

〔研究ノート〕

## 機電融合プロジェクト「電気自動車（カート）製作」進捗報告 — 第二報（2年度活動内容） —

飯川 晋作\*, 田村 優汰\*, 原田 恒迪\*, 豊東 侑樹\*, 伊藤 海\*, 川原 慶大\*,  
井上 一翔\*, 平木 大士\*, 清水 良\*, 高木 怜\*, 田中 佑典\*, 若林 大輔\*

\*日本文理大学工学部機械電気工学科

### Progress Report on Mechanical and Electrical Fusion Project “Electric Vehicle (Cart) Production” — Second Report (Activities in the Second Year) —

Shinsaku IIKAWA\*, Yuta TAMURA\*, Hisamichi HARADA\*, Yuki BUNDOU\*,  
Kai ITO\*, Keita KAWAHARA\*, Kazuto INOUE\*, Daishi HIRAKI\*,  
Ryo SHIMIZU\*, Rei TAKAKI\*, Yusuke TANAKA\*, Daisuke WAKABAYASHI\*

\*Department of Mechanical and Electrical Engineering, School of Engineering,  
Nippon Bunri University

#### 1. はじめに

機械電気工学科において2021年度より学科内プロジェクトとして「電気自動車（カート）製作プロジェクト」を発足させ、1年生から3年生の有志学生7名と教職員2名の計9名で活動を開始した。初年度は市販の電気自動車（一号機と呼称）の組立、構造理解及び寸法計測、3DCADによる設計、モータ・インバータの組立、走行試験等を行い、またグループ内での意思疎通により学生の知識・技能・コミュニケーション力を養い、活動の定着化を図った。この間に、学生による資金獲得プレゼンテーション（学内ものづくりチャレンジコンテスト、2021年7月1日、学内）やオープンキャンパス等のイベントに参加し、技術力だけでなく外部へ発信する力も身に付けようとする学生の態度も見られた。更に一号機の知見から同様な車体（二号機）を設計し、学内の設備（切断機や旋盤、ボール盤、溶接等）を用いて学生らの手で製作を開始した。初年度における活動は学科ブログ (<https://mechanical-electrical.nbu.ac.jp/>) や日本文

理大学紀要<sup>(1)</sup>で公開しており、学内のFD研修会（教育・研究改革推進事業）でも報告した。

2022年度も活動を継続すべく学生募集を行い、4年生1名、3年生2名、2年生3名、1年生3名の有志学生9名が集った。更に2022年度に着任された2名の教員も加わり計13名で現在活動を行っている。図1は製作途中の二号機の前で撮影した参加メンバーを示す。



図1. 参加メンバー（2022年12月15日撮影）

初年度において二号機を製作するにあたり、技術面の向上に時間を費やした。また使用する材料の選定や車体の機械的構造の検討、自動車としての性能評価が課題になっていた。このような中で、本プロジェクトに新しく参画頂いた清水良教授は自動車メーカーの研究開発に従事され自動車工学に精通されており、また高木怜助教は機械力学や材料力学に精通されており、前述した課題の解決に向け強力なサポート体制となった。機械系教員・電気系教員・自動車系教員・機械系技術員の構成で学科内の機電融合の協同プロジェクトとして2年目をスタートした。また3名の1年生を迎え、オープンキャンパスで本プロジェクトを見学したことが参加の動機であった。本プロジェクトの立ち上げから2年目であるが、着実に学生の成長を感じることが出来、その一例としては学生主導の活動に移行している点である。加えて、本プロジェクトの活動報告としてまとめた本研究レポートの執筆にも学生が多く関わっており、その取り纏め役である飯川晋作君に労をねぎらいたい。

本研究ノートでは、本プロジェクト2年目の活動を記し、二号機の製作及び課題、その課題解決のための構造解析の導入、更には本プロジェクトの将来性について報告する。

この章については、若林が担当した。

## 2. 一号機と二号機の比較

二号機の製作にあたって、一号機の構造を参考に行った。一号機には搭乗スペース等に課題があり、これらの課題を解決するように二号機を独自に設計した。主に「車体サイズ」、「機構」、「駆動源」の3つが挙げられる。本章ではこの3つの違いとその変更点について説明する。

### 2. 1 車体サイズの変更

図2. 1は一号機及び二号機の設計図(フレーム全体)を示す。一号機の搭乗スペースは760mm×383mmで大人一人が乗るには狭く余裕がなかった。そこで、二号機では搭乗スペースを600mm×1300mmに拡大した。これは身長180cm、体重80kgの人間が余裕をもって搭乗できる広さである。これにより車体の全長が約1370mmから約1975mmに増大した。この変更に伴う重量の変化に対応するため、二号機では一号機より太いパイプを使用することにした。

一号機は10mm×10mm、11mm×22mm、19mm×19mmの3種類の金属パイプで構成されているのに対し、二号機のフレームは全て25mm×25mm、厚さ1.2mm、

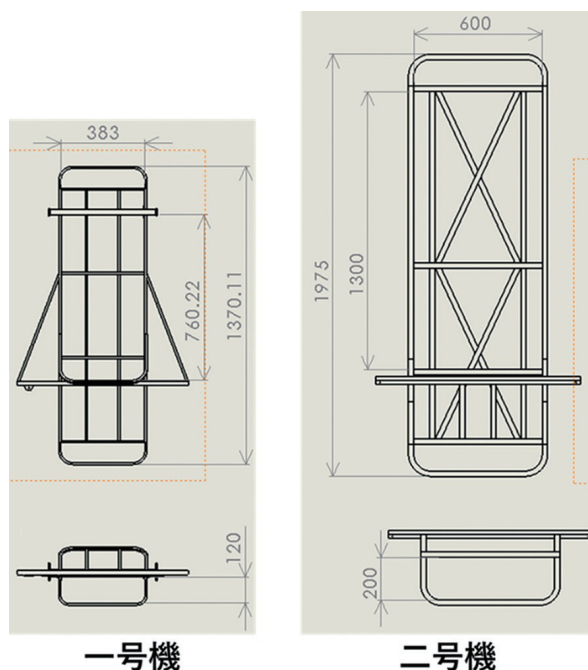


図2. 1 一，二号機のフレーム大きさ比較

SS400（一般構造用圧延鋼材）のパイプで設計した。また、車体下部のフレームを一号機は縦2列、横2本のパイプが渡っていたのに対し、二号機は強度を得るため縦2列に加えX字型にパイプを渡らせた。加工労力を減らすため横に渡らせるパイプは1本に減らした。

### 2. 2 機構

図2. 2は一号機及び二号機の最低地上高とハンドルの位置を示す。機構において一号機は“最低地上高が低く段差に弱い”，“ハンドルの高さが低く操作性が低い”，“後輪が左右独立しており安全性が低い”等の課題があった。そこで課題解決に向け、対応したことを述べる。

“一号機は最低地上高が低く段差に弱い”ことについて、一号機は走行時に地面との距離が約38mmと短く段差があった場合、車体底部が地面と擦れてしまう危険性があった。従って、二号機では最低地上高を37.88mmから123.52mmに変更し、段差等に擦れ破損することを防いだ。

“ハンドルの高さが低く、操作性が低い”ことについて、一号機では座席に座るとハンドルが足のすぐ近くにあるため、操作性が低かった。よって、ハンドルを取り付ける位置を高く、角度を浅くし、搭乗時に自然にハンドルを握れる位置にくるように設計した。

これにより前輪回りのロッドを取り付ける部品の形状と取り付け方向を変更した。図2. 3は前輪部の機構、図2. 4はロッドの取り付け位置を示す。ロッドの取付

け位置について、それぞれ前輪側はタイヤ前方から後方に変更し、ハンドル側も取り付け位置を上下逆とした。また、前輪側のロッドを取り付ける部品をハンドルに対し平行若しくは垂直にしたかったため、前輪部分の傾きの方向を逆にした。

“後輪が左右独立しており安全性が低い”ことについて、一号機はタイヤが左右独立して回転することで、動力の偏りやブレーキ時に片輪のみロックされる等の安全性に問題があった。その問題を解決するため二号機は左右の車輪の中心に車軸を通し左右両輪一体として動くよう設計した。

また片輪のみに動力を与える必要がなくなったため、モータの取り付け位置を後輪車軸の中央にした。

### 2. 3 駆動源の違い

駆動源では、モータのステータコアを変更したことが大きな違いとなる。本節では、一号機と二号機のステータコアならびにコイルの特性、回転数の違いについて述べる。

モータに使用されているステータコアの珪素銅板は薄板で、一号機では厚さ0.5mm、二号機では厚さ0.2mm (20JNHF1300) である。

二号機ではより薄い銅板を選定した。厚みを薄くすることにより回転時の鉄損低減に効果があり、無負荷24V駆動時 ( $\phi 1\text{mm}$ , 6直, 巻き数: 20) に鉄損が2.5%改善されると報告されている<sup>(2)</sup>。

コイルの特性についてはLCRメータ (HIOKI IM 3523) を用いて測定を行った。図2. 5にコイルの抵抗 ( $R_s[\Omega]$ )、図2. 6にインダクタンス ( $L_s[\text{H}]$ ) を示す。一号機のコイルと二号機のコイルにおいて、U, V, W相それぞれ周波数に対する特性は同様な変化で大きな違いはないことが分かる。一方で、 $R_s$ と $L_s$ の大きさは二号機のコイルでは一号機の半分となっている。 $R_s$ の違いは、使用した銅線径に起因している。一号機では $\phi 0.85\text{mm}$ 、二号機では $\phi 1\text{mm}$ であり、一号機の径が小さいため抵抗値は大きくなった。 $L_s$ の違いは使用したコイルの巻き数に起因している。一号機では $N=30$ 回、二号機では $N=20$ 回であり、一号機の巻き数が多いためインダクタンスは大きくなった。

回転数についてはモータ・ドライバ基板 (CQ 出版エコノミーセット) を介して可変抵抗器を調整し最高回転数を比較した。一号機のモータは約922rpmに対し二号機のモータは約1482rpmであり、約1.6倍回転数が高い結果を得た。回転数 $n$ は以下の式により表される。

$$n = \frac{120f}{p} \quad (1)$$

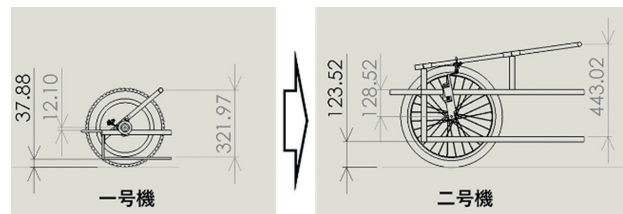


図2. 2 最低地上高とハンドルの位置変更

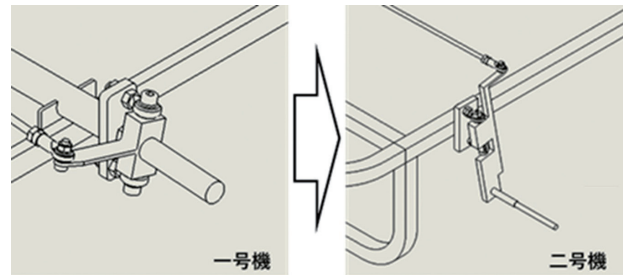


図2. 3 変更した前輪部

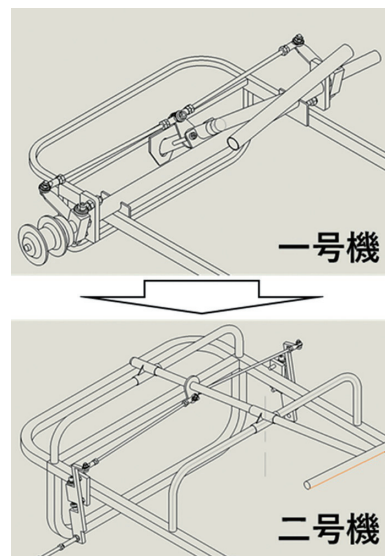


図2. 4 ロッド取付け位置の変更

ここで、 $p$ は極数、 $f$ は周波数であり、一号機と二号機のモータの極数は同じであるから回転数の違いは周波数に起因すると考えられる。

### 2. 4 二章まとめ

二章では一号機と二号機の違いについて主に「車体サイズ」、「機構」、「駆動源」の3つについて説明した。搭乗スペース確保を目標に、車体サイズを拡大しこれに伴う重量の変化に対応するため、パイプ径の増加、車体フレームの構造的強化の2つに注目し設計を行った。また、前輪部は最低地上高とハンドル位置の変更に伴う機構の修正、後輪部は左右一体型に設計した。

駆動源ではモータステータコアの厚さを薄い珪素銅板に変更し鉄損の低減を図った。またコイルの $R_s$ 、 $L_s$ の

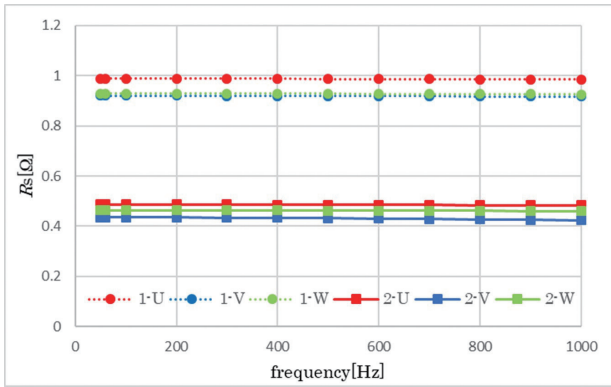


図2.5 一，二号機用モータコイル  $R_s$  比較

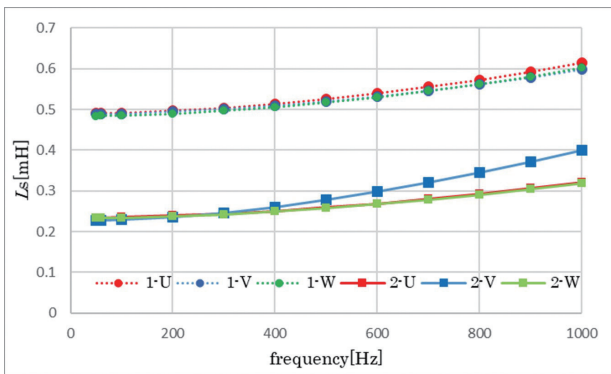


図2.6 一，二号機用モータコイル  $L_s$  比較

特性は一号機と二号機でU, V, W相において同様の特性が得られた。銅線径の違い等により二号機の方が一号機よりも  $R_s$ ,  $L_s$  ともに2倍程度低い値を示した。最高回転数は二号機の方が約1.6倍高い結果となった。最高回転数の違いは周波数に起因するため、今後一号機と二号機の駆動時の周波数を計測する。

この章については、伊藤、川原、飯川が担当した。

### 3. 強度計算による後輪車軸の直径決定

本章では一号機の課題及び二号機の車軸の強度計算によって車軸の適切な直径について議論を行う。まず一号機の手軸に生じる曲げ応力の計算を行い、車軸に加えることができる最大許容応力について概算を行った。その後、二号機に使用する車軸について、一号機の強度計算で得られた許容応力を超えない、適正な車軸直径について議論した。また車軸の変形についても計算を行い、車軸の動作に支障の出ない変形量であるかについても議論を行った。

#### 3.1 一号機手軸に生じる最大曲げモーメント

図3.1に一号機の手軸の解析モデルを示す。本項目では  $1\text{ kgf} = 10\text{ N}$  として計算を行っている。ここで

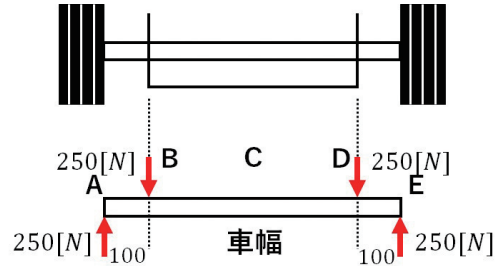


図3.1 一号機後輪車軸の解析モデル

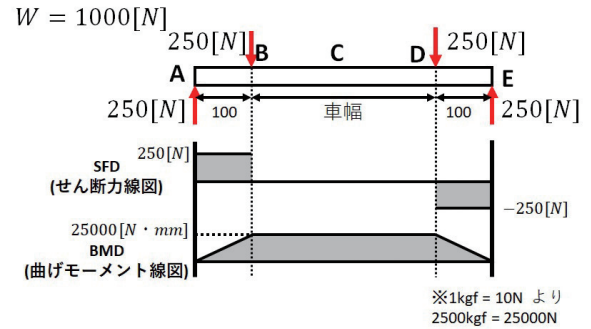


図3.2 一号機後輪車軸のSFD, BMD

は、車輪と軸受から垂直方向荷重のみ受けるかと仮定して計算を行った。乗員の体重含めた車体の総重量を  $100\text{ kg}$  とした。また、車体の重心は車体の中心にあり、4つの車輪が均等に車重を支えているものと仮定した。

図3.2にこのモデルのせん断力図(SFD)と曲げモーメント図(BMD)を示す。上述の仮定から、車輪および軸受からそれぞれ  $250\text{ N}$  の荷重を受ける。図3.2に示すように、最大の曲げモーメント  $M_{\max}$  は軸受と軸受の間の区間(図3.2BD間)で生じており、 $M_{\max} = 25000\text{ N} \cdot \text{mm}$  となることわかる。

#### 3.2 一号機手軸に生じる最大曲げ応力と二号機手軸の許容応力の推定

手軸に生じる曲げ応力  $\sigma$  [MPa] は材料力学の公式から次式で得られることが知られている<sup>(3)</sup>。

$$\sigma = \frac{M\bar{y}}{I} \quad (2)$$

ここで、 $M$  は曲げモーメント、 $\bar{y}$  は手軸断面の重心からの  $y$  方向距離 [mm]、 $I$  は断面2次モーメント [ $\text{mm}^4$ ] である。断面2次モーメント  $I$  は断面形状に依存する係数である。一号機の手軸断面は図3.3に示す円筒断面である。円筒断面の場合、断面2次モーメントは外径  $D = 25.5\text{ mm}$ 、内径  $d = 10\text{ mm}$  を用いて、以下の式で得られる。

$$I = \frac{\pi(D^4 - d^4)}{64} = 20.27 \times 10^3 [\text{mm}^4] \quad (3)$$

手軸に生じる曲げ応力は式(2)において  $M = M_{\max}$

の時に最大となる。また、図3. 3において断面重心からy方向距離が最も遠いのは $\bar{y} = D/2$ である。従って最大曲げ応力 $\sigma_{max}$ は、以下の式で得られる。

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot (D/2)}{I} = 16.72\text{MPa} \quad (4)$$

従って、一号機の車軸には最大で16.72MPaの曲げ応力が生じていたと推定される。式(2)に示すように、直径が細くなるほど、車軸に生じる応力は大きくなる。そのため、二号機の車軸において、最大曲げ応力が16.72MPaを超えない直径が必要である。

### 3. 3 二号機車軸に生じる最大曲げモーメント

3. 2節の計算を基に二号機の車軸に必要な直径の計算を行う。まず、二号機車体の重量を測定したところ、一号機より40kg重くなっていることがわかった。従って、二号機の総重量を乗員の体重を含め140kgとし、その他の仮定は一号機と同様とした。この時の二号機の車軸のSFDとBMDを図3. 4に示す。図3. 4に示すように車輪からはそれぞれ350Nの荷重を受ける。この時の最大曲げモーメント $M_{max}$ は、一号機と同様に軸受と軸受の間の区間（図3. 4BD間）で生じる。またその時の最大曲げモーメントは $M_{max} = 35000\text{N} \cdot \text{mm}$ であることがわかる。

### 3. 4 二号機の適正な車軸直径

二号機の車軸は加工性の面で、一号機のような中空円筒形ではなく、図3. 5に示すような、中実円柱状の車軸を採用した。図3. 5のような円形断面における断面2次モーメントは以下の式で表されることが知られている<sup>(3)</sup>。

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (5)$$

従って、二号機の車軸に生じる最大応力は、

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max} \cdot (D/2)}{I} = \frac{32M_{max}}{\pi D^3} \quad (6)$$

と表することができる。これを変形すると、

$$D^3 = \frac{32M_{max}}{\pi \sigma_{max}} \quad (7)$$

$$D = \sqrt[3]{\frac{32M_{max}}{\pi \sigma_{max}}}$$

となる。ここで、許容される最大曲げ応力 $\sigma_a$ を3. 3節の結果から $\sigma_a = 16\text{MPa}$ と仮定し、 $\sigma_{max} = \sigma_a$ を代入することで、許容応力の範囲内に収まる最小の直径が得られる。すなわち、

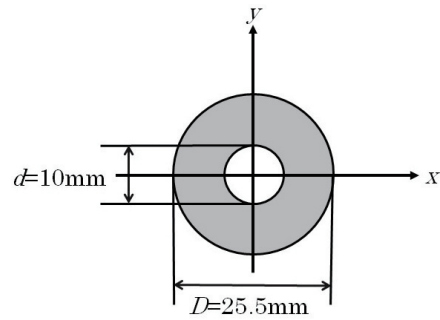


図3. 3 一号機車軸断面

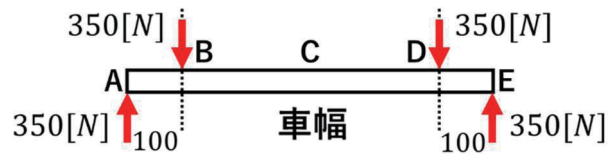


図3. 4 二号機後輪車軸の解析モデル

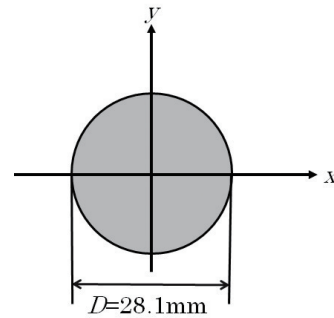


図3. 5 二号機車軸断面

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \times 35000}{\pi \times 16}} = 28.1\text{mm} \quad (8)$$

となる。従って、二号機の車軸に必要な直径は28.1mm以上であると考えられる。

### 3. 5 車軸の変形量について

車軸の変形量が大きいと車軸に取り付けられたタイヤが傾き、スムーズに回らなくなる等、車軸の機能を果たさなくなる恐れがある。そこで本節では、車軸のたわみ量の計算を行い車軸の機能を満足できる変形量に収まっているかについて議論を行う。

左右対称な車軸に生じるたわみは、車軸の中央部で最大となる。このような左右対称な構造におけるたわみ量は、図3. 6 (a) に示すハーフモデルによって得ることができる。軸受と軸受の間 (BD間) における車軸の最大たわみ量は、図3. 6 (a) において、点Dでのたわみ量 $\delta$ に相当する。点Dでのたわみは図3. 6 (b) に示す、先端に曲げモーメント $M = 35000\text{N} \cdot \text{mm}$ が負

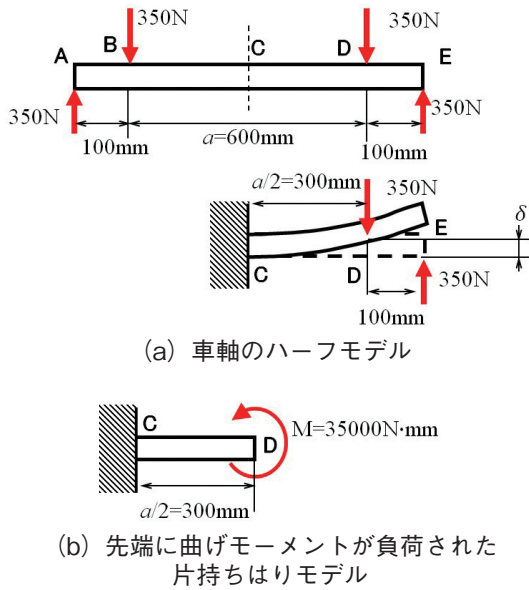


図3. 6 二号機車軸のたわみ量計算モデル

荷された片持ちはりの先端のたわみ量と等しい。このたわみ量  $\delta$  は、材料力学の片持ちはりの公式から以下の式で表されることが知られている<sup>(3)</sup>。

$$\delta = \frac{Ma^2}{8EI} \quad (9)$$

ここで、 $a$  は車幅であり、二号機の車幅は600mmである。また、 $E$  は車軸材料のヤング率である。二号機の車軸には S45CD (ミガキ材) を採用しており、ヤング率は  $E = 205\text{GPa}$  である。これらを式 (8) に代入すると、

$$\delta = \frac{Ma^2}{8EI} = 0.25\text{mm} \quad (10)$$

となる。これは十分小さい変形量であり車軸の機能を満足すると考えられる。よって、3. 4 節で得られた直径は、変形の条件も十分満足すると考えられる。

### 3. 6 三章まとめ

本章では、二号機の車軸に必要な直径について、許容応力と変形量の観点から議論を行った。

二号機の後輪に生じる最大曲げモーメント  $M_{\max}$  は、軸受と軸受の間の区間 (図3. 4 BD 間) で生じ  $M_{\max} = 35000\text{N} \cdot \text{mm}$  である。次に、許容される最大曲げ応力を16MPa とすると、二号機の車軸に必要な直径は  $D = 28.1\text{mm}$  であった。最後に車軸の変形量についての計算を行うと、変形量は約0.25mm であり、変形量の観点から見ても、 $D = 28.1\text{mm}$  は十分な直径であるといえる。

この章については、豊東、飯川、高木が担当した。

## 4. 二号機製作

二号機の車体は、図4. 1のような順番で図2. 1に示した図面を基に製作した。使用機器は主に切断機 (安川電機株式会社製 NCC-250S) や溶接機 (新ダイワ工業株式会社製 STW201A)、旋盤 (ワシノ機械株式会社製 LE 0-80A)、ボール盤 (岡田金属株式会社製 NO. 2911) である。

本章では「車体フレーム」、「前輪部」、「後輪部」の製作に注目し報告する。

### 4. 1 車体フレーム

図4. 2に製作した二号機の車体フレームを示す。25mm×25mmの角型金属パイプ (SS400) を、図2. 1を基に切断機や溶接機を用いて加工を施した。溶接方法としては TIG 溶接とアーク溶接があるが、角型金属パイプの厚さは1.2mmと薄くアーク溶接では対象が薄いと穴が空きやすいため、TIG 溶接を行なった。

### 4. 2 前輪部分

図4. 3は製作した前輪部分を示す。車体フレームと同様の材料 (角型金属パイプ) を切断機、溶接機、ボール盤を用いて加工を施した。赤で囲んだ部分は溶接した箇所であり、左右の高さや平行度を考慮して金属パイプ (SS400) をフレームから10.5mmの位置に取り付けた。

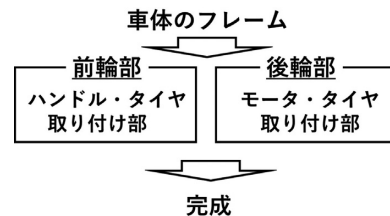


図4. 1 車体作成の順番

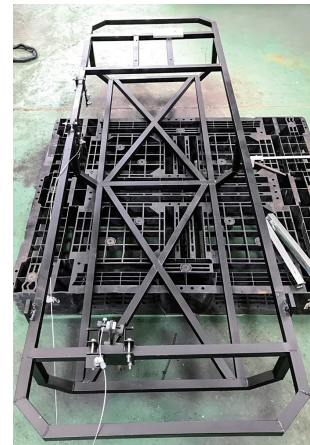


図4. 2 完成した車体フレーム

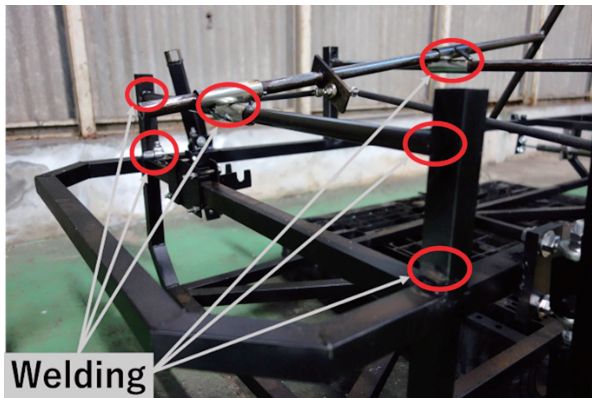


図4. 3 ハンドル固定部の概略図

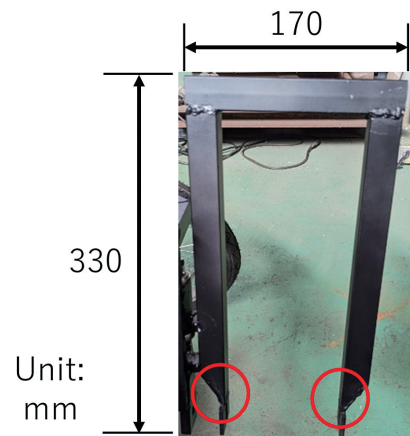


図4. 4 タイヤの取付枠

タイヤの取付部は図4. 4に示す取付枠を製作し、車体フレームとの位置調整を行った。タイヤは図4. 4の赤で囲んだ部分にボルト（M5）及びナット（M5）で固定する。ハンドルは中実軸（太さ15mm）を使用し、前輪部と接続している。

#### 4. 3 後輪部

車軸の取付け、モータの取付け、タイヤの取付けの順で作業を行い切断機や溶接機、ボール盤、旋盤を用いて加工製作した。

車軸は三章で決定した直径28mmの中実軸を切断機で1020mmに切断し、図4. 5に示すように両端をタイヤ取付けのため、太さ11.6mm旋盤で加工した。これを図4. 6のようにギアやギアマウント、ベアリングを通して取り付けた。

図4. 7はSGD400-D（ミガキ材）の中実円柱を示し、この素材から切断機、旋盤及びボール盤を用いて加工し、図4. 8のベアリングケース、図4. 9のギアマウントを製作した。

図4. 10にモータの取付部を示す。ギアとギアマウントをボルトで固定し、リベットピンで車軸に固定した。ギアとモータをチェーンで連結し、試験的に車軸を回転させた。

#### 4. 4 四章まとめ

二号機は「車体フレーム」、「前輪部」、「後輪部」に注目し製作を行った。「車体フレーム」製作では図2. 1を基に角型金属パイプを切断、TIG溶接し、図4. 2に示すように加工を行った。「前輪部」製作では角型金属パイプを切断機、溶接機、ボール盤を用いて加工を施し、タイヤの取り付け枠及びハンドルを製作した。「後輪部」製作では車軸の加工及び取付け、モータの取付け、タイヤの取付けの順で作業を行いチェーンでギアとモータを連結することで車軸を試験的に回転させた。



図4. 5 タイヤ取付け部分の加工（片側）



図4. 6 車軸の車体フレームへの取付け

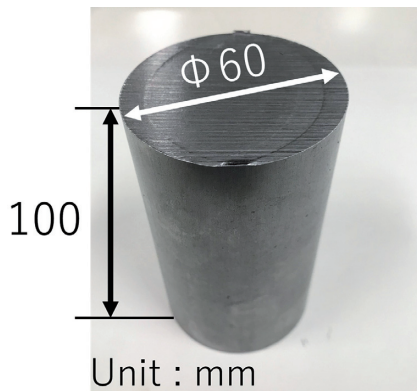


図4.7 SGD400-D (ミガキ材) の中実円柱

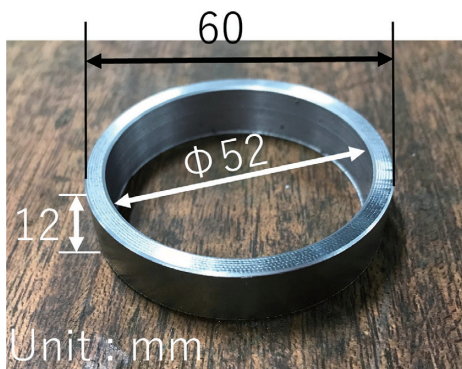


図4.8 ベアリングケース

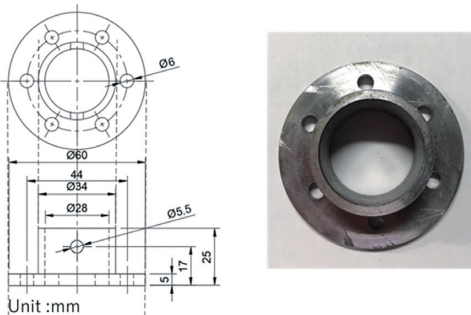


図4.9 ギアマウントと設計図

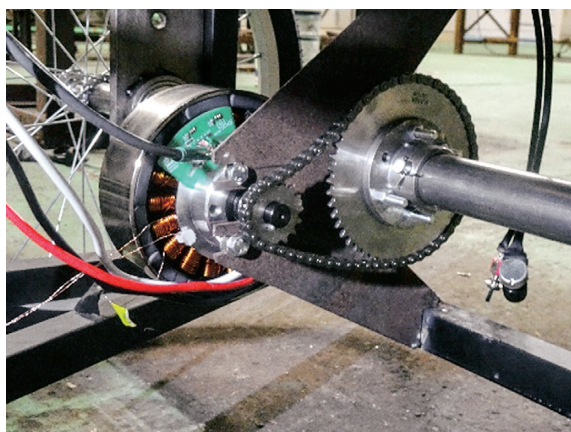


図4.10 モーターの取付部

車軸にタイヤを取付けた時の駆動試験やブレーキの取り付け、床等の取り付けを行っていないため今後これらを行い、二号機の完成に向かう。

この章については、田村、井上、平木、飯川、原田、田中が担当した。

## 5. 本プロジェクトの将来性

電気自動車は、地球温暖化に対するCO<sub>2</sub>削減の対策の1つとして、現在世界中で普及に向けた取組がなされている。国内では電力エネルギーが火力発電主体のため現状としては、CO<sub>2</sub>削減効果は少ないものの、再生可能エネルギーの拡大など、政府のエネルギー政策にもとづいて進展していくことが明確になっているので、今後一層の発展が期待される。

一方、電気自動車の製造は、まだ各メーカーにおいて、主力とは言い難いが、開発面では今後大きなウエイトを占めるべく準備が急速に行われており、この方面の人材不足がメーカーの大きな課題となっている。モーターやバッテリーなどの電動部分の技術者は言うまでもなく、現在のバッテリーの重量や性能面での内燃機関車に対する弱点を補うための企画検討や車両設計ができる人材は極めて少ない。従って、日本の産業の中心とも言える自動車製造について、学生の間には、この電気自動車プロジェクトのような、自動車の設計/開発を体験することは非常に有意義なことで、日本及び地域の発展に大きく貢献する人材育成と言える。

現在はまだローカルな活動に過ぎないが、もっと大きなプロジェクトにて国際規格で行われる、自動車技術会主催の学生フォーミュラーEV部門へのエントリーを視野に入れ、ものづくりの楽しさ、すばらしさの体験をさらに高めていく。

この章については、清水が担当した。

## 6. おわりに

2年目を終えようとしている本プロジェクトにおいて、初年度で取り扱った市販の既存電気自動車(カート)をモデルに学生らが独自に考案し、3DCADによる設計を行い、学内にある設備(機械系では旋盤や溶接による加工等、電気系では直流安定化電源やオシロスコープ等を使用してモーター・インバータの駆動試験)を活用し、学生の手で二号機が完成しつつある。

本プロジェクトは昨年度から引き続き行っている学生を中心に、今年度新しく参加した学生と共に成長してお



り、低学年からものづくりを行いたい学生の受け皿にもなっている。学年横断且つ最長4年間（在学期間）も継続して活動が出来、機械系・電気系教職員と共同で活動できる点から4年次の卒業研究とは大きく異なった活動であり、この長期的な活動を通じて学生の能力の底上げが行え、次世代の機電エンジニアを育てることが可能である。まずは学生の出来ることを積み上げ選択肢を多く持たせた。第五章でも述べたが、学生フォーミュラーのような本格的な大会への出場も考えることが出来、また学生の想像力と開発力により既存の車の形状に拘らない近未来のモビリティの開発にも視野を広げることが可能である。このように継続的な活動を通じて本プロジェクトから電気自動車関連の就職や大学院進学者を多く輩出することを目指している。

最後に、本プロジェクトのように機械電気工学科の教職員・学生の協同体制が正課・正課外の活動に良い影響を与え、本学の魅力ある学科へと成長させることができると信じている。これを実現させるには学科内・学内の支援が必要不可欠である。本プロジェクトに対しサポートして頂いている学内の全ての関係者に感謝申し上げます。本プロジェクトを恒久的なプロジェクトとするために引き続きサポートを宜しくお願い致します。

この章については、若林が担当した。

#### 謝辞

本プロジェクトに参加し推進してくれた機械電気工学科の羽田新世君に感謝の意を表します。

また本プロジェクトの一部は令和4年度日本文理大学「教育・研究改革推進事業（教育研究改革予算）」の支援により実施された。

#### 参考文献

- (1) 若林大輔, 田中佑典, 機電融合プロジェクト「電気自動車（カート）製作」進捗報告～第一報（初年度活動内容）～, 日本文理大学紀要, Vol. 50, No. 1, pp. 53-59, 2022
- (2) CQ 出版社,  
<https://shop.cqpub.co.jp/hanbai/books/I/I000208.htm>, 最終閲覧日: 2022年12月22日
- (3) はじめての材料力学, 有光隆著, 技術評論社, 1999年

---

(2022年12月26日受理)

