

## 成蹊フォーミュラプロジェクト

### — 2009年度活動報告 —

堀口 淳司\*<sup>1</sup>, 大久保 雅文\*<sup>1</sup>, 魏 啓陽\*<sup>1</sup>, 林 晃生\*<sup>2</sup>

#### Seikei formula project -Activity report in fiscal 2009-

Junji HORIGUCHI\*<sup>1</sup>, Masafumi OHKUBO\*<sup>1</sup>, Keiyou GI\*<sup>1</sup>, Akio HAYASHI\*<sup>2</sup>

(Received March 26, 2010)

### 1. 序 論

日本においての、ものづくりを志向する若手技術者ならびに自動車産業の発展・振興に資する人材の育成を目的として、2003年より社団法人自動車技術会主催による「全日本学生フォーミュラ大会」が企画、開催されてきた<sup>[1]</sup>。この大会は、フォーミュラスタイルの小型レーシングカーを、学生がチームを組んで企画・設計・製作して競技会に参加するも、車の走行性能はもとより車両コンセプト・設計・コスト審査など、ものづくりの総合力が競われる。このためマシンの製作にあたっては、機械や電気の分野に限らず幅広い実践的な知識が必要になり、性能向上のみならず原価低減、商品性といった点での検討を行なうことも求められる。

このような種々の要素をもつ一連の活動を通して、ものづくりの素晴らしさ、おもしろさを実感することができるとともに、この活動への参加は学生や若手技術者に求められている「自ら問題を発見し、解決していく能力の向上」の育成にも大いに役立つことが期待される。活動を円滑に実施するためにはメンバー間のチームワークが不可欠であり、また豊富な知識、経験をもつ企業の技術者から直接的な指導を受ける機会もあるといった貴重な経験を得られることも本大会の特徴であるといえる。

図1は全チームメンバー・車輛、スタッフの集合写真である。



図1 第7回全日本学生フォーミュラカー大会

本稿は以上の学生フォーミュラ大会への参加に関するこれまでの活動内容を概観し、2009年度の活動を総括したものである。

### 2. 大会競技概要

大会は表1に示すように、静的競技と動的競技に分かれて実施される。静的競技は「コスト、プレゼンテーション、デザイン」であり、動的競技は「アクセラレーション、スキッドパッド、オートクロス、エンデュランス、燃費」からなる。それぞれ325点、675点が与えられ、合計1000点満点でそれらの優劣を他大学のチームと競うものである。

\*<sup>1</sup>: エレクトロメカニクス学科助手 (horiguch@st.seikei.ac.jp)

\*<sup>2</sup>: エレクトロメカニクス学科学部生 (チームリーダー)

表1 大会種目

競技種目		競技概要
車検		車両の安全・設計要件の適合、ドライバーの5秒以内脱出、ブレーキ試験(4輪ロック)、騒音試験(所定の条件で排気音110dB以下)、チルトテーブル試験(車両45度傾斜で燃料漏れ無し。ドライバー乗車し車両60度傾斜で転覆しない)[0]
静的競技	コスト	予算とコストは、生産活動を行うにあたって考慮しなければならない重要な要素であることを参加者に習ばせることが狙い。車両を見ながら事前に提出したコストレポートのコスト精度、チームによる製造度合等を確認し、レポートのコストと車両との適合を審査する。一船に購入品目となる2項目について、部品製造プロセスなどの口頭試問を行い、それらの知識・理解度を評価する。[100]
	プレゼンテーション	学生のプレゼンテーション能力を評価することが狙い。プレゼンテーションは、『競技のコンセプトに沿い、製造会社の役員に設計上の優れていることを確信させる』という仮想のシチュエーションのもとで行う。[75]
	デザイン	事前に提出した設計資料と車両をもとに、どのような技術を採用し、どのような工夫をしているか、またその採用した技術が市場性のある妥当なものかを評価する。具体的には、車体および構成部品の設計の適切さ、革新性、加工性、補修性、組立性などについて口頭試問する。[150]
動的競技	アクセラレーション	0-75m加速。各チーム2名のドライバーがそれぞれ2回、計4回走行し、タイムを競う。[75]
	スキッドパッド	8の字コースによるコーナリング性能評価。各チーム2名のドライバーがそれぞれ2回、計4回走行し、タイムを競う。[50]
	オートクロス	直線・ターン・スラローム・シケインなどによる約800mのコースを2周走行する。各チーム2名のドライバーがそれぞれ2回、計4回走行し、タイムを競う。エンデュランスは、このオートクロスの早いチーム順に走行する。[150]
	エンデュランス	直線・ターン・スラローム・シケインなどによる周回距離約22km走行する。走行時間によって車の全体的性能と信頼性を評価する。[300]
	燃費	耐久走行時の燃料消費量で評価する。[100]
合計		1000

### 3. チームの発足と活動の概略

成蹊フォーミュラチーム<sup>[2]</sup>は2006年4月、成蹊大学工学部機械工学科の4年生を中心に卒業研究の一環として発足した。そして2007年9月に開催された第5回全日本学生フォーミュラ大会に初参戦を果たし、参加61チーム中28チームしか成し遂げられなかったエンデュランス(22km耐久レース)の完走を果たし、新人賞3位という結果を残すことができた。一方で、技術的な考えの意識の低さや仮想企業としての取り組みに課題を残していた。

2008年度は新たに「Speed(速さ)」、「Safety(安全)」、「Save the Earth(環境)」の「3S」をプロジェクト実施のコンセプトに掲げ、第6回全日本学生フォーミュラ大会においては、参加2年目では難しいとされる総合順位10位以内を目標として大会に臨んだ。しかし、相次ぐ車両のトラブルに見舞われて動的競技にほとんど参加出来ず、大会順位40位という結果に終わった。そこで、2009年度には前車両で果たせなかった「3S」をもう一度コンセプトに掲げ、大会順位10位以内を目標に活動を進めた。表2は、昨年度までの大会結果を、また表3は、2009年度大会の各競技における点数と順位を示したものである。

表2 過去の大会結果

年度	総合成績	賞
2007年	45位	新人賞 3位
2008年	40位	web賞



図2 2007年度車輦



図3 2008年度車輦

表3 2009年度大会結果

審査項目	順位	獲得点	満点
コスト	38位	34.7点	100点
プレゼンテーション	22位	43.42点	75点
デザイン	14位	100点	150点
アクセラレーション	17位	47.03点	75点
スキッドパッド	30位	2.5点	50点
オートクロス	38位	36.75点	150点
エンデュランス	リタイヤ	0点	300点
燃費	リタイヤ	0点	100点
減点		35点	
合計	40位	229.4	1000点



図4 2009年度車輦

### 4. 活動の目的

本プロジェクトは、自動車技術会が主催している「全日本学生フォーミュラ大会」に学生自ら設計・製作した車輛での参加をとおして、「種々の分野の学問と現実問題との関連の認識ならびに応用力、問題解決能力の向上」を図ることを目的として実施している。

### 5. 冷却性能

2009年度の大会では22km耐久走行競技の途中で、エンジンがオーバーヒート現象を起こりタイヤを余儀なくされることになった。この現象を解決するために冷却系の性能をはじめ、エンジン内部の冷却水流量や発熱量を調べ、実験と理論の両面から原因を定量的に評価した。そこで得られた結果を、2010年度車輛の設計に反映させることとした。

#### 5.1 冷却系の概要

冷却系はエンジン内の温度を適正に保ち、良好な運転を可能にする装置である。エンジンと冷却系は配管

で繋がれており、冷却系の内部では冷却水が循環している。エンジン内で発生した熱が冷却水に伝わり、ラジエータのフィン間を走行風が流れることで外部に熱が放出される機構になっている。

## 5.2 オーバーヒートの原因追求

オーバーヒートが起きた原因について検討する。

- ・ウォーターポンプが正常に機能しているかどうか。
- ・ラジエータ本体の放熱量が十分であるか。
- ・ラジエータに装備されているパーツは性能を発揮されているか。

これら3点について実施した実験結果に基づいて、オーバーヒート現象の原因を探り対策を考えた。

## 5.3 ウォーターポンプ流量の実験

冷却水の循環が悪化するとエンジンの冷却が追いつかず、オーバーヒートが発生する原因になる。純正ウォーターポンプの最高出力時の定格流量は11500rpmで1.5L/sである。そこで、ウォーターポンプの中域回転数の流量が未知であるため、管路内に積算流量計を設置し、エンジン回転数との関係を把握した。外付けの電動ポンプ(流量0.43L/s)の有効性も合わせて検証した。

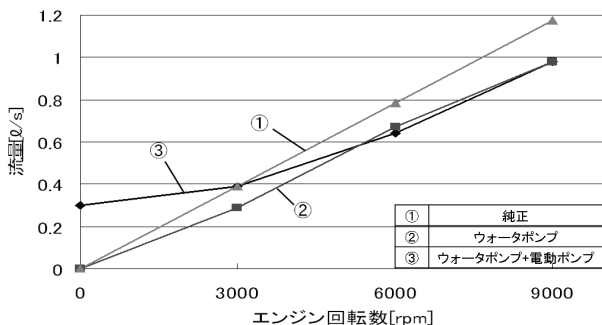


図5 冷却系の流量変化

図5はエンジン回転数と流量の関係を示したものである。同図の結果から、ケース②ではエンジン回転数と冷却水流量は比例の関係があり、ケース②ではケース①より流量が低下していることがわかる。この原因は、管路同士をつなぐ継ぎ手内部が一部絞られていること、ならびに90°曲げ管(エルボ)があったことによるものと考えられる。すなわち、管路の損失がオーバーヒートの要因の1つといえる。次に、ケース②と③の比較から、電動ポンプは低回転域での流量を増加させる効果があることもわかった。エンジンを止めても冷却水の循環が可能になるため、この効果は有用であるといえる。しかし、所

要の流量を満たす電動ポンプを用いないと冷却水の循環に支障がでてくる恐れがあるので、その選定には十分な検討が必要である。

## 5.4 ラジエータ放熱量の測定

ラジエータの流入部、流出部の水温を、熱電対を用いて測定することでラジエータの水温を調べた。実験の概要を図6、風速の変化を表4に示す。エンジン回転数を3000rpmから2000rpm刻みで9000rpmまで測定した。また、ラジエータに流入する冷却水量の変化を調べるため、3段階の風速を設定し測定した。実験実施時の外気温は15°Cである。

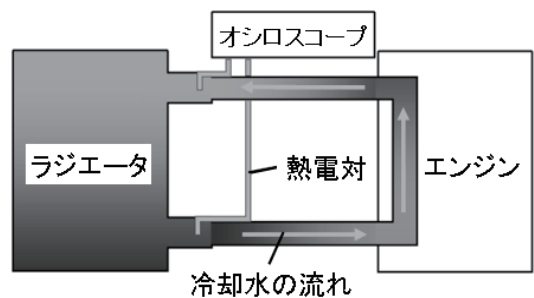


図6 熱電対による測定

表4 風速変化

ケース	ラジエータコア 100mm前の風速 (m/s)
I	18.0
II	14.5
III	10.3

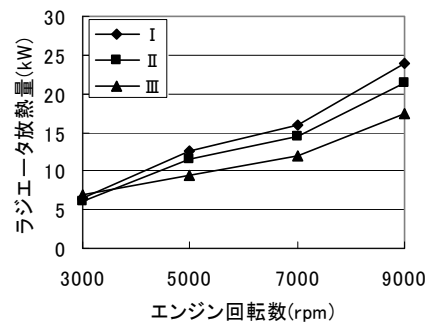


図7 放熱量測定結果

図5および図7の結果を用いて、以下の式からラジエータ熱通過率を算出した<sup>[3]</sup>。

$$\kappa = \frac{Q}{Aa \cdot \Delta Tm} \quad (1)$$

ただし、 $\kappa$ :熱通過率[ $W/(m^2 \cdot K)$ ]、 $Q$ :放熱量[ $W$ ]、 $Aa$ :空気総伝熱面積[ $m^2$ ]、 $\Delta Tm$ :冷却水と空気の平均温度差[ $K$ ]である。

$$Q = Vw \cdot Cp_w \cdot \gamma_w \cdot (T_1 - T_2) \quad (2)$$

ただし、 $V_w$  : 冷却水流量 [ $m^3/s$ ],  $C_{pw}$  : 冷却水の比熱 [ $J/kg^{\circ}C$ ],  $\rho_w$  : 冷却水密度 [ $kg/m^3$ ],  $T_1$  : ラジエータ入口水温 [ $^{\circ}C$ ],  $T_2$  : ラジエータ出口水温 [ $^{\circ}C$ ]である。

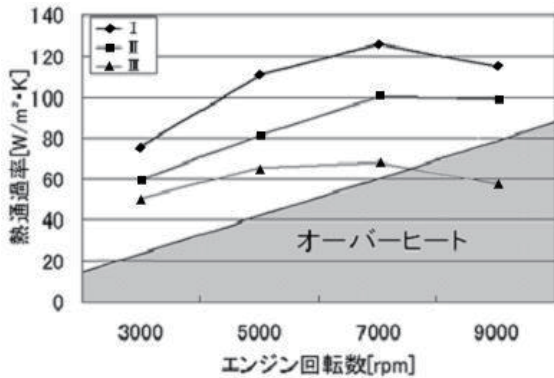


図8 各放熱量と耐久走行時の熱通過率

耐久走行時の計算条件は、外気温 $30^{\circ}C$ 、走行速度平均 $45km/h$  (冷却風流入速度 $12.5m/s$ )で計算した。その結果を図8に示す。熱通過率 $\kappa$ はラジエータの空気総伝熱面積と外部環境温度に依存する。ラジエータが小さく外気温が高い状況で熱通過率が大きいと冷却性能が高いといえる。ケースの $9000rpm$ 時は $100$ を超えたためオーバーヒートになった。このときの放熱量は $16600W$ 、一方耐久走行時は $20800W$ であり、放熱量が不足していたことになる。ラジエータ放熱量が十分であり、冷却風量が多いと熱通過率は増加する。以上から耐久走行環境の熱通過率より低い値 (図8のハッチング領域) になるとオーバーヒートが発生するといえる。

### 5. 5 ラジエータ装備の検証

2009年度車輛のラジエータにはファンシュラウドや電動ファンが装備されているが、他大学ではどちらも装備していないチームもあった。そこで、ファンシュラウドや電動ファンの有無の組み合わせを変化させて、ラジエータ装備における水温変化を調べ、2010年度のラジエータ装備を検討する。実験時のエンジンの回転数は $3000rpm$ とし、冷却水の初期温度は $90^{\circ}C$ で測定を行った。検証は3つの場合について行い、ラジエータコア前面の平均流速は $3.8m/s$ である。

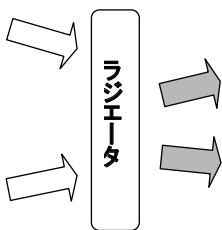


図9 ケース a の条件

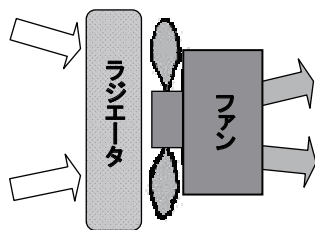


図10 ケース b の条件

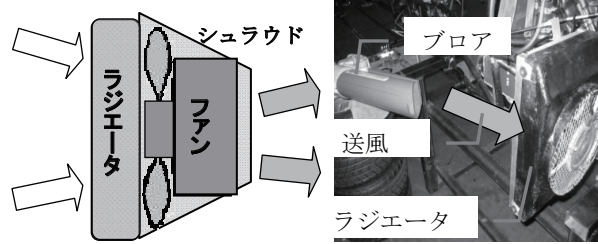


図11 ケース c の条件

図12 実験風景

ケース a はラジエータのみ、ケース b は電動ファン装着、ケース c はファンシュラウドと電動ファンを装着した場合である。各実験の概略図を図9~11、風景を図12に示す。

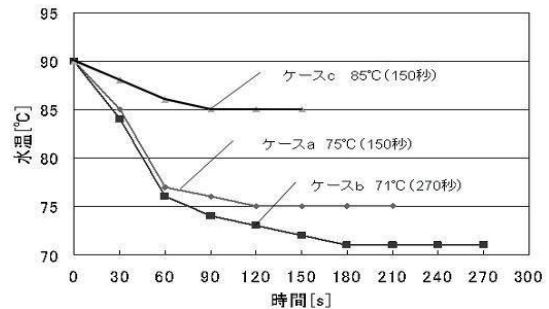


図13 水温の時間変化

図13は水温の時間変化を示したものである。電動ファンを付けたケース b ではケース a の水温より低く、この結果から電動ファンは有効であるといえる。一方、電動ファンにファンシュラウドを取り付けたケース c ではケース b よりも $10^{\circ}C$ 以上も水温が上昇してしまい、ファンシュラウドが放熱の妨げになっていることが明らかになった。この結果から2010年度は電動ファンのみを取り付けることで、オーバーヒートの改善を図ることとした。

### 6. ハンチング現象

2009年度全日本学生フォーミュラ大会に参戦した車輛では、アイドリング時や回転数上昇時および下降時にエンジン回転数を一定に保つことが出来なくなるハンチング現象が生じた。これによって走行時にドライバーがハンチング現象を生じる回転数を避けて運転しなければならず、ハンドリングに集中できないことが問題となった。またスラローム旋回時や低速コーナーなどの低速走行時に回転数が安定せず、非常に走りづらい車輛になってしまった。このため、常にハンチング領域以上の高回転数を維持しなくてはならず、これがオーバーヒートの一因となっていた。そこで吸気系に着目し、ハンチング現象の原因を検討した。

図14は2008年車輛のスロットル全開時におけるエンジ

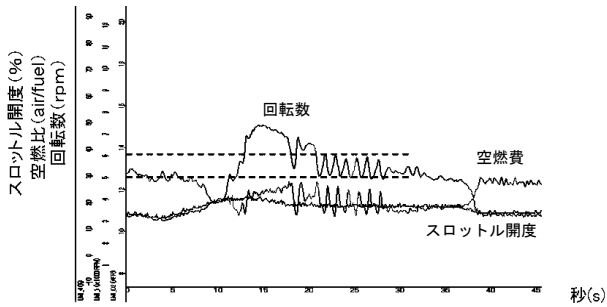


図19 case2の結果

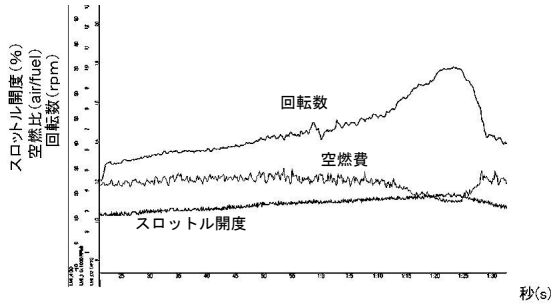


図20 case3の実験結果

図19はcase2の結果である。サージタンク容量を1.0Lまで減少させると、ハンチング領域を5000~6000rpmへ減少させることができた。図20のcase3に見られるように、サージタンク容量は1.0L、吸気管長を100mmに変更するとハンチング現象は消滅した。

### 6.5 考察

実験結果より、ハンチング現象中の回転数変化、空燃比変化に周期性がみられた。その周波数とヘルムホルツ共鳴、脈動効果の理論から求めたサージタンク、吸気管の固有振動数、各回転数の吸気の周波数を比較し、どのような関係性があるのか考察する。各実験結果の周波数を表6に、サージタンク、吸気管の固有振動数を表7に、空気吸い込み量の周波数を表8に示す。

各吸気系、吸気の周波数は(3)~(5)を用いて評価できる。

$$f_s = \frac{a}{4L} \quad (3)$$

$$f_s = \frac{a}{2\pi} \sqrt{\frac{S}{V}} \quad (4)$$

$$f_s = \frac{n}{60 \times 2} \times 4 \quad (5)$$

ただし、aは音速、Lは管長、Sは断面積、Vは体積、nは回転数である。

表6 各実験結果の周波数

	回転数周波数(Hz)	空燃比周波数(Hz)
case1	0.63	0.63
case2	0.89	0.89

表7 各吸気系の固有振動数

	サージタンク固有振動数(Hz)	吸気管固有振動数(Hz)
case1	176.26	214.38
case2	305.29	214.38
case3	318.22	571.67

表8 吸気の周波数

	4000(rpm)	5000(rpm)	6000(rpm)
周波数(Hz)	133.33	166.67	200

表6~表8の比較からわかるように、各実験結果の周波数は各吸気系の固有振動数と空気吸い込み量の周波数のいずれとも大きな差異が生じてしまい、十分な考察をすることはできなかった。

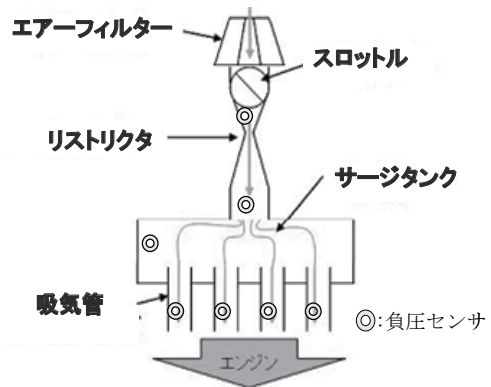


図21 実験の概略図

また、実験では負圧センサも用いて圧力の測定を行っていたが、負圧センサが十分に働かなかったため、データとして用いることはできなかった。そこで2010年度は以下のような実験をし、空気の負圧と、2009年度求めた、各振動数の関係性を見る必要がある。

図21に示すように負圧センサを設置し、実験において吸気管、サージタンク、リストラクタ内部における空気を測定した。そのデータをもとに、吸気管、サージタンク、リストラクタ内部における負圧を測定し、吸気系内部の空気の流れを数値データ化した。またこの実験では空気の振動を測定するため、高周波数まで測定できるような、負圧センサを用いる必要がある。このことで、各吸気管からエンジン内に吸い込まれる空気の量を計算でき、その結果スロットルからエンジンまでの吸気系全体の流れを把握することができる。

以上の検討を通して、ハンチング現象が生じず、エンジン出力をあげられるような吸気系の設計ができると考えられる。

ン回転数[rpm]と出力[kw]の関係を示したものである。図から、4000~7000[rpm]でハンチングが起こっている。すなわちこのハンチング現象を解消する必要がある。

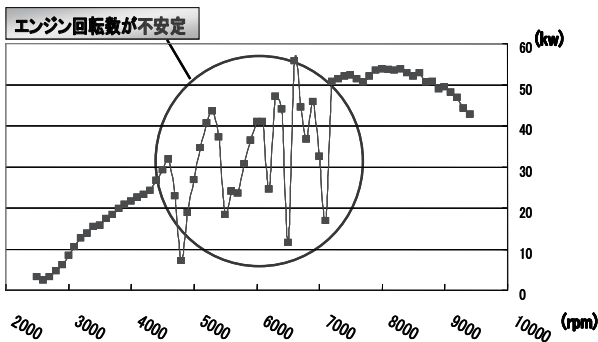


図14 エンジン回転数と出力

### 6. 1 吸気系の役割

エンジンはガソリンと空気の混合気をシリンダ内に吸入し、この混合気をピストンで圧縮した後爆発させて出力を得る。このエンジンへ混合気を送り込む役割を担うのが吸気系の役割である。そのため吸気系の性能として求められるものは、多くの空気をエンジンに送ることであり、吸気管内での損失をより少なくすることで送り込まれた空気の充填効率を上げることである<sup>[4][5]</sup>。

### 6. 2 スロットル配置

図 15 に示すように、本チームが使用している CBR600RR では、エンジン、吸気管、スロットルおよびスロットル開度センサ、サージタンクの順に配置されている。しかし、学生フォーミュラの大会ではレギュレーションにより、図 16 に示すようにエンジン、吸気管、サージタンク、リストリクタ、スロットルの順で配置しなければならない。上述のハンチング現象は、空燃比、吸気管長、サージタンク容量、動的効果などの様々な要素の変化によって発生する。

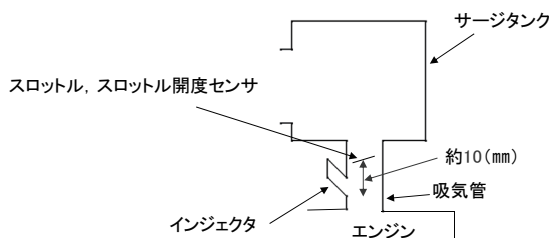


図 15 CBR600RR の吸気系における各パーツの配置

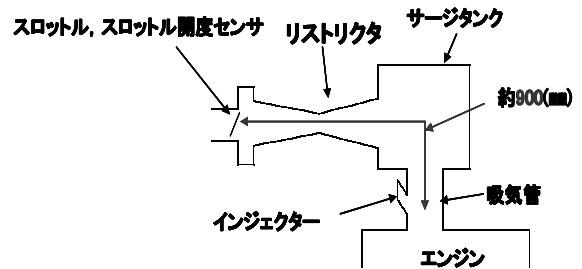


図 16 学生フォーミュラにおける各パーツの配置

### 6. 3 実験方法

表 5 に示すように、サージタンク容量、吸気管長を変化させた実験を行った。図 17 は実験の概略図を示したものである。これらの実験においては回転数[rpm]、空燃比、スロットル開度[%]をデータロガーで数値化し、これらがハンチング現象にどのような影響を及ぼすのか調べた。

### 6. 4 実験結果

実験結果を図 18~図 20 に示す。縦軸は回転数[rpm]、空燃比[air/fuel]、スロットル開度[%]、横軸は時間[s]である。

図 18 は case1 の結果である。同図に示されるように、サージタンク容量 3.2ℓ、吸気管長 400mm では 4000~7000rpm の領域でハンチング現象が発生した。

表 5 実験概略

	サージタンク容量(ℓ)	吸気管(mm)	リストリクタ(mm)
case1	3.2	400	226
case2	1.0	400	226
case3	1.0	150	226

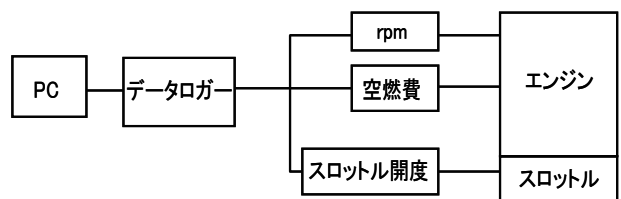


図 17 実験の概略図

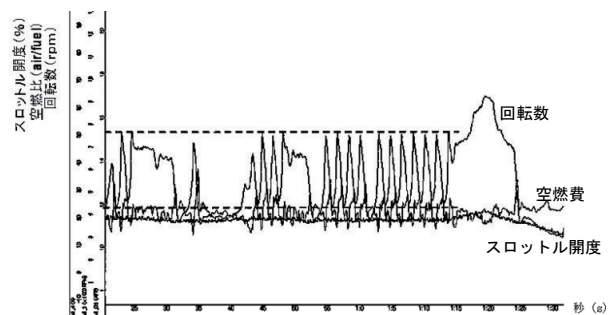


図 18 case1 の結果

## 7. フレーム

### 7.1 設計指針

今年度の設計においては、昨年度のねじり剛性値を維持しつつ、課題とされていたエンジンを剛体として扱い、重量の更なる軽量化に重点を置いた。昨年度のフレーム質量は上位チームと比べると約5kg重いため、今年度は22kg（5kgの軽量化）程度に抑えることにした。

### 7.2 設計・製作

図22に設計したフレームを、図23に製作したフレームを示す。設計に際しては、レギュレーションを考慮して軽量化と高剛性の両立を目指した。

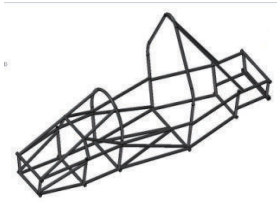


図22 設計フレーム



図23 製作したフレーム

### 7.3 ねじり剛性

車体のねじり剛性は、車体に対して弾性限界内の回転角を発生させるモーメントと回転角の比として定義される。走行中、前後左右の4つのタイヤから伝達される力は、大きさと作用時刻が異なる場合が多い。これが車体にねじりを発生させる要因となる。このねじりに耐える強さがねじり剛性である。ねじり剛性は振動、騒音、乗り心地に影響する重要な値であり、当然のことながらこの値が高い方がよい。

### 7.4 ねじり剛性値の算出方法

トルクをかけたときのフレームの変位を用いて、ねじり剛性値を求めた。ここでは、リア固定時の算出方法を記述する。リア固定時では、バルクヘッドを図24のように測定した。さらに回転は台形の中心回りに生じるものと仮定した。

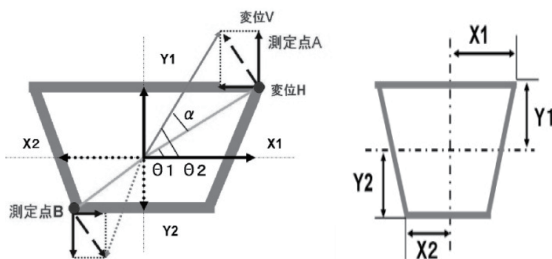


図24 ねじり剛性算出方法

ねじり剛性値  $k$  の評価にあたっては、以下の諸式を用いた<sup>[6]</sup>。

$$\Theta_1 = \tan \frac{Y}{X} \text{ [deg]} \quad (6)$$

$$\Theta_2 = \tan \frac{Y+V}{X+H} \text{ [deg]} \quad (7)$$

$$\alpha = \Theta_2 - \Theta_1 \text{ [deg]} \quad (8)$$

$$k = \frac{T}{\alpha} \text{ [N}\cdot\text{m/deg]} \quad (9)$$

ただし、 $Y$  は中心からバルクヘッド上下の端までの距離[m]、 $X$  は中心からバルクヘッド左右の端までの距離[m]、 $V$  は荷重によって生じた垂直方向の変位[m]、 $H$  は荷重によって生じた水平方向の変位[m]、 $\Theta_1$  は変化前の中心と測定点の角度[°]、 $\Theta_2$  は変化後の中心と測定点の角度[°]、 $\alpha$  は変化前と変化後の角度の差[°]、 $T$  は応力×実棒の長さ×2[Nm]である。

### 7.5 ねじり剛性の解析

ねじり剛性の検討は、拘束、荷重位置、回転方向、エンジン搭載および非搭載などの8つの場合に分けて進めた。表9はその分類を示したものである。解析に際し、フレームの材料はスチール（S20C相当）、エンジンは剛体として扱った。

表9 解析条件の分類

リア固定・フロント荷重	エンジン非搭載	時計まわりねじり
フロント固定・リア荷重		反時計まわりねじり
リア固定・フロント荷重	エンジン搭載	時計まわりねじり
フロント固定・リア荷重		反時計まわりねじり

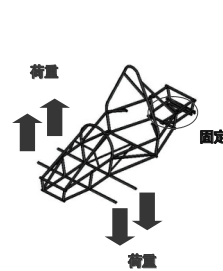


図25 R固定F荷重

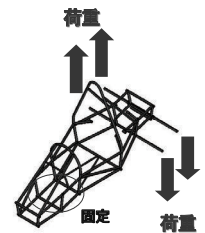


図26 F固定R荷重

次に拘束位置と荷重位置について述べる。荷重は車両走行中に作用する力を想定して、ブラケットの位置から伸ばしたパイプに250Nを与えた。そしてこの力の作用点間距離は1.2mとした。この力学的条件を用いて解析を行い、変位を測定して両者を比較検討した。

## 7. 6 ねじり剛性の実験

実験より求めたねじり剛性値を表9に示す。エンジン非搭載時のねじり剛性値は506Nm/deg、エンジン搭載時のねじり剛性値は693Nm/degとなった。

表9 2009年度フレームねじり剛性実験値

2009年度フレームねじり剛性実験値[N・m/deg]				
リア固定・フロント荷重	エンジン非搭載	時計	450	458
		反時計	465	
フロント固定・リア荷重	エンジン非搭載	時計	563	553
		反時計	542	
リア固定・フロント荷重	エンジン搭載	時計	649	618
		反時計	587	
フロント固定・リア荷重	エンジン搭載	時計	715	768
		反時計	820	

## 7. 7 解析結果とその検証

解析より求めたねじり剛性値を表10に示す。エンジン非搭載時のねじり剛性値は454Nm/deg、エンジン搭載時のねじり剛性値は853Nm/degとなった。

表10 2009年度フレームねじり剛性解析値

2009年度フレームねじり剛性解析値[N・m/deg]				
リア固定・フロント荷重	エンジン非搭載	時計	428	428
		反時計	428	
フロント固定・リア荷重	エンジン非搭載	時計	487	481
		反時計	475	
リア固定・フロント荷重	エンジン搭載	時計	1002	1000
		反時計	997	
フロント固定・リア荷重	エンジン搭載	時計	710	706
		反時計	703	

また、ねじり解析と実験の比較を行い、目的通りのフレームが製作できたか検証する。表11は求めた剛性値を示したものである。

表11 2009年度ねじり剛性の解析と実験の比較

	解析	実験
エンジン非搭載時のねじり剛性[N・m/deg]	454	506
エンジン搭載時のねじり剛性[N・m/deg]	853	693

## 7. 8 ボディーアライメントの測定

足回りのブラケットの座標を出すことでフレーム全体の設計値とのズレを見出した。測定はブラケットに測定用ボルトを通して行なった。測定用ボルトは、ブラケット中心(25mm角パイの半分、12.5mm)に印(線)を描き、各軸方向ともこの線を用いて測定した。

z軸方向(車両の上下方向)をハイトゲージで測定した。x軸方向(車両の前後方向)の測定は、イケールを測定するブラケットに一番近い穴にセットした。測定するブラケットのz軸の値を2つのハイトゲージで表し、一つを基準面側に、もう一つを測定するブラケット側(イケールの内側に沿わせる)に合わせた。2つのハイトゲージの先端にメジャーを合わせ、メジャーを定盤と平行

にした。イケールにL字定規を合わせ、ブラケットに対して垂直にし、測定用ボルトの印に合わせた。L字定規とメジャーの交点からx軸方向の距離を測定した。

y軸方向(車両の左右方向)の測定は、イケールを測定するブラケットに一番近い穴にセットした。測定するブラケットのz軸の値をハイトゲージで表し、イケールの内側に合わせた。ハイトゲージの先端とブラケット内の測定用ボルトにL字定規を合わせ測定した。

## 7. 9 測定結果

表12と図27, 28にアームブラケットの設計値と測定値の差を示す。図28は判りやすくするため変位量を10倍にして示したものである。

表12からリア-Left-upper-後ろ-xの値が-15.75mmと他のx軸の値と比べて大きいのは、設計がフレーム完成後に変更になりリアボックスの左側にデフマウントを配置したため、剛性が足りずゆがんでしまったためである。

また、図28でバルクヘッド周辺の変位量が大きくなってしまっているのは4輪ロック(急ブレーキ)やブレーキングにより前方に荷重が掛かり前部のアームブラケットを中心に後ろが持ち上がって逆さのへの字のようにフレームが歪んだと推測される。測定方法が正確でなかったためy軸の値が左右で大きく異なる結果となった。

表12 アームブラケットの設計値との変位量[mm]

フロント									
upper	Left				Right				
	前		後		前		後		
	x	5.85	x	3.3	x	6.7	x	5.8	
y	9.58	y	5.53	y	-3.07	y	-0.07		
z	13.85	z	10.95	z	12.45	z	9.35		
lower	Left				Right				
	前		後		前		後		
	x	2.7	x	4.3	x	4.65	x	4.3	
y	5.39	y	6.29	y	-0.46	y	-0.61		
z	13.47	z	9.43	z	10.63	z	10.53		
リア									
upper	Left				Right				
	前		後		前		後		
	x	-0.2	x	-15.75	x	-1.7	x	0.7	
y	5	y	7.45	y	1.2	y	1.1		
z	11.7	z	10.02	z	10.7	z	11.02		
lower	Left				Right				
	前		後		前		後		
	x	-1.2	x	-0.7	x	-1.2	x	-6.2	
y	7.8	y	7.5	y	0.3	y	1.5		
z	11.2	z	10.1	z	10.7	z	11.74		

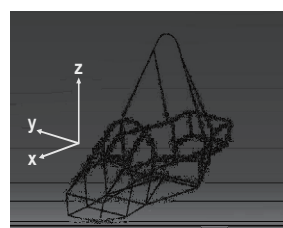


図27 変形前のフレーム

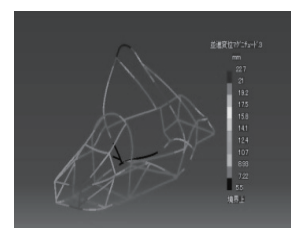


図28 変形後のフレーム



## 8. マフラー

### 8.1 音響設計における排気原音の予測

マフラー非装着時の近接排気騒音測定法による位置の排気音を排気原音とする。排気原音は、排気音が大きく学内での測定が困難であった。そのため、排気原音を次の方法で予測した。

図29に排気原音の予測方法の概要フローを示す。図29の手順を用いて予測した2009年度フォーミュラカーの排気原音の周波数特性及びoverall値を図30に示す。同図よりエンジン排気音の2次成分と3次成分が、卓越してoverall値が高くなっていることがわかる。

### 8.2 伝達マトリックス法を用いた消音量予測

1000Hz以上の高周波数域は吸音材により、消音可能である。1000Hz以下の領域の消音性能を、伝達マトリックス法を用いて予測し、消音構造を決定した。

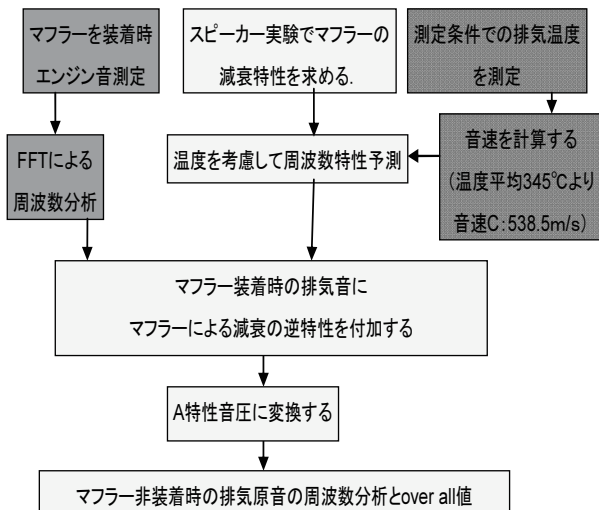


図29 排気原音予測法のフロー

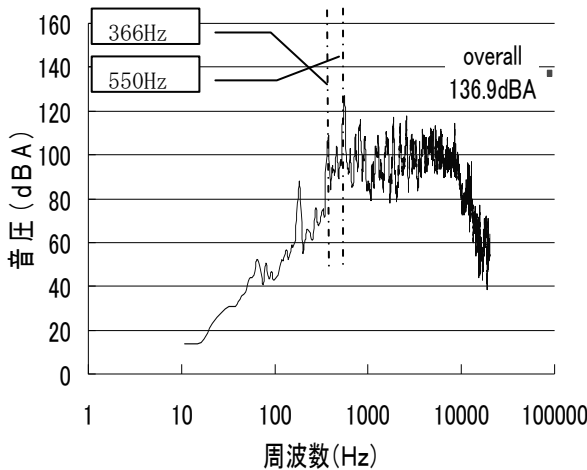


図30 排気原音周波数特性及びoverall値

まず、単純な一段拡張型のモデルで、360Hz付近の消音効果があると考えられる形状に対して消音量の計算値及び実測値を求めた。図31に概要図を示す。

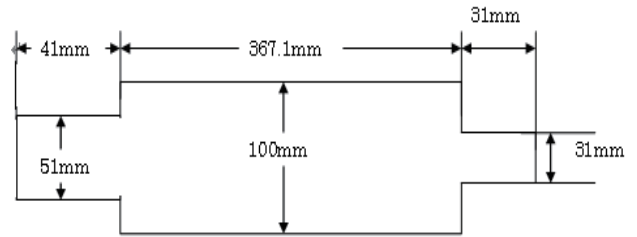


図31 一段拡張型モデル

伝達マトリックス法を用いて計算した消音量[ATT]の理論値と実測値との比較を図32に示す。またこの結果よりさらに減衰を考慮した結果を図33に示す。

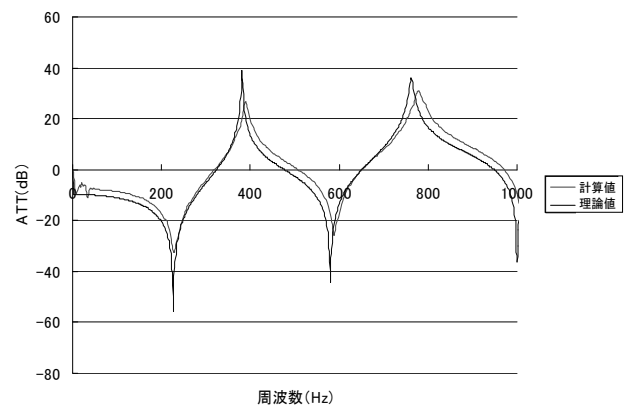


図32 一段拡張モデル消音量の実測値と計算値の比較

この結果よりさらに減衰を考慮した結果を図33に示す。従来の伝達マトリックス法では共鳴周波数で無限大となり、実験結果と大きくずれるため、現象に等価減衰を付加して計算を行った。減衰を考慮した計算結果を図33に示す。

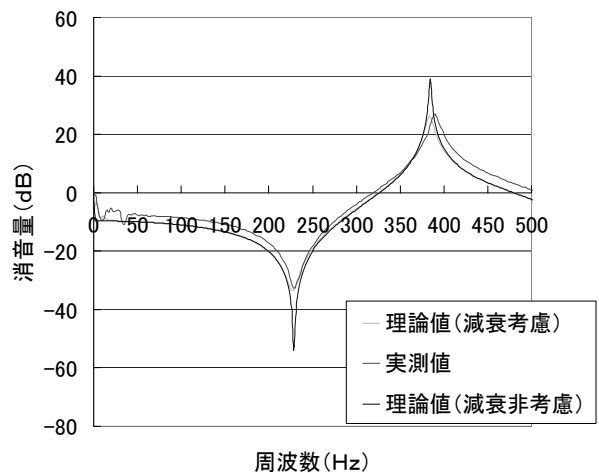


図33 減衰考慮後一段拡張モデル消音量比較

以上により、実測値と理論値をほぼ一致させることができ、予測計算法の確立を計ることが出来た。

### 8. 3 消音器構造の音響設計

本計算法を用い、問題の周波数を消音するための構造を制約条件等も考慮し決定した。基本構造を図34に示す。

図35に消音量の計算値及びスピーカー実測値を示す。排気温度を考慮した周波数366Hz及び550Hz付近（温度非考慮では240Hz付近と360Hz付近）の周波数域が消音されることを確認した。

図31の排気原音から図35の2009年度用マフラーの消音量を引いた2009年度用マフラー装着時の排気音の予測と、実際に測定を行なった2009年度用マフラーを装着したときの排気音の周波数特性とoverall値の比較を図36に示す。

実測に比べoverall値が1.7dBAの差異が出た。高周波側でずれた一因は、実際のフォーミュラカーにマフラーを装着し測定する場合に、もれ等の他の音の寄与である。なお、高周波は吸音材による消音が容易である。吸音材をマフラー内部に装着したタイプのモデルを図37に示し、実際の排気音の測定結果を図38に示す。



図34 2009年度大会用マフラー構造概要図

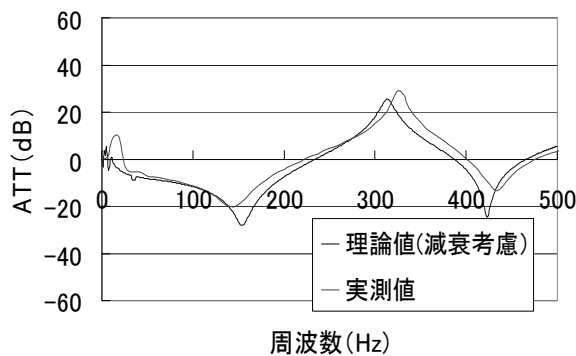


図35 2009年度大会使用マフラー消音量理論値及びスピーカー実測値(温度非考慮)

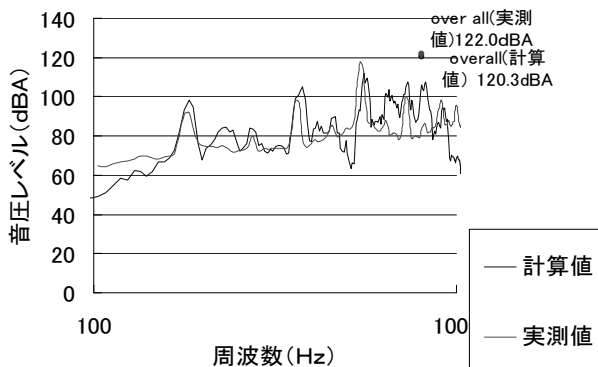


図36 2009年度使用マフラー排気音理論値と実測値の比較

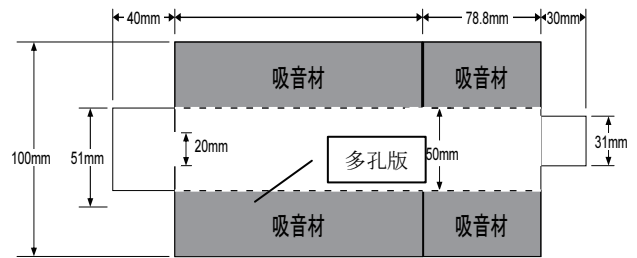


図37 2009年度使用マフラー吸音材装着モデルの構造概要図

大会の会場よりも周りに音響反射が多い状況下で測定し、overall値が110dBAとレギュレーションの範囲内であることを確認した。吸音材により高周波域は消音されており、消音器構造で366Hz付近と550Hz付近の卓越成分の消音に成功した。

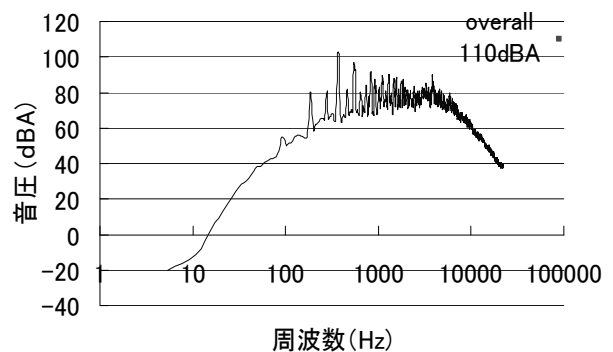


図38 2009年度用吸音材装着モデルの排気音の周波数特性

### 8. 4 マフラーの制約条件

フォーミュラカーには、多種多様なパーツがあり(図39)それぞれが限られたスペース内に収まるように設計を行わなければならない。マフラー入口部の排気管接続部は排気管の外径47.8mmに合わせ、マフラーの外径と長さは昨年度使用したマフラーも装着できるようにというチームの方針から同寸法(外径102mm、内径100mm、長さ450mm)とする。マフラー出口部に関しては大きな制約がなく、比較的自由度が高い。

材質に関しては、コストがかからない材質で、大学内で加工ができる材質が条件である。

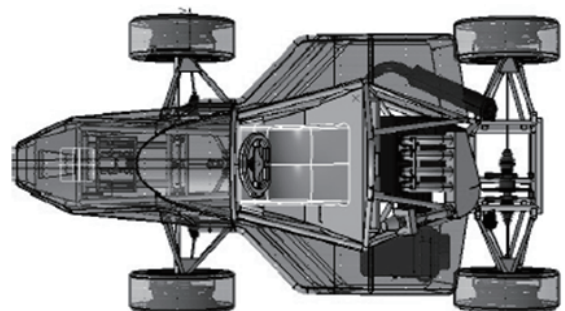


図39 車両のCAD図

### 8. 5 材質選定

- ①入口部：融点が1535℃と高く安価で削りだしが比較的容易な鋼管を採用。
- ②胴部：1mm厚の溶接ができ安価で見た目も綺麗なステンレス鋼（SUS304）を採用。
- ③出口部：出口部は240℃という測定結果がでていたため、融点が660℃であるアルミニウム（A2024）を使用。アルミニウムの密度は2.7g/cm<sup>3</sup>であり昨年度マフラー（出口部がステンレス）に比べ約60%の軽量化が見込める。
- ④吸音材：1000Hz以上の高周波数を消音する目的で使用する。  
固定：溶接はせずブラインドリベットを採用し、製作後の分解整備を可能とした。

### 8. 6 クリアランス

入り口側450℃、出口側240℃の場合の熱膨張後のクリアランスを計算する。計算方法及び結果を以下に示す。マフラーの構造を図40、41に示す。表13の結果より、常温時0.4mm、0.5mmのクリアランスがあれば膨張により亀裂が入るといったことはないと思われる。

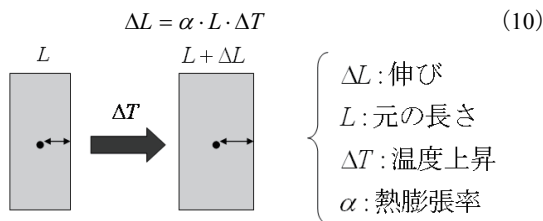


図40 マフラー部位

表13 熱膨張後のクリアランス計算結果

	A-Bクリアランス	G-Dクリアランス		D-Eクリアランス
25℃	0.4mm	0.5mm	25℃	0.5mm
450℃	0.3845mm	0.4813mm	240℃	0.4870mm

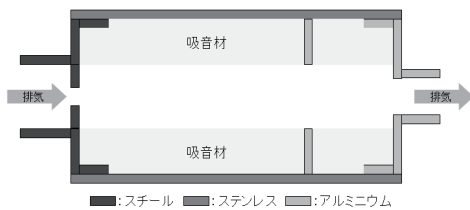


図41 マフラーの部材

### 8. 7 設計及び製作

3DCADで設計したCAD図と完成品を図42下に示す。

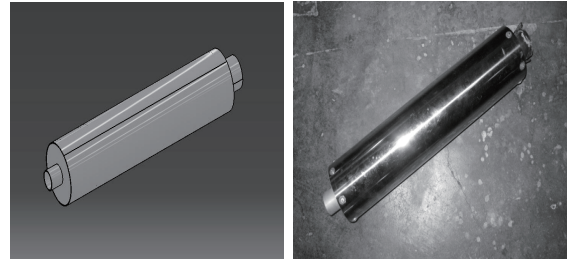


図42 マフラーCAD図及び完成品

### 8. 8 圧力損失の測定と評価

マフラー部では、必ず圧力損失が生じ、エンジンパワーやトルクに影響する。したがって、音響設計<sup>[7]~[10]</sup>と同時に圧力損失に対する評価を行なうことが必要である。

### 8. 9 測定方法

マフラー内部の圧力の損失係数(理論①)(図43)と出口からの排気流失も含めた圧力の損失係数(理論②)を計測した。

#### (1) 理論①

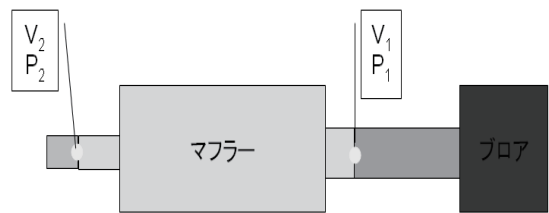


図43 理論①の説明図

圧力損失  $\Delta P$  は、2点間の全圧の差である。それぞれの全圧を  $P_{out}, P_{in}$  とすると

$$\Delta P = P_{out} - P_{in} \quad (11)$$

ベルヌーイの法則から流速  $V_{in}$  を求め、 $\xi$  を損失係数とする

$$\Delta P = \xi \gamma \frac{v_{in}^2}{2g} \quad (12)$$

より

$$\xi = \frac{\Delta P \times 2g}{\gamma v_{in}^2} \quad (13)$$

となるので損失係数が求まる。

#### (2) 理論②

マフラーの出口での圧力損失も含めるように測定するため、マフラー入り口と流速が0になる点を測定点とする。

表14 マフラー内部損失係数

マフラー名	圧力損失	流速	損失係数	損失係数(平均)
今年度大会使用	0.15	0.20	75.00	70.15
	0.10	0.17	65.30	
昨年度大会使用	0.17	0.20	82.30	77.30
	0.11	0.17	72.30	
今年度試走会使用	0.17	0.10	337.00	279.50
	0.11	0.10	222.00	

表15 出口での損失も含むマフラー損失係数

マフラー名	圧力損失	流速	損失係数	損失係数(平均)
今年度大会使用	0.33	0.37	47.14	50.57
	0.22	0.28	54.00	
昨年度大会使用	0.32	0.40	39.50	40.55
	0.21	0.31	41.60	
今年度試走会使用	0.34	0.24	113.33	169.17
	0.23	0.14	225.00	

\*圧力損失単位：mAq 流速単位：m/s

圧力損失を $\Delta P$ とすると、上図測定点間にベルヌーイの法則を適用し、静圧 $P_1$ 、 $P_2$ とすると

$$\gamma \frac{V_1^2}{2g} + P_1 = \gamma \frac{V_2^2}{2g} + P_2 + \Delta P \quad (14)$$

$V_2$ は0となるので

$$\Delta P = P_2 - P_1 \quad (15)$$

とそれぞれの点の静圧差から求めることができる。測定結果を表14と表15に示す。

内部の構造による損失係数は、2009年度大会使用マフラーが1番低くなっていることが確かめられた。しかしながらマフラーの出口の損失を含めると、2008年度使用マフラーの損失係数が最も低い。すなわち、出口部を含めた損失係数の低減が今後の課題である。

## 9. まとめ

昨年と比較してみるとスキッドパッド、アクセラレーション、オートクロス、エンデュランスと動的4種目に全て参加することができ、これにより得点も動的競技(昨年度)の7.5点から85.98点と飛躍的に伸ばせたことは大きな進歩といえる。しかしエンデュランスを完走することはできず、来年度の活動においては、この実現が大きな課題であると考えられる。さらに他の動的競技の順位も上げる必要がある。

今年度は動的競技のひとつである燃費項目の得点が50点満点から100点満点に変更された。その背景には、近年自動車業界で注目されている「環境に優しい車」があると思われる。したがって単にエンデュランスを走りきる車輛を目標とするだけでは不十分で、燃費の向上も視野に入れた車輛作りへの取り組みが来年度の課題になるといえるだろう。

本プロジェクトの目的のひとつである「種々の分野の学問と現実問題との関連の認識ならびに応用力、問題解決能力の向上」については、大きな成果が得られており、今後も本プロジェクトの継続が望まれる。

## 謝 辞

本プロジェクトの実施にあたり予算面では本学の大学振興予算、活動面ではホンダマイスタークラブ並びに多くの企業や個人の方々に、ご援助ご指導をいただいた。ここに記して感謝の意を表する次第である。

## 研究室所属チームメンバー

- ・林 晃生 (チームリーダー エンジン&ラジエータ&デファレンシャルギア担当) (小川研究室)
- ・桑原 大樹 (マネージメントリーダー アップライト担当) (小川研究室)
- ・加藤 祐規 (デザインリーダー マフラー担当) (田中研究室)
- ・庄司 允 (マフラー担当) (田中研究室)
- ・中村 義敬 (パワートレイン班リーダー 吸気担当) (小川研究室)
- ・水村 崇 (足回り班リーダーサスペンション担当) (弓削研究室)
- ・岡本昇一郎 (ボディー班リーダー コックピット&ペダル担当) (笠原研究室)
- ・矢崎 道生 (フレーム担当) (笠原研究室)
- ・斉藤 達也 (排気担当) (小川研究室)
- ・山内 直人 (カウル担当) (小川研究室)
- ・栗原 祐太 (ハブ担当) (弓削研究室)
- ・花里綾希子 (燃料タンク&インパクトアッテネータ担当) (小川研究室)
- ・中村沙裕美 (ステアリング担当) (弓削研究室)
- ・小暮 彩乃 (電装担当) (鳥毛研究室)

## 参考文献

- [1] 自動車技術会主催者URL  
<http://www.jsae.or.jp/formula/jp/>
- [2] 成蹊フォーミュラチームURL  
<http://www.me.seikei.ac.jp/formula/>
- [3] 社団法人日本自動車部品工業会：自動車用ラジエータ (第2次改訂版)
- [4] 森棟隆昭, 是松孝治: エンジン—熱と流れの工学—, 産業図書, 2005年
- [5] 浅沼 強: 内燃機関の吸・排気効果に関する最新の研究, 日本機械学会誌, vol.66-528開始1963年
- [6] 榎本信助: 応用材料力学, オーム社, 1982年
- [7] 伊藤 毅: 音響工学, 電気書院, 1979年

- [8] 鈴木明次, 西村正治, 雉本信哉, 御法川学: 機械音響工学, コロナ社, 2005年
- [9] 社団法人日本騒音制御工学会: 騒音制御工学ハンドブック, 技報堂出版株式会社, 2001年
- [10] 石崎浩輔: エンジン吸気系の仕様変更が車内音の音質に及ぼす影響 (ポーラスダクトを含む吸気音響系の解析法の開発), 成蹊大学理工学部エレクトロメカニクス学科卒業論文, 2009年