵抗： $R_a$  の分布<sup>9)</sup>

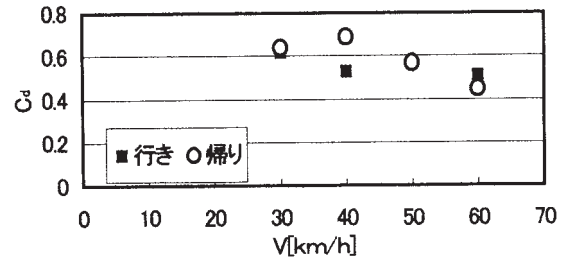


図15 速度と空気抵抗係数： $C_d$  の分布<sup>10)</sup>

#### (2) 惰行性能試験の原理

水平平坦路では車両動力を切って停止するまでの走行抵抗は、主として次式のような関係となっている。<sup>3)</sup>

$$R[N] = \text{転がり抵抗} + \text{空気抵抗} \\ = R_r + R_a = \mu_r W + \mu_a S V^2$$

ここで  $\mu_r$ ：転がり抵抗係数、 $\mu_a$ ：空気抵抗係数、 $S$ ：前面投影面積である。惰行性能試験より得られる減速度-車速、走行抵抗-車速の関係を基に走行抵抗： $R$  と車速の二乗： $V^2$  の関係式を線図によって導き出すこととする<sup>2)</sup>。線図より直線が得られると  $V=0$

における直線のR軸上の切片aは転がり抵抗となる。ここで、車体質量：W，重力加速度：g，空気密度： $\rho$ とすると， $a = \mu_r g W$ ， $\mu_r = a/gW$ として求められる。傾き $\theta$ は $\tan \theta = b = \mu_a S$ より $\mu_a = b/S = \tan \theta / S$ として $\mu_a$ が求められる。これにより形状抵抗係数 $C_d$ が以下の関係より算出される。

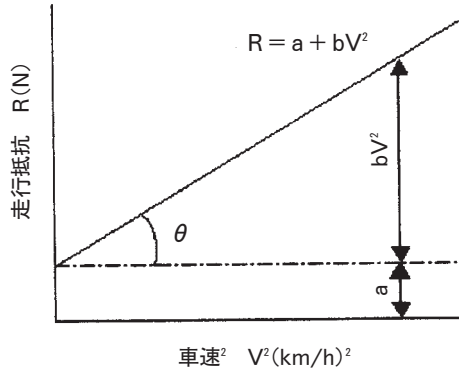


図16 走行抵抗の内訳

$$\begin{aligned} \mu_a S V^2 &= b V^2 = C_d \cdot \frac{1}{2} \rho V^2 S \\ b &= C_d \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot S \\ C_d &= \frac{2b}{\rho S} \end{aligned} \quad (11)$$

(3) 試験条件

無風，平坦路面が理想的で，惰行性能を測定するための長い直線が必要とされる。また，本計測のために車両質量を把握する必要がある。

(4) 試験手順

測定区間 $l_1, l_2$ を各50mとし，A地点を通過する際に車をニュートラル状態にさせ，惰性で走らせる。そのとき，A，B，Cの3地点で測定者がストップウォッチにより車の通過時間を測る。A，B区間とB，C区間の通過時間を測定し，これらを $t_1, t_2$ とする。これを車体の速度を変化させ数回行う。これ等の値を用いて減速度を測定し，それにより走行抵抗を求める。

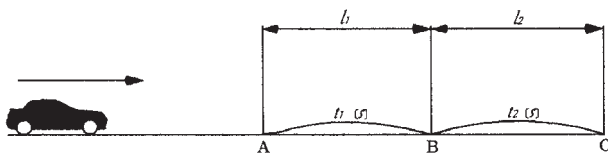


図17 惰行性能試験

(5) 結果

(i) 牽引試験結果

今回は試験対象となった乗用車の転がり抵抗を求めるために図12の方法を乗用車に適用した方法で牽引試験を行った。また，この牽引試験は空気抵抗が少ない $V=6$  [km/h]で行った。結果は図18に示す。これ等の値は常に一定と考えるために惰行性能試験の線図に適応させるために平均値を使うこととし，転がり抵抗力の平均値は170.52 [N]とする。

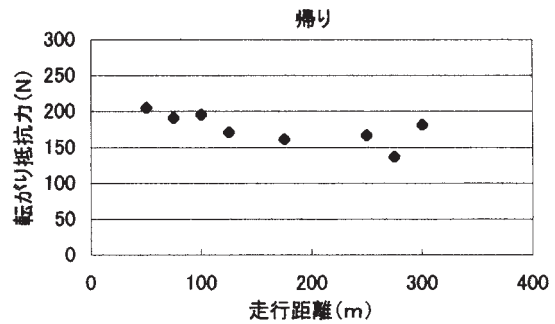
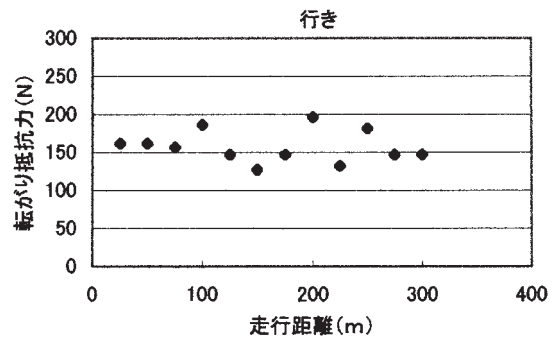


図18 牽引試験による転がり抵抗の測定結果

(ii) 惰行性能試験結果

以下の図19に，惰行性能試験の結果を示す。また，図18の転がり抵抗試験から得られた試験結果は一定とし，惰行性能試験結果に加えて表示する。

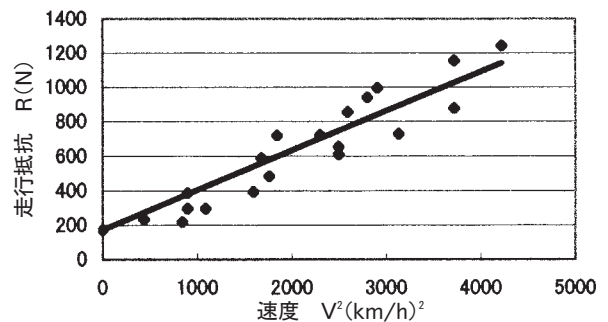


図19 惰行性能試験結果

図19の直線の式を求めたところ

$$R = 170.52 + 0.2296V^2$$

となり  $a=170.52$ ,  $b=0.2296$  と求めることが出来た。よってこれ等の値を用いて転がり抵抗係数  $\mu_r$  および空気抵抗係数  $C_d$  を求める。

①転がり抵抗係数： $\mu_r$

転がり抵抗係数  $\mu_r$  は以下の関係式より求めた。ここで車両質量： $W=1330$  [kgf]，重力加速度： $g=9.8$  [m/s<sup>2</sup>] である。

$$\mu_r = \frac{a}{Wg} = \frac{170.52}{1330 \times 9.8} = 0.013$$

②空気抵抗係数： $C_d$

空気抵抗係数は (11) 式を用いて求める。ここで空気抵抗密度： $\rho=1.23$  [kg/m<sup>3</sup>]，前面投影面積： $S=1.3$  [m<sup>2</sup>] である。

$$C_d = \frac{2b}{\rho S} = \frac{2 \times 0.2296}{1.23 \times 1.3} = 0.29$$

試験結果より今回使用した普通乗用車の形状抵抗係数は0.29となった。しかし、実際にメーカーが公表している値は0.32である。これら二つの係数は相異しているが、 $C_d$  値をとらえる惰行性能試験には測定地点の通過速度の不正確さや、測定者がストップウォッチを押す際のタイミング等の誤差が含まれている。これらの誤差要因を極力抑えることで実際に製作したソーラーカーの形状抵抗係数： $C_d$  を求める際に正確さが増すと考えられる。

## 6. 結言

本研究では昨年製作した車両の完成度について下記の順で実験的に解析，検討を進めた。

モータ～後輪軸（駆動輪）までは図1に示すとおり、複雑な伝達系が存在し設計～組立て過程において本研究のチーム体制では完成度において問題が懸念され、結果的に製作したプロニーブレーキ装置による動力伝達試験においてはその伝達効率は60%程度でありかなりの伝達損失が発生しているということになる。これは今後の主要な課題であると判断された。以上の事実から伝達系の単純化，組立て精度向上を目指すことにより伝達効率を10～20%向上させることは可能であると考えている。

両揺り腕機構を基本とするアッカーマン・ジャント式舵取り装置理論に基づき設計組立てについて再点検を実施，舵取り角を左右する外輪角  $\theta_1$  と内輪角  $\theta_2$  との理論と実際（完成状態）の比較を行いほぼ一致することを確認した。

ソーラーカー車両の走行では前車輪トー角，タイヤ空気圧が主として走行抵抗の大小に関係してくる。タイヤ圧力を3気圧～6気圧に変化させた場合に転がり抵抗は20～30 [N] 程度に分布し，これは当然の結果であるが圧力増加につれ転がり抵抗が減少する傾向となった。トー角の変化に対しても転がり抵抗は20～30 [N] 程度に散在，トーアウトとした場合に転がり抵抗は若干下回っているが，現在のところその理由は明確ではなく，より長い距離での牽引が必要と考えている。

転がり抵抗係数： $\mu_r$ ，形状抵抗係数： $C_d$  を求める目的で昨年牽引法<sup>8)9)</sup> を実施したが結果的に信頼度が十分とは言えず，本研究では惰行性能試験法を採用し図18に示す結果が得られた。これにより  $\mu_r=0.013$ ,  $C_d=0.29$  が得られた。なお，図19に示す測定結果が散在する理由は惰行走行直前の速度把握の不確実性に基づくと考えられる。

## 7. 参考文献

- (1) 尾崎紀男，自動車工学，森北出版株式会社 (1972) pp82-84
- (2) 尾崎紀男，自動車工学，森北出版株式会社 (1972) pp201-203
- (3) 原田幸夫，流体の力学，槇書店 (1965) pp.219
- (4) 林則之，機械製図，実教出版株式会社 (1998)
- (5) 伊藤，平成10年度秋田工業高等専門学校専攻科特別研究論文
- (6) 山崎・杉沢・武田，秋田工業高等専門学校研究紀要第31号 別刷 (1996) pp39-44
- (7) 山崎・杉沢・伊藤，秋田工業高等専門学校研究紀要第32号 別刷 (1997) pp9-14
- (8) 山崎・宮腰・渡部，秋田工業高等専門学校研究紀要第37号 別刷 (2002) pp45-48
- (9) 山崎・宮腰・渡部，秋田工業高等専門学校研究紀要第38号 別刷 (2002) pp28-35
- (10) 山崎・宮腰・渡部，日本機械学会第33回卒業研究発表講演会講演論文集 (2003) pp65, 66