

2018 年度 活動報告書



SINCE 2002

2019 年 2 月 13 日 (水)

金沢工業大学

夢考房フォーミュラカープロジェクト

<https://www.facebook.com/KITformula>

<http://www2.kanazawa-it.ac.jp/formula/>

目次

1. 活動目的と背景	1
2. KIT-18model 概要	2
2.1. 車両コンセプト	2
2.2. 車両パッケージ	2
2.3. 車両設計概要	3
2.3.1. フレーム	3
2.3.2. サスペンション	6
2.3.3. パワートレイン	23
2.3.4. エアロデバイス	46
2.4. 設計概要まとめ	47
3. 年間活動概要	48
3.1. 活動スケジュール	48
3.1.1. パッケージング・設計における振り返りと反省	50
3.1.2. 製作における振り返りと反省	50
3.1.3. 試走における振り返りと反省	52
3.2. チーム組織	53
3.3. 活動目標	55
3.4. チーム運営における総括	55
4. 大会結果報告	56
4.1. 大会結果と分析	56
4.2. 大会期間中の流れ	56
4.3. 大会期間中の反省	58
5. スポンサー様一覧(順不同)	60
謝辞	63

1. 活動目的と背景

米国「Formula SAE®」(以下：F-SAE)は 1981 年から「ものづくりによる実践的な学生教育プログラム」として米国で開催され、学生自らが企画・設計・製作に取り組むことで技術の理解を深め、実践的な能力を養うことを目的としている。そのため米国の大学の 80%以上では単位として認められている活動であり、有能な学生が多いことから学生のリクルーティングの場としても機能している。そうした状況を踏まえ、日本自動車技術会では、F-SAE のルールに準拠し、2003 年 9 月 10 日に「全日本学生フォーミュラ大会—ものづくり・デザインコンペティション—」(以下：日本大会)を開催した。大会では学生が設計・製作を行った車両に対するものづくりの技術力・革新性・安全性・生産性など、プロフェッショナルからの評価が得られる貴重な場である。夢考房フォーミュラカープロジェクト(以下：FMC)は、この日本大会の開催をきっかけに 2002 年 4 月に発足した。

FMC は毎年 9 月に開催される全日本学生フォーミュラ大会への出場を目指し、フォーミュラカーの設計・製作、それに伴うプロジェクト運営活動を通じて、メンバーが以下のような事項を習得することを目的としている。

- (1) プロジェクトに参加することで、企業の方々を含め、多くの人達と交流しその経験から技術者、社会人として求められる倫理観や人間性を身につける。
- (2) 車両を設計するために必要な自動車工学・人間工学の知識を学び、習得した知識を活用して車両設計において工学的なアプローチをして人から信頼されるものづくりに求められることを体得する。
- (3) 車両を製作するために、実際に工作機械や工具に触れ、加工技術や工具の適切な使用方法を体得することで、設計者に求められるスキルを身につける。
- (4) マーケティングを通してスケジュール管理、予算管理、生産管理などを行うことで経営マネジメントを疑似体験し、組織で働く人間として求められる能力を身につける。
- (5) プロジェクト組織内において、メンバーが責任を持って与えられた役割を果たすことで、リーダーシップ力、コミュニケーション能力、社会人基礎力を身につけ向上させる。

2. KIT-18model 概要

2.1. 車両コンセプト

チーム目標を「総合 16 位以内」とし、チーム目標を達成するための車両コンセプトを「高い旋回性能の実現」とした。このコンセプトは、直線が少なく中低速コーナーが多く存在する大会コースレイアウトと、これまでの弊チームの大会結果を考慮したコンセプトである。大会の仮想ユーザーであるサンデードライバー向けに、市販車には無いパワーウェイトレシオと旋回性能を兼ね備え、カートよりも本格的な構造を持つ新カテゴリーの車両を目指した。

2.2. 車両パッケージ

第 16 回大会車両(以下、18model)では、車両コンセプトの「高い旋回性能の実現」を目指し各部品の設計を行った。第 15 回大会車両(以下、17model)からのホイールベースの 50mm 延長、サスペンションジオメトリの見直し、同調回転数 7000rpm に合わせた吸排気システム、エアロデバイスやサスペンションパーツの軽量化等を行うことで車両コンセプトの達成を目指した。

主要車両諸元として車両乾燥重量/ホイールベース/トレッド/前後重量配分/を、それぞれ 240 kg / 1550mm /1185mm /48:52 とし、エンジンは直列 4 気筒エンジン(SUZUKI GSX-R600 L5)を使用する。

エンジンの使用回転域は 2 速で 3000rpm から 14000rpm とし、最高出力 55.2kW/12000rpm、最大トルク 7.3kg/10500rpm を目標値に設定した。図 2.2.1 に 18model 車両外観を、表 2.2.1 に車両諸元表を示す。



図 2.2.1 18model 車両外観

表 2.2.1 車両諸元表

KIT-18model 車両諸元	
全長/全高	2621mm/1209mm
ホイールベース	1600mm
トレッド(前/後)	1200mm/1200mm
車両重量	234kg
前後重量配分	47:53
エンジン	SUZUKI GSX-R600 L5
最高出力	55.2kW/9900rpm
最大トルク	7.3kg/9500rpm
タイヤ	Hoosier 20.5×7.0-13 R25B
ホイール	13inch TWS Mg Wheel
サスペンション形式	前後ダブルウィッシュボーン

2.3. 車両設計概要

2.3.1. フレーム

◆ 18model の設計方針

17model では、剛性値の選定やレギュレーションに対して有余がない設計を行ったことによるエンジンの取り付け・取り外しやドライバーシートの取り付け・取り外しの作業効率低下が問題視された。本年度の車両コンセプトである「高い旋回性能の実現」に貢献するため、作業効率向上や 17model と同等の剛性を確保と軽量化を行うことにした。以下に実行した項目を示す。

- フロントフープ・ブレースを短く分割
- フロントフープの角度変更
- フロントセクションの床面を一直線化
- コックピット・アッパーの角度変更
- メインフープ・ブレースの取り付け点の変更
- メインフープの形状変更
- リアセクションのパイプ本数削減

◆ 18model の設計工程

以下に 18model の設計工程を示す。

- ① 17model のフレーム解析を再度行い、変位量が目立つ部分やサスペンション取り付けエリアに注目し、変位量が増加しないこと、重量を削減することを意識し 18model をモデル化する。
- ② 第 16 回大会レギュレーションに適合しているかを確認する。
- ③ 18model の解析を行い、17model で注目していた部分がどのような変化をもたらしたかを評価する。この際に、フレーム全体のねじり剛性値算出、比較結果をグラフ化した上で評価する。
- ④ 以上の工程を繰り返し、車両コンセプトとフレームとしての目標の達成を目指す。

◆ 18model の詳細

以下に 17model と 18model の概略図を示す。

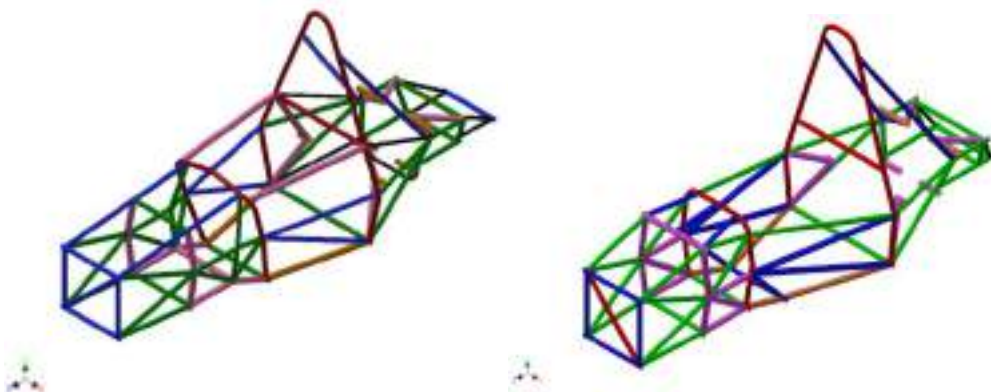


図 2.3.1.1 フレーム形状の比較(左 : 17model、右 : 18model)

18modelは17modelをベースに設計した。17modelとの変更点は、前項の18modelの設計方針で述べた。フロントセクションでの新たな試みとして、フロントフープ・ブレースをノーズ先端まで伸ばすのではなくその手前であるセカンドバルクヘッドまでとし、その先のパイプは肉厚が薄いものを使用しオーバーハング重量の削減を図った。さらに、フロントフープの角度を10°から水平に変更したことで肉厚が厚いパイプを短くしフレーム重量の削減を行った。

◆ 評価&比較

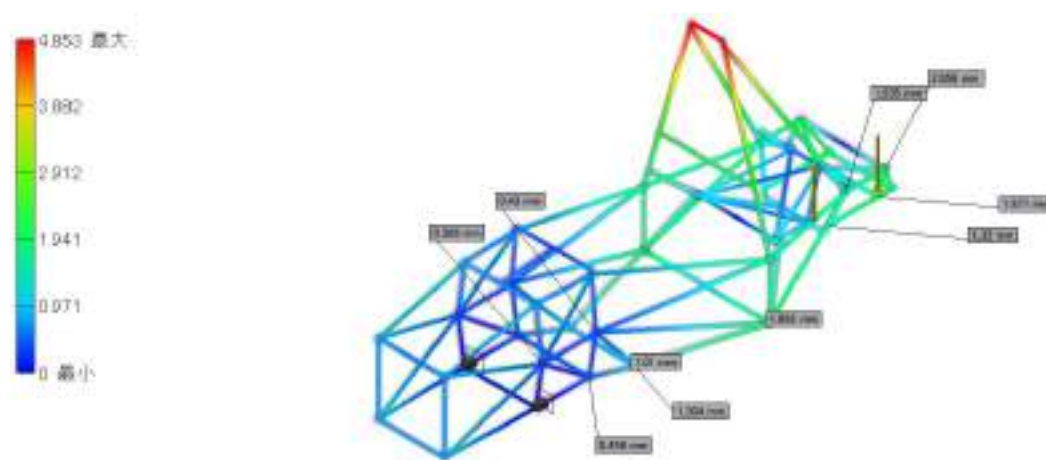


表 2.3.1.1 変位量比較[mm]

測定位置	17model	18model	差
フロントサスペンション(上・前)	0.281	0.396	+0.115(+40.9%)
フロントサスペンション(上・後)	0.515	0.430	-0.085(-16.5%)
フロントサスペンション(下・前)	固定点=0	固定点=0	-
フロントサスペンション(下・後)	0.385	0.459	+0.074(+19.2%)
フロントフープ下	0.817	1.01	+0.193(+23.6%)
メインフープ下	1.834	1.958	+0.124(+6.8%)
リアサスペンション(上・前)	1.589	1.535	-0.054(-3.4%)
リアサスペンション(上・後)	2.060	2.056	-0.004(-0.2%)
リアサスペンション(下・前)	1.118	1.32	+0.202(+18.1%)
リアサスペンション(下・後)	1.803	1.971	+0.168(+9.3%)

表 2.3.1.2 ねじれ剛性値の比較

	17model	18model	差
ねじれ剛性値[N・m/deg]	1685	1830	+145(+8.6%)

表 2.3.1.3 重量比較

	17model	18model	差
重量[kg]	39.1	37.9	-1.20(-3.1%)

これらの比較を見ると、各フレームでの変位量は 17model より増加している部分が多く見受けられる。最大で 0.202 mm 増加し、これはフロント、コックピット、リアセクションでのパイプ本数削減や肉厚を薄くしたために生じたものだと考えられる。しかし、この解析では各変位箇所での強弱を発見するために行っているもので、実際の走行時で片輪に 2000 N の荷重が負荷されることは想像し辛い、そのため、0.202 mm の変位増加は問題無いと判断した。

他箇所のサスペンション取り付け点では、変位量が減少し改善されているのが見受けられる。フレーム構造を見直したため、フレームとして最も変位してはならない部分の変位量を抑えることができた。さらに、変位量は全体的に多少の増加を見せたが、これに伴いフレーム全体重量は約 1.7 kg の軽量化を達成し、本年度の目標であった「剛性維持・軽量化」が実現でき、車両コンセプトに貢献できた。

2.3.2. サスペンション

I. フロントショックアブソーバー&フロントスタビライザー

◆ 18model の設計方針

- ① モーションレシオ変化の減少
- ② スタビライザー形状変更

◆ 18model の設計詳細

18model のフロントサスペンションの 3D レイアウト及び仕様を示す。

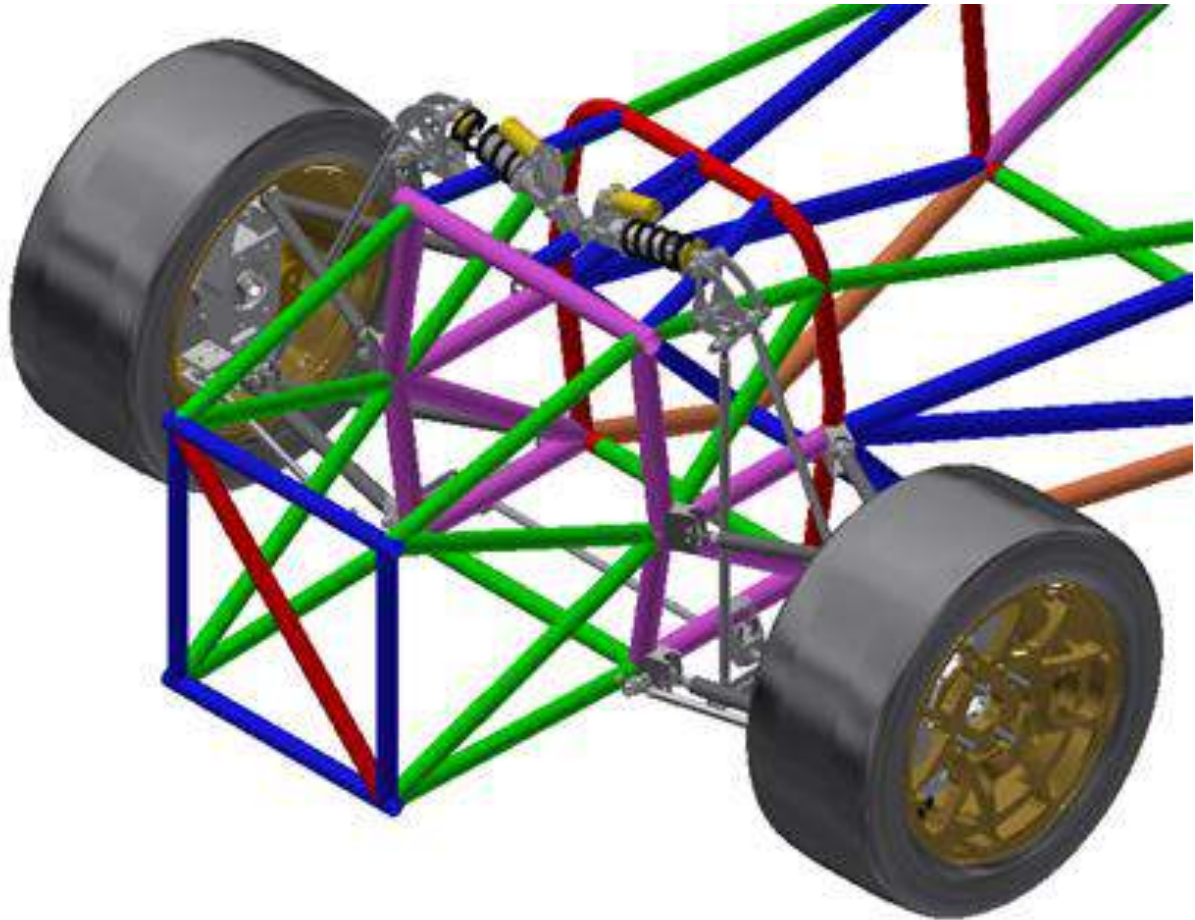


図 2.3.2.1 18model フロントサスペンション 3D モデル

表 2.3.2.1 仕様比較

フロント	17model	18model
バネ上固有値振動数[Hz]	5.1	3.9
リンク比	1.48	1.10
レバー比	1.05	0.93
初期バネレート[kgf/mm]	8.04	4.46
ホイールレート[kgf/mm]	6.43	3.77

表 2.3.2.2 スタビライザー調整幅仕様

	1 段階	2 段階	3 段階
腕の長さ[mm]	75	86	100
ばね定数[N/mm]	70.0	50.9	37.6
ロール運動付与率[%]	65.4	57.9	50.4
フロントロール剛性[N・m/deg]	737.5	659.0	595.6

17model の反省としてスプリングが硬”すぎる”という問題があった。その結果レバー比を可能な限り大きく設定したにもかかわらず、ホイールレートが増加し、固有値振動数が高くなってしまった。これにより良好な路面接地ができなくなっていた。そこで、スプリングレートを大きく減少させ、さらにレバー比を小さく設定することでスプリングがよくストロークするよう適正化を行った。またこの変更によるロール角の増加が懸念されたため、スタビライザーを昨年度よりも大径化することでロール剛性に対するスタビライザーの付与率を高め、定常旋回時のロール角の最適化を行った。

次に 17model と 18model のスタビライザーの比較を示す。



図 2.3.2.2 スタビライザー比較(左：17model、右：18model)

17model のスタビライザーは、トーションバーと角パイプから削り出したロッカーアームが溶接された 2 ピースで構成されていた。18model では、トーションバーとロッカーアーム板 2 枚からなる 3 ピース構造とし、ロッドエンドを取り付ける際のカラーを廃止し、整備性、製作性の向上を目指した。

また、ロッドを見直して中空ロッドへと変更を行った。以下に 18model フロントサスペンションに使用したロッド全ての基本形状のモデルを示す。



図 2.3.2.3 フロントショックプッシュロッドの構造

18modelでは、中実丸棒にねじ切りが行われていたものからロッドエンドコネクタと中空パイプの2ピースにし、接触部を溶接で固定する形状とした。これにより今年度から採用したプッシュロッド方式におけるロッドの重量増を抑えた。

◆ 評価結果

18model の設計目標であったモーションレシオ変化についての解析結果を以下に示す。

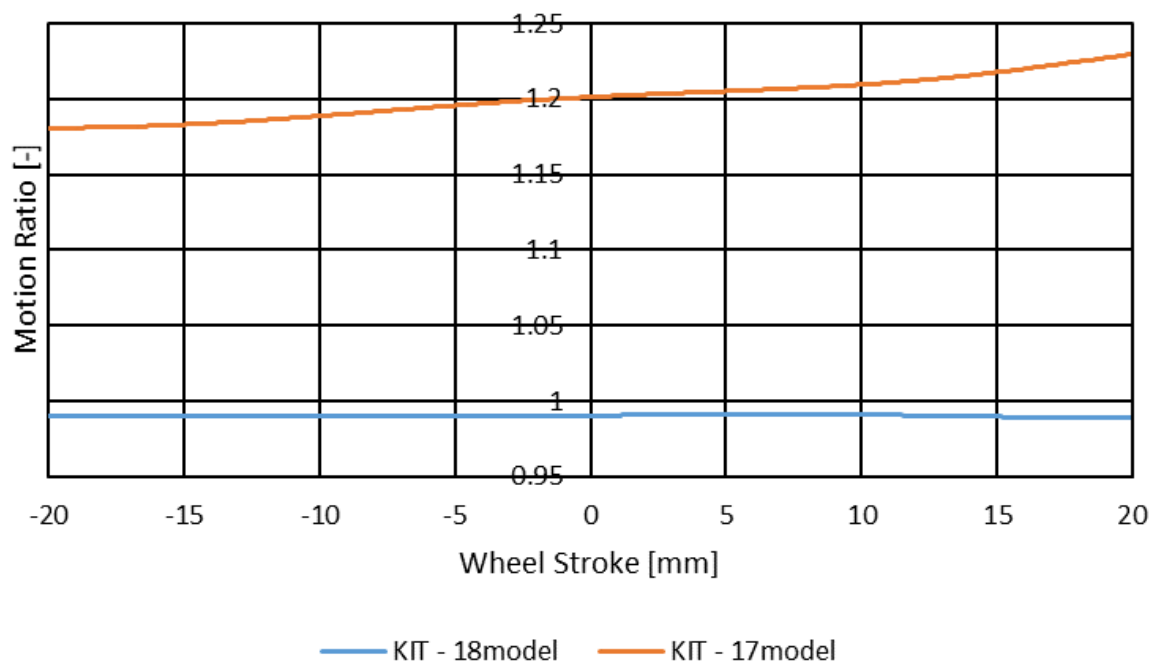


図 2.3.2.4 ホイールストロークとモーションレシオの関係

図 2.3.2.4 より 18model の変化幅が 17model と比べ小さく抑えられていることが分かる。これにより車両過渡変化を安定させ、旋回性能の向上へつなげることができ、設計目標を達成できたといえる。

◆ まとめ、反省

17model に比べ設計者本人の知識が蓄えられたことにより、比較的細部に渡って設計ができたと考えられる。特にモーションレシオという考え方を取り入れたことは昨年度から大きく成長できた点である。しかし、昨年度同様十分な評価ができなかった。また、ダンパー特性の設計に関しては設計者本人の知識不足により十分な設計ができなかったということが反省として挙げられる。よって今後はより自動車工学を学び、十分に実車を評価していくことが課題である。

II. リアショックアブソーバー&リアスタビライザー

◆ 18model の設計目標

- ① 2次元レイアウト配置
- ② ジグの精度向上
- ③ リンク効率の向上

◆ 18model の設計詳細

18model のリアショックアブソーバー取り付け部分のレイアウトを示す。

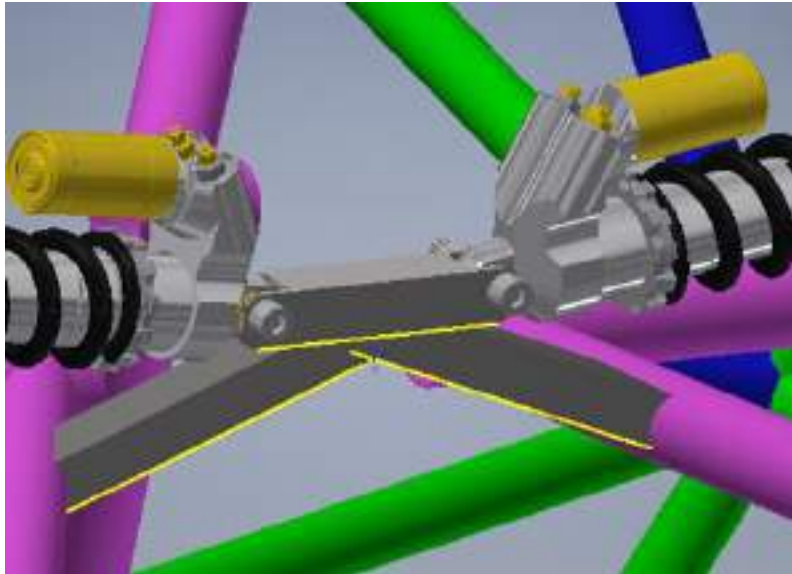


図 2.3.2.5 リアショックアブソーバー取り付け部分のレイアウト

設計目標である 2 次元的配置とリンク効率の向上を達成するため、図 2.3.2.5 のようにショックアブソーバー取付点のステーを一体化し、ステーを支えるサポートパイプを新たに導入した。これにより製作時に高度なすり合わせを必要としなくなり、ジグの精度向上を達成できると考えた。

18 model では当初整備性を考え、ベルクランクのカラーを鋼材でベルクランクの外側から入れる方式をとっていた。しかし、規定トルクをかけた際につぶれてしまった。これはカラーの形状の肉厚が薄く長かったこと、規定トルクを $12.50\text{N} \cdot \text{m}$ から $15.00\text{N} \cdot \text{m}$ に変更したことが要因と考えられる。そこでベルクランクのカラーをアルミニウムで内側から入れる方式に変更し、断面積を増やすことで対策をとった。図 2.3.2.6 に変更前と変更後のカラー形状を示す。

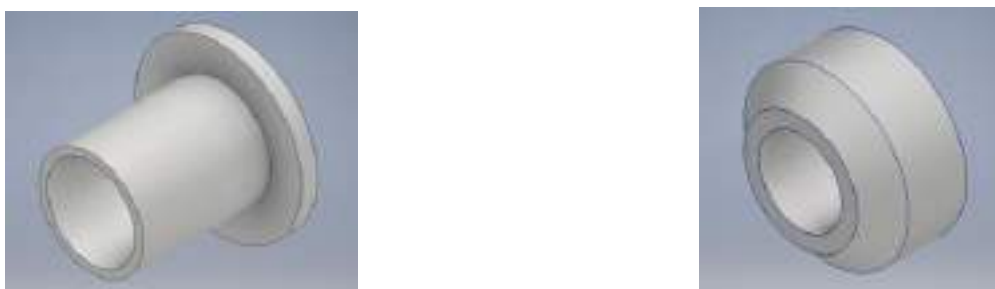


図 2.3.2.6 カラー形状(左：変更前、右：変更後)

また、スタビライザーに関してはフロントと同様に 3 ピース構造とし、整備性、製作性の向上を目指した。

◆ 評価結果

リアショックアブソーバーとリアスタビライザーの 17model と 18model 各パーツ重量比較を示す。

表 2.3.2.3 リアショックアブソーバー各パーツ重量比較[g]

	17model	18model	差
全体	984.9	1173.4	+188.5(+19.1%)
ショックブラケット	67.7	117.3	+49.6(+73.3%)
ショックブラケットサポート	-	285.2	+285.2
ベルクランクブラケット	160.8	86.5	-74.3(-46.2%)
ベルクランク	195.5	222.4	+26.9(+13.8%)
ロッド	560.9	462.0	-98.9(-17.6%)

表 2.3.2.4 リアスタビライザー各パーツ重量比較[g]

	17model	18model	差
全体	688.9	1892.4	+1203.5(+174.7%)
スタビライザーロッド	143.2	311.7	+168.5(+117.7%)
スタビライザーステー	179.4	427.8	+248.4(+138.5%)
アッパースタビライザー Spacer	71.2	246.4	+175.2(+246.1%)
ロースタビライザー Spacer	70.8	96.1	+25.3(+35.7%)
スタビライザーブラケット	99.0	125.6	+26.6(+26.9%)
トーションバー	125.3	684.8	+559.5(+446.5%)

表 2.3.2.3 と表 2.3.2.4 より共に重量が増加していることが分かる。設計詳細では記載していないが、ショックブラケットなどは 17model では□25 の角パイプを使用していたのだが、18model では 17model と同様の厚さの□20 の角パイプに変更し、軽量化を行っている。しかし全体を見ると大幅な重量増となった。主な原因としてショックブラケットの追加が考えられ、スタビライザーではスプロケットとの干渉を避けるためスタビライザー Spacer の高さを増やしたことも重量増に繋がったと考えられる。

◆ まとめ、反省

三次元的なレイアウトから二次元的なレイアウトに変更したことをはじめ、軸からのずれや任意の方向以外の動きが少なくなるように心掛けた。結果として重量が増えたが、動きとしては無駄がなくなったと考えられる。重量に関しては改善する余地が多くあるので、次回の設計では性能面を落とさず軽量化できるように考えていきたい。また、スタビライザーでは事前の相談不足等もあり、他パーツとの干

渉が発生してしまい変更せざるおえない部分も発生した。全体としては設計初期に他パーツと相談し、事前に干渉が起きないようにレイアウトを考えていきたい。また、今回の設計では変更した部分もいくつかあったが、全体的にあまり煮詰めることが出来ず去年の考えを流用した部分もあるのでそれらも今後理由も含めて考えていきたい。

III. ステアリング

◆ 18model の設計目標

- ① 支持剛性の向上
- ② バンプトーチangesの抑制

◆ 18model の設計詳細

支持剛性の向上を達成するために 18model では以下の変更を加えた。

- ① ラックのスライドブッシュにスライドブッシュ専用のシャフトを採用。
→17model よりも正確にラックを支持し、ガタつきなくスムーズに直線運動をすることを可能に。
- ② ギヤボックスとステアリングコラムを接続するピニオンシャフトコネクターのボルト締結部の座面加工の追加。
→ステアリングコラムの締結力の向上及びガタつきの低減。
- ③ アップーステア部に 18model はベアリング入りハウジングを採用&フレームからのステアを 3 本へ
→アップーシャフト部のガタつきを低減。
- ④ ミドルシャフト部にボールスプラインを採用
→上下のステアリングコラムに発生するガタをいなくすることで、より実車に近い機構を採用、操舵時のガタを低減。

バンプトーチangesの抑制に関しては、タイロッドとロアアームの長さを等長・平行とすることでバンプ時によるトーチangesを抑制し、急激な挙動変化を無くし操縦性を向上させた。

また、17model のステアリングフィールがドライバーに好評であったことから、ステアリング切れ角は 180deg とし、ロックトゥロックの位置を分かりやすくした。しかし、昨年 of 走行映像を見ているとドライバーが 180deg でステアリングを切る状態がほとんどなく、ステアリングギヤ比が過度なクイックであると考えられた。そこでピニオンギヤの径はそのままに、ジオメトリによってステアリングの最大切れ角を利用しながらハンドル切れ角を調整しやすくする転舵角を考えることで、最小回転半径を少し大きくし、ステアリングギヤ比を大きなものとした。

17model ではスライドブッシュが動いてしまったので、固定するためのストッパーを製作していた。18model ではスライドブッシュを角フランジ型のものですることで、ラックステアにボルト締結し、ステアリングを転舵してラックが動いた際にスライドブッシュが移動することなく支えることを可能とした。17model と 18model のスライドブッシュのラックステアの固定法の比較を示す。

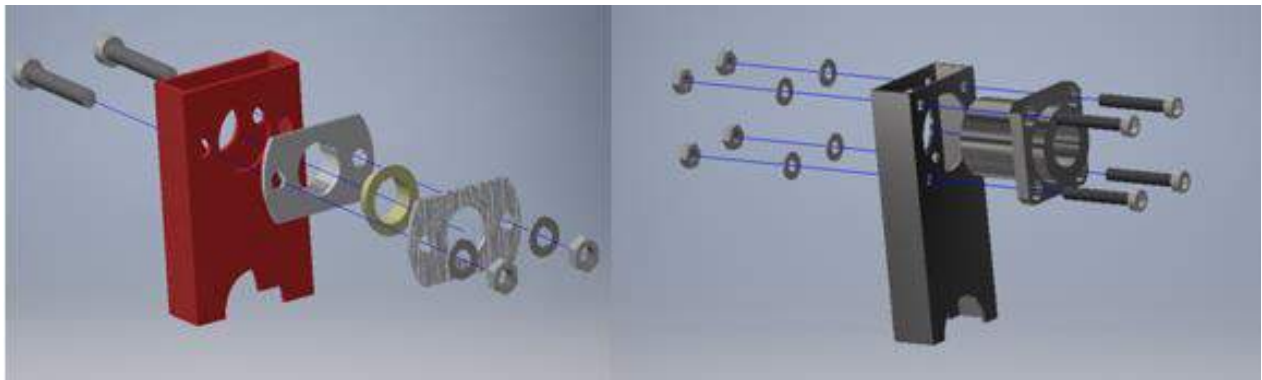


図 2.3.2.7 スライドブッシュのラックステアへの固定方法比較(左：17model, 右：18model)

18model のサスペンションジオメトリは 17model と比べてキャスタートレールが約 2 倍近く増加する設定なので、ステアリングシステムにかかる負担は大きくなる。それに伴い操舵力も大きくなってしまいうため、リンク効率を高めるステアリングジオメトリとし操舵力をできるだけ抑えた。また、17model はアッカーマンジオメトリだったが 18model はパラレルジオメトリに近い数値を示すようになった。17model と 18model のステアリングジオメトリ比較を示す。

表 2.3.2.5 ステアリングジオメトリ比較

	17model	18model	差
リンク効率[%]	95.2	96.2	+1.0
操舵力[N]	211.5	209.4	-2.1
アッカーマン率[%]	83.2	0.66	-82.54

◆ 評価結果

ステアリングの 17model と 18model 各パーツ重量比較を示す。

表 2.3.2.6 ステアリング各パーツ重量比較[g]

	17model	18model	差
ステアリングホイールアッシー	311.8	311.8	0
ステアリングコラムアッシー	1154.6	2294.4	+1139.8(+98.7%)
ギヤボックスアッシー	483.6	517.4	+33.8(+7.0%)
ラックアッシー	662.1	718.7	+56.6(+8.5%)
タイロッド	474.1	627.6	+153.5(+32.4%)
ステアリングコラムステア	153.6	206.3	+52.7(+34.3%)
ギヤボックスステア	132.2	155.1	+22.9(+17.3%)
ラックステア	327.4	549.4	+222.0(+67.8%)
全体	3699.5	5380.7	+1681.2(+45.4%)

ステアリングホイールについては 17model を流用したので重量に変化はない。ステアリングコラムは、コラムジオメトリの設計の時にステアリングホイールの角度が急になりすぎてしまうことが分かったことから、ユニバーサルジョイントを 2 つ使うことで対応を行ったが、ガタ軽減のために様々な機構を取り入れたことに伴う部品点数の増加が重量増へとつながった。また、ギヤボックスは今年度のサスペンションジオメトリによってかかる力が大きくなり、それに伴いベアリングの径を大きくする必要があったために重量増となった。ラック周辺については、ステアリングジオメトリ設計において 17model よりもラックシステム部が長くなったために重量増となった。タイロッドについても、ステアリングジオメトリによって 17model よりも長さが増えたために重量増となった。ステアリングコラムステアは、V 字ステア部の丸パイプを 3 本にし、ハウジングを締結するためのプレートを用いたため重量増となった。ギヤボックスステアは、ギヤボックス本体が大きくなったので、それに伴い延長し重量増となった。ラックステアは、18model から金属製のスライドブッシュに変更したために重量増となった。

次にステアリングホイールのガタつき測定風景を示す。



図 2.3.2.8 ステアリングホイールのガタつき測定

ステアリングのガタであるが、17model ではステアリングの遊びがレギュレーションで制限されている 7° まで余裕がない状態であったのだが、18model では大会後に測定した結果 $3.4^{\circ} \sim 3.5^{\circ}$ であることが分かった。このことから完成から時間が経過してもガタつきを少なく抑えることができたといえる。

次にバンブトー変化の試験方法を示す。

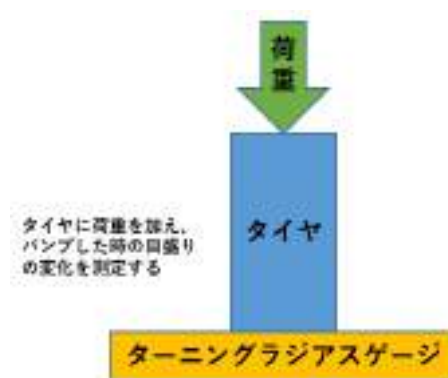


図 2.3.2.9 バンブトー変化試験方法

この試験はタイヤをターニングラジアスゲージの上に置き、タイヤに垂直荷重をかけることでバンブ時のタイヤの動きを再現し、その際のメモリの変位を測定することでバンブトー変化を調べるという方法である。この試験を行った結果、バンブ前のメモリとバンブ時のメモリの変位が目視レベルでなかったため、バンブトー変化ゼロのステアリングジオメトリを実現することができているといえる。

次に最小回転半径を測定する試験をおこなった。試験方法を以下に示す。

- ① ステアリングホイールを最大まで切った状態にし、フロント外輪の接地部にチョークを押し当て旋回し円を描く。
- ② 円を通る2直線の垂直二等分線を引き、その交点より円中心を求める。
- ③ 半径を測定する。

表 2.3.2.7 に試験結果を示す。

表 2.3.2.7 最小旋回半径測定試験結果

	17model	実測(17model)	18model	実測(18model)
ステアリングレシオ	4.2	-	4.7	-
内輪転舵角[°]	22.4	-	19.3	19.5
外輪転舵角[°]	28.8	-	19.3	19.5
最小回転半径[mm]	4649.3	4206.6	5409.3	5300

表 2.3.2.7 より、18model では 17model と同様に最小回転半径は設計値よりも小さくはなっていたが、誤差をより小さく抑えることができたといえる。また、据え切り時の操舵トルクを調べるためにバネばかりを用いて力の測定を行った結果、107.9N であることが分かった。セルフアライニングトルクの設計数値は 101.3N ということから、概ね設計値通りとなっていることが分かった。

◆ まとめ、反省

18model ステアリングでは、バンブトー変化を抑えるというこれまでに考えられていなかった動的特性や車両運動性能にステアリングとして関わることのできる設計を取り入れるようにした。しかし、自分の知識不足により当初考えていた締結方法を取り入れることができなかった。今後はギヤボックス周辺をより実車に近い方法でガタの少なくなる機構を検討していきたい。また、17model ではアッカーマンステアが主に用いられていたが、18model では最小回転半径や操舵力を考慮してパラレルステアとしたので、車両運動への影響などを今後の設計のためにデータを多く収集できるよう検証方法を考えたいと思う。

IV. アップライト

◆ 18model の設計目標

- ① 軽量化
- ② 整備性の向上

◆ 18model の設計詳細

18model の車両コンセプトから、アップライトでは軽量化することを目標とした。ばね下の重量を軽くすることで、ばね上重量の軽量化の何倍も効果がある。そのためアップライトを軽量化することでばね下重量が軽くなり、サスペンションの運動の妨げを減らすことができる。18model では設計を見直し、フロントアップライトはハブベアリング径を 85mm から 64mm に変更したことにより、アップライトのサイズを小型化し、17model から 4.6%以上の軽量化を達成した。また製作面を考え、キャリアサポートとタイロッドブラケットを本体と別にした。図 2.3.2.10 に 17model と 18model のフロントアップライトモデルの比較を示す。

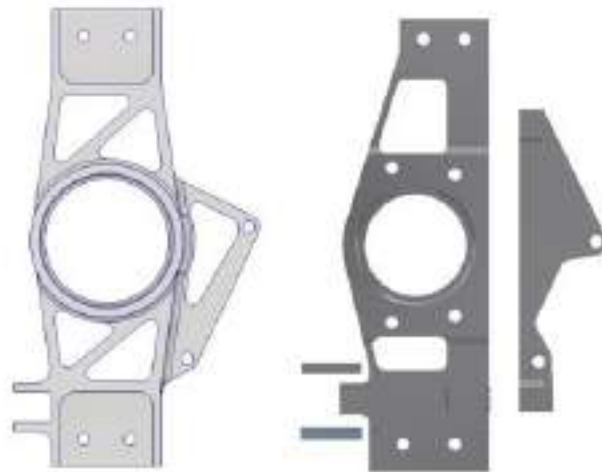


図 2.3.2.10 フロントアップライトモデル比較(左 : 17model、右 : 18model)

リアアップライトに関してはキャリアサポートを取り付けるために横方向には大きくなってしまったが、重量増を最小限に抑え、できる限りコンセプトに沿えるような設計を行った。また、キャリアサポートをワイヤーロックではなく U ナットでロックできるように設計することで整備性の向上を目指した。17model と 18model のリアアップライトモデルの比較を示す。



図 2.3.2.11 リアアップライトモデル比較(左 : 17model、右 : 18model)

◆ 評価結果

17model と 18model のフロントアップライトの重量比較を示す。

表 2.3.2.8 フロントアップライト重量比較

	17model	18model	差
重量[g]	1538	1467	-71(-4.6%)

表 2.3.2.8 よりフロントアップライトでは目標としていた軽量化を達成した。また 7 月の試走中にリアアップライトのロアーブラケットがずれるという事態が発生した。この原因として、ロアーブラケットを締結しているボルトを通す穴がボルトの径よりも大きかった事が挙げられた。対策として、すでに空いている穴をリーマで拡張し、そこに位置決めピンを差し込む形状とした。さらに位置決めピンにもΦ8.0 のリーマを使うことで位置決め精度を高め、M8 ボルトを通しロアーブラケットとリアアップライトを締結した。

◆ まとめ、反省

18model の設計において重量増を防ぎたかったが、軽量化のための肉抜きを CAD のみに頼り、本当にその剛性が必要なのか解析と実際の走行とどこまで正しいのかという評価を行うことができなかった。そして整備性に関しても実際に組み付けていくと使用できる工具が限られるなど、組み付ける順番に自由度がないといった、17model とは違った整備性の問題が現れた。今後は上記の問題を解決できるよう改めて見直しを行っていきたい。

V. ハブ

◆ 18model の設計方針

- ① キャリパーとホイールのクリアランスの最適化
- ② ハブベアリングのサイズの最適化

◆ 18model の設計詳細

17model と 18model のホイール内クリアランスの比較をした CAD 図を示す。

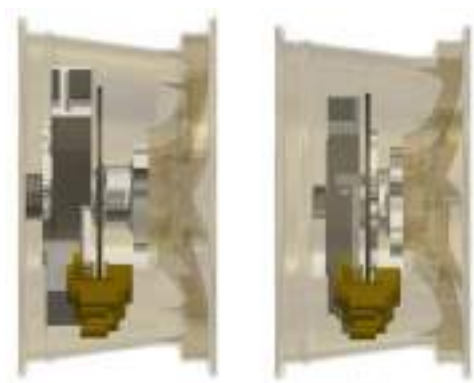


図 2.3.2.12 ホイール内クリアランス比較(左：17model、右：18model)

17model のホイールとキャリパーのクリアランスをモデルと実物で確認し、17model から 12 mm オフセットを縮小した。これによりキャリパーとホイールのクリアランスの最適化を目指した。
次に 17model のハブベアリングの仕様を示す。

表 2.3.2.9 17model ハブベアリング

	17model フロント	17model リア
内径×外径×幅[mm]	45×85×30.2	34×64×37
質量[kg]	0.67	0.43
形式	複列アンギュラ	
接触角[°]	25	40
寿命※[km]	390000	220000

※1G を発生する旋回時の負荷での寿命

表 2.3.2.9 で示したようにフロントハブベアリングの寿命は過大である。一方、リアのベアリングは 17model 以前から採用し続けているものであり異常等は見受けられないため、リアの寿命を基準にフロントハブベアリングの選定を行った。17model と 18model のフロントハブベアリングの仕様を比較する。

表 2.3.2.10 17model と 18model の比較

	17model	18model
内径×外径×幅[mm]	45×85×30.2	35×72×27
質量[kg]	0.67	0.44
形式	複列アンギュラ	
接触角[°]	25	30
寿命[km]	390000	200000

学生フォーミュラ車両としては 20 万 km ですら過剰な寿命であるが、ハブの剛性とベアリングナットを使用することを考慮してベアリングの内径を決定した。

次に強度に関してだが、解析時の接触条件を見直したところ、A2024 T4 では安全マージンが十分に確保できないと判断したため A7075 T6 に材質を変更した。以下に強度解析結果を示す。

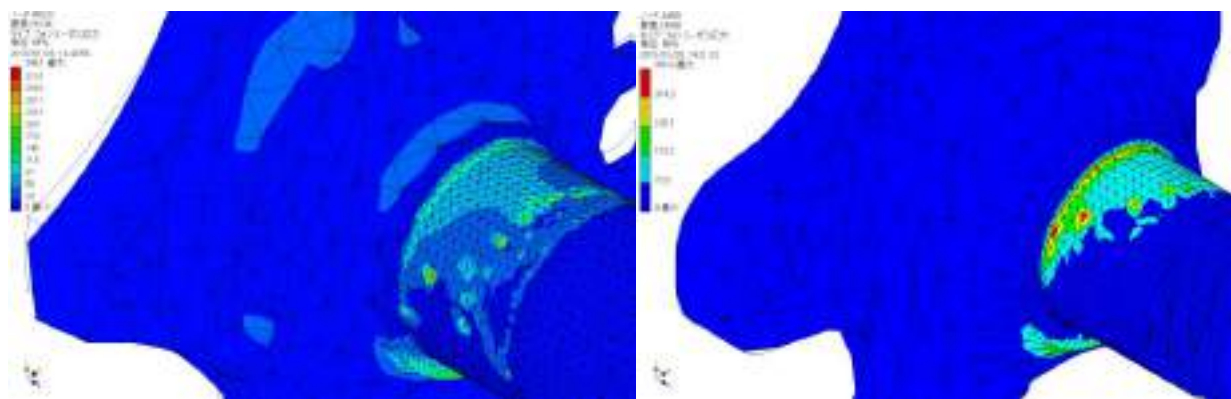


図 2.3.2.13 強度解析[フロント](左 : 17model、右 : 18model)

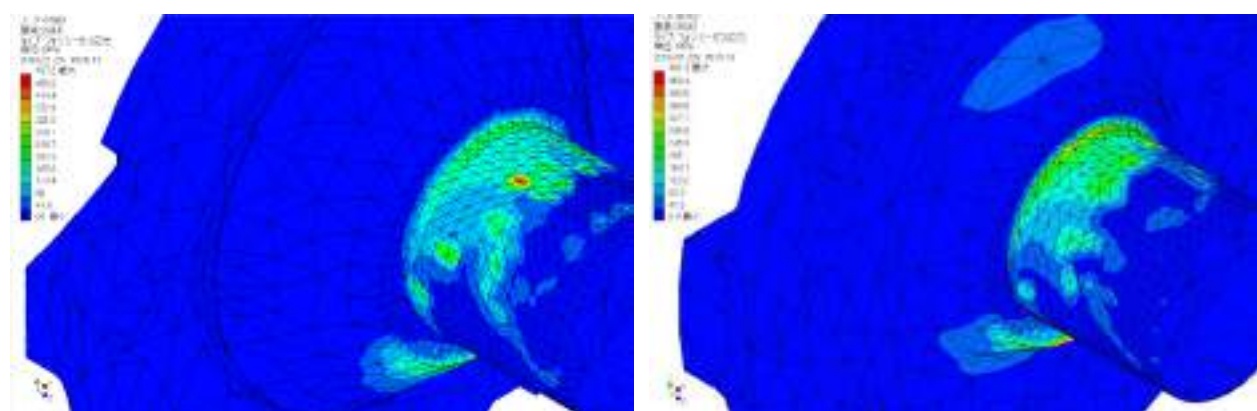


図 2.3.2.14 強度解析[リア](左 : 17model、右 : 18model)

以上の変更に加え、17model で問題視された部分が 3 つ挙げられた。

1 つ目はハブボルトが舐めたという問題である。ハブボルトが斜めに圧入されていたため、締結時に異常な負荷がかかっていたと考えられる。斜めに圧入された原因は、ザグリ径が小さく圧入時にボルトが干渉していたことと、ハブを手で支えて圧入していたことが挙げられる。18model では、ザグリ径に関してはハブの製作後であったためボルトを削って対処した。更に、圧入時にガイドを用いたことで傾きなくハブボルトを圧入することができた。

2 つ目はベアリングナットの緩みの問題である。フロントのハブベアリングとハブの締結には U ナットを用いているが、走行後に右側の U ナットが緩み、ベアリングとハブのズレが確認された。対策として、ロックタイトを併用することで一定の効果が確認された。

3 つ目はブレーキディスクの歪の問題である。フローティングピンが可動していなかったことや、ディスクがキャリパー中心から大きく離れていたことが原因だと考えた。また、18model ではディスクがリジッド固定となったため、キャリパーの中心に取付けることがより重要となった。

◆ 評価結果

17model と 18model の重量比較、変位量比較及び解析モデルを示す。

表 2.3.2.11 重量比較(車両 1 台分)[g]

	17model	18model	差
フロントハブ	1506	1056	-450(-29.9%)
リアハブ	916	974	+58(+6.3%)
フロントハブベアリング	1340	880	-460(-34.3%)
リアハブベアリング			0
ベアリングナット	260	140	-120(-46.1%)
ハブボルト	820	880	+60(+7.3%)
全体	4842	3930	-912(-18.8%)

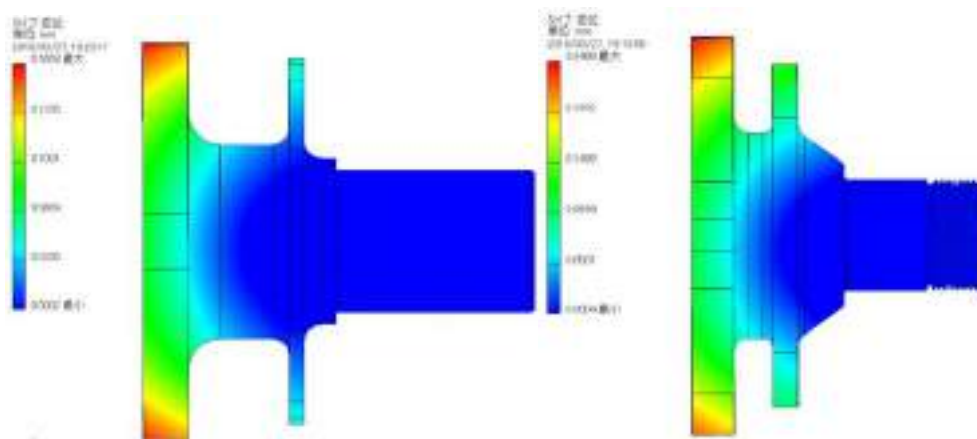


図 2.3.2.15 変位量比較[フロント] (左 : 17model、右 : 18model)

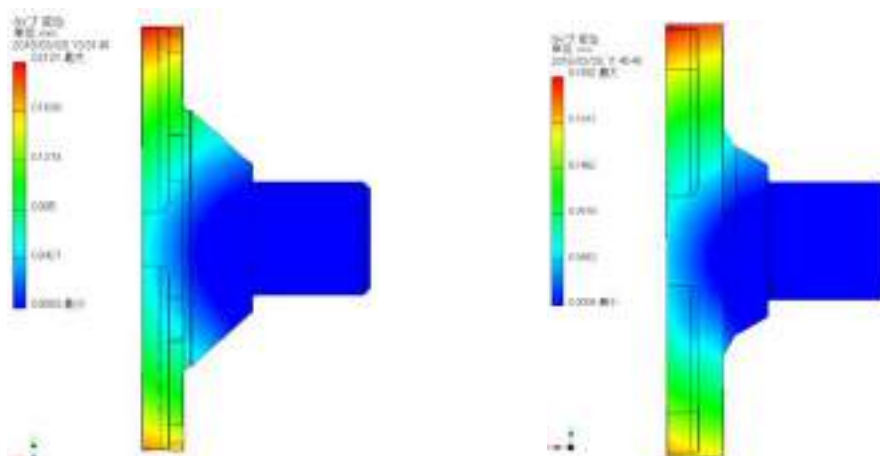


図 2.3.2.16 変位量比較[リア] (左 : 17model、右 : 18model)

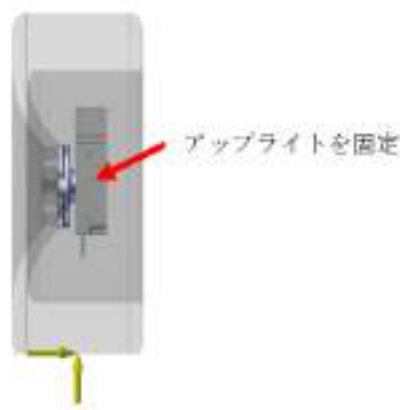


図 2.3.2.17 解析モデル

表 2.3.2.12 変位量比較[mm]

	17model	18model	差
フロントハブ	0.1668	0.2489	+0.0821(+49.2%)
リアハブ	0.2121	0.2432	+0.0311(+14.6%)

フロントはオフセットとベアリングの最適化によって軽量化を実現したものの、剛性も大幅に低下してしまった。ベアリング内径を 45mm から 35mm へと変更したため剛性の低下は必然であるが、解析時の接触条件を誤ったことによりこれを見逃してしまった。

◆ まとめ、反省

17model からの主な仕様変更は、ホイールとキャリパーのクリアランス最適化によるジオメトリの改善と、ベアリングの寿命最適化による軽量化であった。ホイールとキャリパーのクリアランスに関しては若干の余地はあるものの、大幅に改善した。一方ベアリングは寿命計算の結果、小径にしたことでハブ及びアップライト、ベアリングの軽量化は実現したものの、ハブの軸径縮小に伴う剛性と強度の低下を招いてしまい、材質変更を余儀なくされた。運用時間の短い学生フォーミュラ車両においてハブベアリングの寿命の重要度は低い。よって、関連パーツの重量やクリアランスを考慮した上で、可能な限り大径かつ外径と内径の寸法が近い薄肉のベアリングを採用することで、高剛性かつ軽量化を実現できると考える。

VI. アーム

◆ 18model の設計目標

- ① 軽量化
- ② ブレーキング時の高剛性化

◆ 18model の設計詳細

17model と 18model のアーム 3D モデルの比較を示す。



図 2.3.2.18 アーム形状比較(左 : 17model、右 : 18model)

17model の車両の問題点として、アームのパイプ中心が軸線を通っていなかったということが挙げられる。そこで 18model では、図 2.3.2.18 の赤線で示したようにアームのパイプ中心が軸線を通るような形状とした。

次に 17model と 18model のコーナーブラケットの形状比較を示す。



図 2.3.2.19 コーナーブラケット形状比較[リア](左 : 17model、右 : 18model)

17model ではフロント、リア共に縦長であったコーナーブラケットを短くすることで目標であるブレーキング時の高剛性化を目指した。また、アッパーアームではフロントがプッシュロッドになったことからアップライト側の取り付け点のベアリングをフロント、リア共に M8 から M6 へ変更し、さらにパイプ径を $\Phi 22$ から $\Phi 20$ へ変更し目標である軽量化を目指した。

次にリアトーコントロールロッドであるが、17model での反省点であったバンプトー変化が起らないよう、車両接地状態でアームと等長・平行とした。トーコントロールロッドとリアローアームを下から見た図と横から見た図を示す。

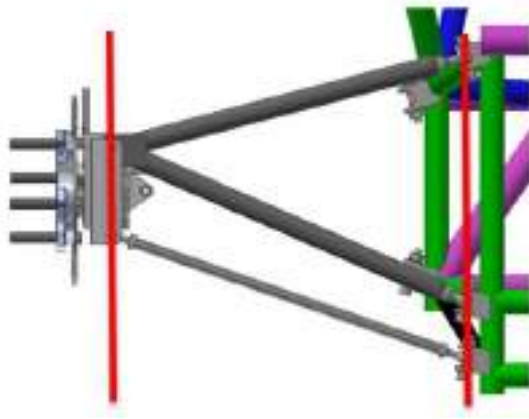


図 2.3.2.20 トーコントロールロッドとリアローアームを下から見た図

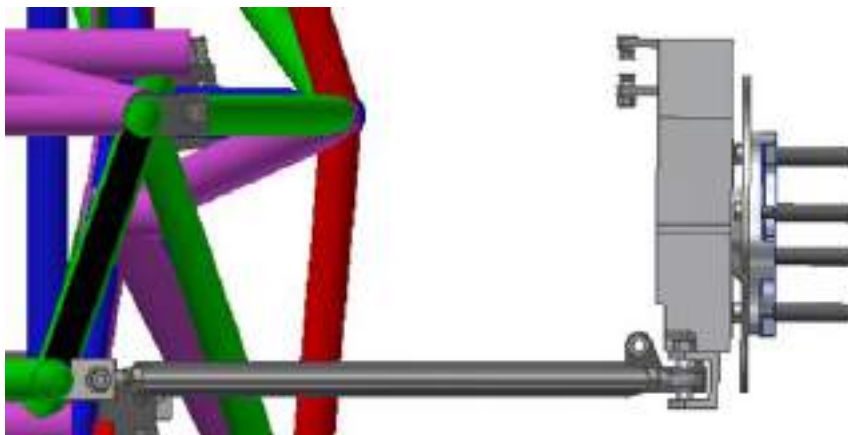


図 2.3.2.21 トーコントロールロッドとリアローアームを横から見た図

◆ 評価結果

17model と 18model の重量比較を示す。

表 2.3.2.13 重量比較[g]

	17model	18model	差
フロントアップアーム	333	292	-41(-12.3%)
フロントロワーアーム	373	382	+9(+2.4%)
リアアップアーム	321	289	-32(-10.0%)
リアロワーアーム	425	410	-15(-3.5%)
トーコントロールロッド	388	369	-19(-4.9%)

18model では 17model と比較しアーム長が伸びた。しかし、全体としてはわずかではあるが軽量化でき、目標を達成することができた。

次に 18model のアーム変位量をまとめた表を示す。

表 2.3.2.14 変位量比較[mm]

	フロント アッパーアーム	フロント ロワーアーム	リア アッパーアーム	リア ロワーアーム
コーナリング (圧縮方向)	0.0103 (-28.2%)	0.0193 (-32.3%)	0.0105 (+18.3%)	0.0465 (+44.9%)
コーナリング (引張方向)	0.0102 (-48.6%)	0.0710 (+149%)	0.0105 (+18.6%)	0.0894 (-1.88%)
ブレーキング	0.0673 (-16.0%)	0.120 (+30.8%)	0.0683 (-16.3%)	0.103 (-35.7%)

※()内は 17model 比

表 2.3.2.14 より 17model と比較して目標であった、ブレーキングの変位量を減らすことができた。フロントロワーアームの変位量が全体的に増えているのはプルロッドからプッシュロッドに変わったことが原因であると考えられる。

◆ まとめ、反省

良かった点として以下のことが挙げられる。

- 17model と比べアーム長が伸びたにも関わらず軽量化できた。
- パイプ中心が軸線を通り理想のアーム配置とすることができた。
- アッパーアームとロワーアームの仕事をしっかり分け、アッパーアームはベアリングやパイプ径の変更により軽量コンパクトにすることができた。
- 軽量化したが 17model の欠点であったブレーキング時の変位は抑えることができた。

また悪かった点として以下のことが挙げられる。

- データ取りが遅れてしまった。
- 18model でアルミアームの意味合いを見いだせなかった。
- サイドロッドを作ったが大会時に装着できなかった。

今後は悪かった点をより改善し、より高い車両運動性能に貢献できるようなアームを製作したい。

2.3.3. パワートレイン

I. 吸気

◆ 18model の設計方針

(1) 17model の問題点

- 同調回転数が高い

17model では同調回転数の設定が 11000rpm となっていたが、コースレイアウトの影響から常用回転数が 11000rpm よりも低いことが多く、エンジン性能を上手く引き出せていなかった。

- スロットルボディの径が大きすぎた

MoTeC のセッティングはスロットル開度を元に作られるが、径が大きいことからスロットル開度当たりの吸気流入量の変化が大きいため、セッティングがシビアになっていた。また、リストラクターの影響もあり、有効的に使えるアクセル開度が制限されていた。

- 各気筒への吸気の配分に偏りがあった

吸気の配分に偏りがあった影響で、セッティングが上手く決定できず、エンジン性能を上手く引き出せなかった。

(2) 18model の設計目標

- ① 吸気の等配分化
- ② 容易なアクセルコントロールの実現
- ③ 軽量化

◆ 18model の設計詳細

17model では、同調回転数が高かった影響により常用回転数で安定したエンジン性能が出せていなかった。よって 18model では、同調回転数を落とすことでよりエンジン性能を効率よく扱うことができるようにする。これにより、コーナリング中やコーナー脱出時の安定したトルクの確保が出来る。

18model では同調回転数を 7000rpm に合わせるため、吸気管長を 17model から 23mm 延長した 163mm に設定した。管長設定のために用いた計算式は、講習会で学んだものを参考とした。その式を以下に示す。

$$n = \frac{\theta s \times a \times F}{12\pi\sqrt{LV}}$$

n : エンジン回転数[rpm]

a : 音速(=340[m/s])

θs : 吸気弁の開放期間[deg. CA]

L : 実吸気管長[m]

V : 工程容積[m³]

F : 吸気管断面積[m²]

これにより、よりコースレイアウトに適したエンジン性能を引き出すことが出来る。

MoTeC のセッティングを容易にするため、吸気の等配分化の工夫として、サージタンク内に整流板と、リストラクターから延長する形でファンネルを取り付けた。また 18model では、吸気の等配分化のための工夫の効果を評価する基準を残すため、17model のサージタンクを流用した。また、容量も最適であると考えられる上、形状がサージタンク内の整流効果に大きく寄与しているからである。それらの工夫を図 2.3.3.1、図 2.3.3.2 に示す。



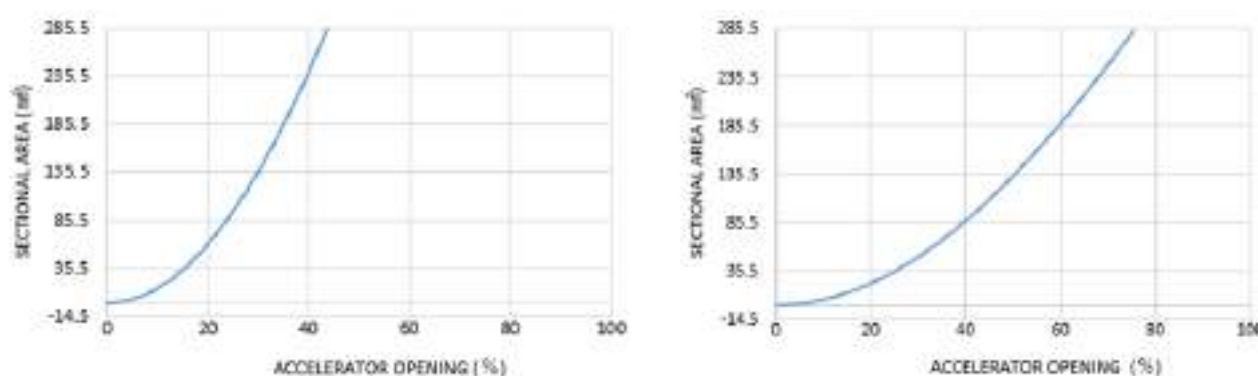
図 2.3.3.1 整流板



図 2.3.3.2 ファンネル

整流板を取り付けることによって、整流板無しの時の吸気流入量差が 1/3 程度に抑えられた。さらに、ファンネルを用いることで等配分化に寄与した上、全体で約 15%の吸気流入量の増加が得られた。

スロットルボディの径をφ40のものからφ25のものへと変更を行うことで、スロットル開度当たりの吸気流入量の変化が以前より小さくなるため、セッティングを容易に決定できるようになる上、有効的に使用することが出来るスロットル開度の範囲が約 41.3%から約 76.0%に増加した。これにより、17model の時よりも細かいアクセル操作が可能となるため、ドライバビリティが向上する。これに関するグラフを図 2.3.3.3 に示す。



2.3.3.3 有効的に使用することが出来るスロットル開度の変化(左：17model、右：18model)

今まではデュアルインジェクションを用いていたが、リストラクターの影響から有効的に使用することが出来ないと判断し、シングルインジェクション化を行った。さらに、軽量化、製作性、コスト、整備性の向上のため、新たなフューエルデリバリーレールを作成も行った。

◆ 評価結果

吸気の等配分化の取り組みも、非圧縮 20℃の条件のもとの解析結果より 17model より良い値が得られたため、今まで以上にセッティングを容易に出すことができるようになっている。またリストラクター側にもファンネルを設けることによって、全体の吸気流入量が増えるという結果も得ることが出来た。これを表 2.3.3.1 に示す。

18model では、スロットルボディの変更や、シングルインジェクション化に伴って、重量は 32%削減された結果となった。その比較を表 2.3.3.2 に示す。

表 2.3.3.1 吸気管内の質量流量の変化[kg/s]

	17model	18model (ファンネル付き)	18model (整流板付き)	18model (ファンネル&整流板)
1 番管	147.452	131.921	138.529	144.359
2 番管	174.442	174.700	145.221	164.802
3 番管	158.178	175.865	163.231	163.675
4 番管	111.295	142.272	144.336	155.616
全体	591.907	624.759	591.327	628.452
最大差	63.147	43.944	24.702	20.443

表 2.3.3.2 重量比較[g]

パーツ名	17model	18model	差
全体	2528	1702	-826(-32.7%)
スロットルボディ	582	334	-248(-42.6%)
リストラクター	41	50	+9(+22.0%)
サージタンク	659	659	0
インテークチューブ	644	502	-142(-22.0%)
フューエルレール	582	347	-235(-40.4%)

◆ まとめ、反省

- 前年度大会での同調回転数の設定が高かったため、コースレイアウトに合ったエンジン性能が出ていなかった。そのため、前年度の同調回転数の 11000rpm から 7000rpm に落とし、管長を前年度から 23mm 延長させた。
- 旋回中の低中速域で、より安定してパワーを出すため、吸気の等配分化を行った。その内容としては、サージタンク内に整流板とファンネルの取り付けを行ったことだ。整流板とファンネルを取り付けることにより気筒ごと吸気流入量の差が約 1/3 になり、全体の吸気流入量が増加した。また、スロットルボディをφ40 のものからφ25 のものに変更し、アクセル開度ごとの吸気流入量の変化を抑え、有効的に使用することのできるアクセル開度の範囲が増加させることが出来た。

II. 排気

◆ 18model の設計方針

(1) 17model の問題点

● 熱害

騒音測定機に直接排気出口が向かないようにコックピット後方に排気出口を配置した結果、排気熱でリアウィングの一部が溶けてしまった。

● コースレイアウトに適さない同調回転数

17model の同調回転数は吸気側に合わせて 11000rpm と設定されていた。しかし大会のコースレイアウトでは高回転まで回す場面は少なく、車両の性能を完璧には引き出せなかった。

- 消音不足

テールパイプが短いことにより、消音効果が薄かった。

(2) 18model の設計目標

- ① 消音効果の向上
- ② コースレイアウトに適したエンジン特性を引き出す

◆ 18model の設計詳細

18model ではコースレイアウトに適した同調回転数として吸排気ともに 7000rpm と設定した。同調回転数を 7000rpm に設定した理由は 2 つある。1 つは 17model の走行データを見ると 7000～8000rpm での走行が多く見られたためである。2 つ目は同調回転数を落とすことで低速トルクを強化し、立ち上がりの加速力を向上させ、18model のコンセプトを達成するためである。

騒音問題について当初は多段膨張式のサイレンサーを使用することを考えた。しかし多段膨張式のサイレンサーは高い消音効果と引き換えに重量と体積が大幅に増加するというデメリットがあった。そのため多段膨張式サイレンサーの使用は見送った。

また、消音効果を高めるために排気脈動との関係が少ないテールパイプの長さを延長した。(図 2.3.3.4 参照)

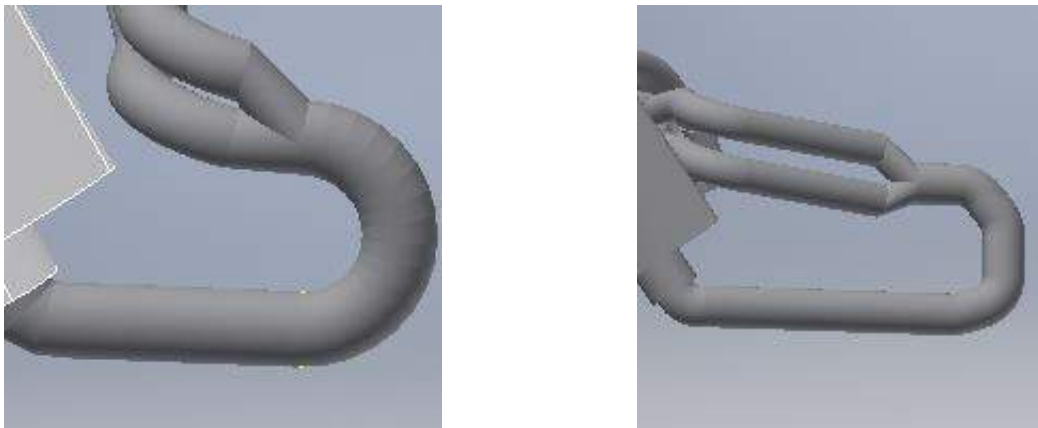


図 2.3.3.4 テールパイプ(左 : 17model、右 : 18model)

◆ 評価結果

18model の排気を製作した際、エキゾーストマニホールドとフレームが干渉した。これにより排気熱がフレームに伝わり、フレームが熱変位するというリスクがあった。よってリスクを回避するために、製作した 18model のエキマニの搭載を断念し、17model のエキマニを車両に搭載した。

車両完成後、ダイナパックによるパワーチェックを行った。2017 年度にはパワーチェックを行わなかったため、2016 年度のデータとの比較を下記に示す。グラフを見ると、トルク、馬力ともに半減してしまっている。これは吸排気同調回転数のずれと、エンジンセッティングで低回転域の燃調を合わせることができなかったことが原因であると考えられる。また、搭載していたエキマニが 17model の物であることから、吸排気の間で同調回転数のずれが生じ、狙ったエンジン性能を引き出すことができなかったと考えられる。

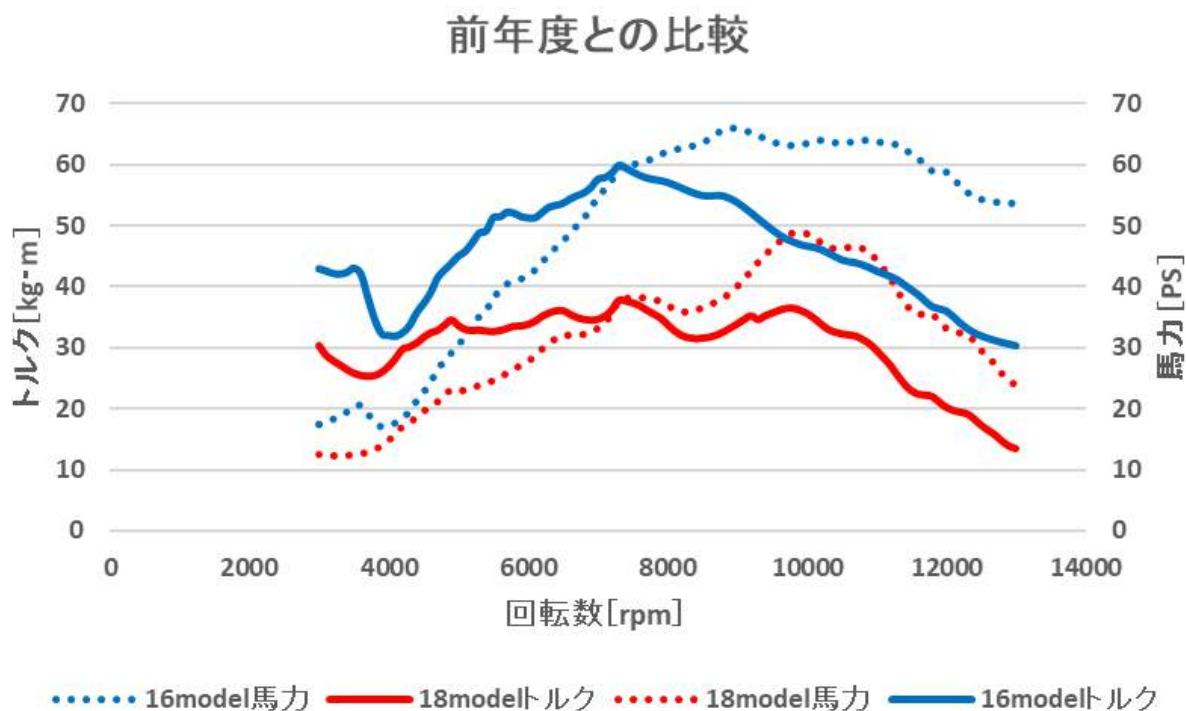


図 2.3.3.5 パワーチェックの比較

大会時の騒音検査については、アイドリング時と高回転(11000rpm)の両方を、規定数値内を大幅に下回る値で検査を通過することができた。昨年度は規定値に近い値で審査を通過したが、エキゾーストマニホールドを 17model と同様の物を搭載していたにも関わらず騒音を改善することができた。これは昨年度と違い、騒音検査用のエンジンセッティングを行っていたことが要因であると考えられる。これを行ったことにより、昨年度より準備が整った状態で騒音検査を受けることができ、このような結果になったと考えられる。

エンジンセッティングにより騒音は改善されたが、18model の排気を搭載していなかったため、設計の評価ができなかったことが今年度の問題点として上げられる。またエキゾーストマニホールドだけでなく、サイレンサーの選定や、バッフルの形状など、まだ向上の余地があると考えられる。

◆ まとめ、反省

- 同調回転数を 7000rpm と設定し、それに合わせたエキゾーストマニホールドの設計を行った。
- 製作時に他パーツとの干渉が発生し、18model のエキゾーストマニホールドの搭載を見送った。
- 吸排気の間同調回転数の違いにより、エンジン出力の改善をすることができなかった。
- エンジンセッティングにより騒音検査は改善されたが、エキゾーストマニホールド自体の騒音評価が不明確であった。

III. 冷却

◆ 18model の設計方針

(1) 17model の問題点

● 停車時の冷却性能の不足

17model ではエンジンに付随するウォーターポンプを採用していた。これはエンジンの回転数とポンプの流量が連動するため高回転時の冷却性能には大きな力を発揮する。反面、エンジンが停止するとウォーターポンプも停止してしまう。そのためエンデュランスのドライバー交代時に水温が大幅に上昇してしまった。

● 製作不備による水漏れ

17model ではウォータージャケット出口部分に自作パーツを採用していた。しかしながら水を循環させるとその部分から若干の漏れが見られた。これはシールとして使用していたゴムがきちんと機能していなかった為である。製作中の溶接のひずみが大きな原因であると想定される。

(2) 18model の設計目標

① 電動式ウォーターポンプの採用

② ウォータージャケット出口に新規設計のパーツを採用

◆ 18model の設計詳細

18model ではウォーターポンプを機械式から電動式に変更した。これによりエンジン停止時や低回転域でも一定の速度でウォーターポンプを動かすことが可能となり、ドライバー交代時や低速走行時でも冷却水を循環させ水温を安定させることが可能である。ラジエーターに関しては変更を行わなかった。これは車両走行時の冷却不足は現状無かった為、現状のラジエーターでもエンデュランスを走行することが可能であると判断したからである。また、これ以上のラジエーター小型化による軽量化は冷却性能の低下にも繋がってしまうことを考慮し、17model ラジエーターを流用する。

ウォータージャケット出口部分には新規に設計したパーツを採用する。これは純正のパーツを元に設計を行ったものであり、純正のゴムシールを使用することができる。

以上の項目を実施することでどのような状況でも水温 97℃以下で安定させるのが目標である。3DCAD 上の電動ウォーターポンプ搭載位置を図 2.3.3.6 に、18model のウォータージャケット出口のパーツを図 2.3.3.7 に示す。

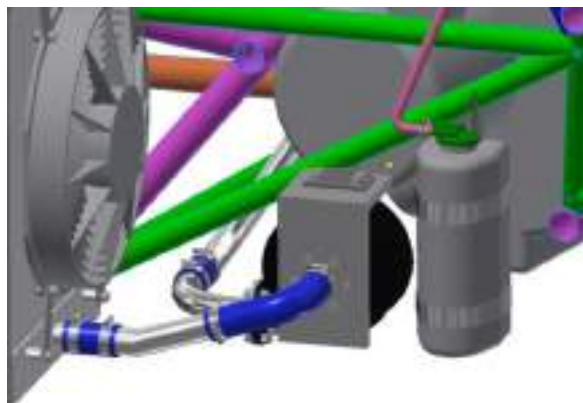


図 2.3.3.6 電動ウォーターポンプ搭載位置



図 2.3.3.7 18model のウォータージャケット出口のパーツ

◆ 評価結果

- エンジン：SUZUKI N735 GSX-R600 K9
- 最大出力：80PS

80PS=54.39kW

エンジンの出力は熱勘定的に約 30%となるのでエンジンの総燃焼発熱量 Q は、

$$Q = \frac{54.39}{0.3} = 181.3[\text{kW}]$$

冷却損失は約 25%より、ラジエーターの必要放熱量 Q_r は、

$$\begin{aligned} Q_r &= 0.25 \cdot Q \\ &= 0.25 \times 181.3 \\ &= 45.325[\text{kW}] \end{aligned}$$

熱通過率と放熱量の関係より、

$$Q_r' = K \cdot A \cdot \Delta T_m$$

K ：熱通過率 $[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$

A ：ラジエーター空気側の全放熱面積 $[\text{m}^2]$

ΔT_m ：空気と水の平均温度差

ラジエーター前面風速はサイドポンツーン解析結果より、8.5m/s である。

γ_2 を空気の比重として、質量風速 V_r を求める。

$$\gamma_2 \cdot V_r = 1.16 \times 8.5$$

$$V_r = 9.86[\text{kg}/(\text{m}^2 \cdot \text{s})]$$

熱通過率を求めるために用いた放熱性能特性線図を図 2.3.3.8 に示す。

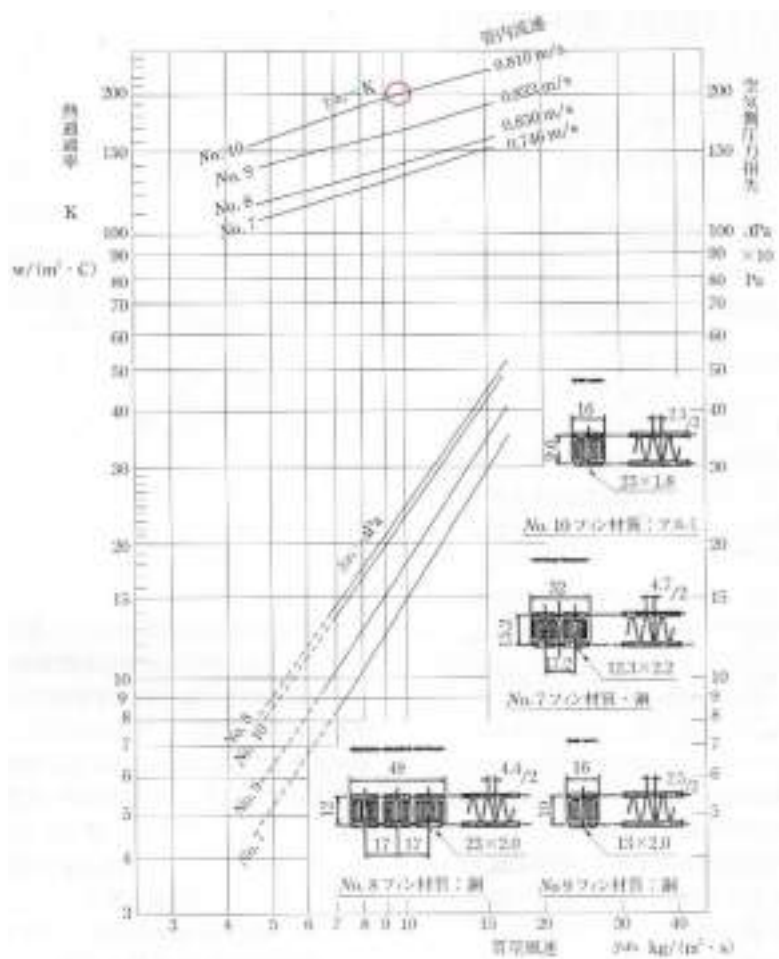


図 2.3.3.8 放熱性能特性線図

図 2.3.3.9 の赤丸で示した箇所が熱通過率となるため、熱通過率は、

$$K = 200[\text{W}/(\text{m}^2 \cdot \text{K})]$$

となる。

ラジエーター空気側の全放熱面積を A として、これを求める計算式を以下に示す。

$$A = (\text{裏表}) \times (\text{厚み}) \times (\text{フィンの展開長}) \times (\text{フィンのピッチ数}) \times (\text{フィン枚数}) + (2 \text{ 列} \\ \times \text{チューブ外周長}) \times (\text{チューブ長}) \times \{(\text{横幅}) - (\text{フィン厚み} - \text{チューブ幅})\} \\ \times 0.00001$$

$$= 2 \times 36 \times (2 \times 5.75) \times \frac{330}{3} \times \left\{ \frac{(280 + 2)}{8.6} \right\} \\ + (2 \times 44.1) \times 190 \\ \times \{430 - (8.6 - 2)\} \times 0.00001 \\ = 39.11 \dots \approx 39.1[\text{m}^2]$$

※フィン展開長 = (2 × フィン 1 周期の波の半分の長さ)

フィンピッチ数 = (フィンの長さ) ÷ (フィンピッチ)

フィン枚数 = [(横幅) + (チューブ幅)] ÷ (チューブ間隔)

● 空気と水の平均温度差

コアの厚さが 50mm 以下であるため、 ΔT_m を求める計算式は以下の通りである。

$$\Delta T_m = \frac{\{(Tw1 + Tw2) - (Ta1 + Ta2)\}}{2}$$

$$= \frac{\{(120 + 100) - (50 + 60)\}}{2}$$

$$= 55[^\circ\text{C}]$$

Tw1：ラジエーター入口水温[°C]、Tw2：ラジエーター出口水温[°C]、

Ta1：ラジエーター入口空気温度[°C]、Ta2：ラジエーター出口空気温度[°C]

Tw1=120[°C]、Tw2=100[°C]、Ta1=50[°C]、Ta2=60[°C]

● 放熱量

$$Q_r = K \cdot A \cdot \Delta T_m$$

$$= 200 \times 39.1 \times 55$$

$$= 430100[\text{W}]$$

$$= 43.01[\text{kW}]$$

17model と 18model の冷却パーツの重量比較をまとめた表を表 2.3.3.3 に示す。

表 2.3.3.3 重量比較[g]

パーツ名	17model	18model	差
全体	6322	7145	+823 (+11.5%)
ステー	250	183	-67 (-26.8%)

冷却パーツをフレームに取り付けるためのステーは、設計変更を行うことにより軽量化をすることができた。しかし、電動ウォーターポンプの採用により、冷却パーツ全体の重量が増加する結果となった。

実際の車両走行時の冷却水温度は 80°C 前後であった。これは目標値を満たしているが、オーバークール傾向の値である。このような値となった原因は、エアロデバイスが非搭載であったことが考えられる。本来設計していた車両は、フロントウィングやサイドポンツーンが搭載されているため、それによるラジエーターに当たる風の削減を補うため、冷却性能が高くなるように大きめのラジエーターを採用していた。しかし、実際に作成した車両にはエアロデバイスが非搭載であったため、ラジエーターに当たる風を遮る物がなく、ラジエーターに風が過度に当たるようになり、予想以上の冷却性能を発揮してしまい、結果的にオーバークール傾向の温度になったと考えられる。

◆ まとめ、反省

- 電動ウォーターポンプの採用により、停車時の冷却性能の向上に成功した。
- エンジンとの接合部のパーツを設計変更したことにより、水漏れ問題を解消した。
- エアロデバイスの非搭載により、オーバークール傾向の冷却性能を出してしまった。

IV. Fuel Tank

◆ 18model の設計方針

(1) 17model の問題点

- 溶接ひずみによる指定容量の不足

17model では、エンジン横のマウント位置から大幅に変更し、ドライバーのシート裏に燃料タンクがマウントされた。形状も直方体型の燃料タンクとなったのだが、タンク上部の台形の板曲げ部分の製作が難しく、板自体に熱が伝わりやすかったため、溶接時に板が歪み、容量が不足してしまうこととなった。

- ステアの増加

製作が終了しエンジン始動を行ったところ、フィラーネック部分でのがたつきが多く、レギュレーション違反の恐れがあったため、フィラーマウスアタッチメント部分からステアを新たに増やし、重量増、重心位置の上昇につながってしまった。

- フィラーマウスアタッチメント径の選定ミス

フィラーマウスアタッチメントをφ80mm で設計していたが、キャップを締める際にフィラーマウスアタッチメント部分が干渉してしまい、キャップを締めることができないという事態が発生したため、φ100mm に変更した。

- フィルターの逆組によるレギュレーターの破損

燃料ライン組付け時に、燃料フィルターの IN と OUT を逆向きに組付けたことによって、レギュレーターにごみがつまり、エンジンがかからない事態に陥った。

(2) 18model の設計目標

- ① 低重心化

- ② 製作性の向上

◆ 18model の設計詳細

17model に引き続き、燃料タンクの設計目標の一つとして低重心化を設定した。低重心化という目標を継続して設定した理由として、重心位置を下げることで旋回時の車体の荷重移動量を減少させることができ、かつタイヤの設置面積を増やし、より大きなコーナリングフォースを発生させることで高い旋回性能を発揮することができると思ったからである。17model の燃料タンクの板厚は 1.5mm であったが、パーツが薄く熱が伝わりやすかったために溶接ひずみが起きたと考察し、パーツ単体の剛性を向上させることで発生する歪みを抑えることを狙いとした。また、燃料タンクのパーツ担当者がパーツ担当となって初年度ということもあり、パーツ担当者の溶接技術では肉厚 1.5mm のアルミ板の溶接は難しいと判断し、燃料タンクの板厚を 2.0mm とし、製作性の向上を狙った。

18model のパッケージング会議時には MoTeC の使用を想定しており、セッティングを決定することができていない段階であったため、タンク容量を去年と同様 5.5L とした。マウント位置も去年と同様シート裏とした。また、去年はタンク本体の底面に 3° の傾きを設けたが、今年はその傾きを 5° になるように設計し、よりコレクタータンクに燃料を供給しやすい形状とした。図 2.3.3.9 に形状変更の図を示す。

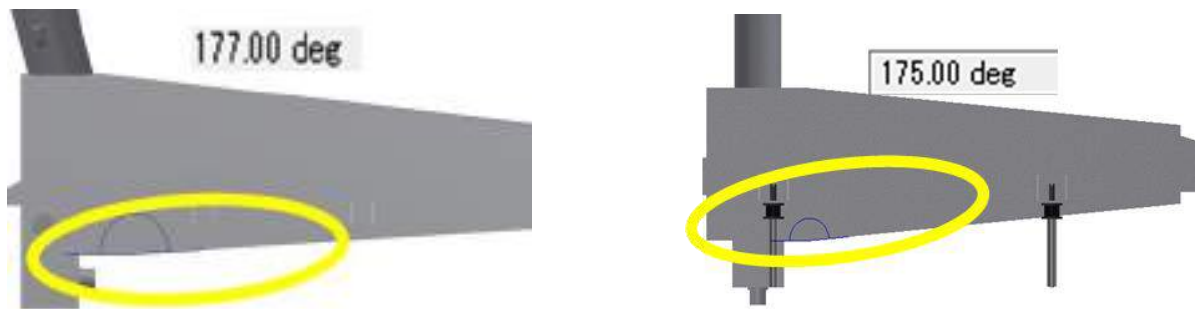


図 2.3.3.9 傾きの形状変更(左 : 17model、右 : 18model)

去年の燃料タンクは燃料レベルラインが見え辛いという指摘があったため、サイトチューブがとりつく部分のフィラーネックを地面に対して垂直にし、視認性の向上を図った。また、フィラーネックの径をφ50 からφ45 に変更することで、低重心化を図った。図 2.3.3.10 に形状変更の様子を示す。

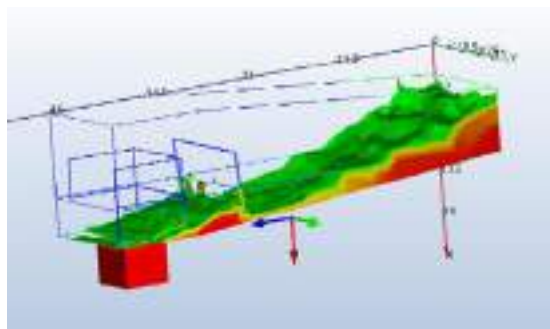


図 2.3.3.10 フィラーネックの形状変更(左 : 17model、右 : 18model)

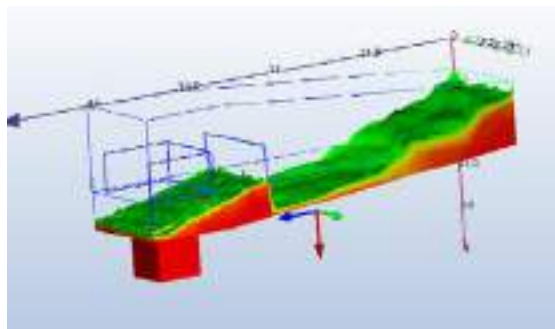
バッフルプレートに関しては、形状が横長であるためにコーナリング時の横 G によって燃料がコレクタータンクとは反対方向に寄ってガス欠が起きることが想定されたため、コレクタータンク付近に L 字のバッフルプレートを設けることでガス欠を防いだ。また、コーナリング時に燃料が端に寄ってしまうロスをなくすため、新たにもう一枚プレートを設けることによって、燃料の移動による重心位置の移動を減少させた。

◆ 評価結果

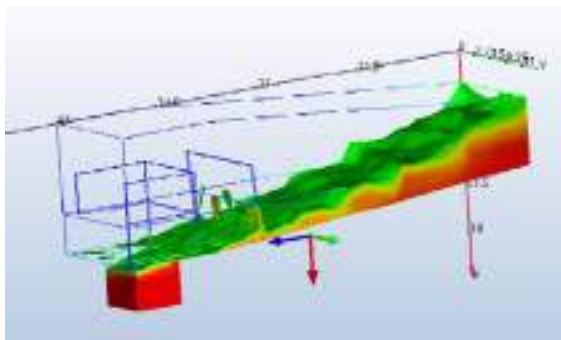
去年に引き続き、今年もバッフルプレートがどのように働いているのかを確認するために Autodesk CFD を用いて流体解析を行った。今年は去年よりも更に、横旋回時の燃料の横移動によるロスや液体の移動による重心の移動をなくすため、解析条件をタンク残量が 1L の時に 1.5G の力を 4 秒間かけ続けた状態とした。その解析結果を以下に示す。



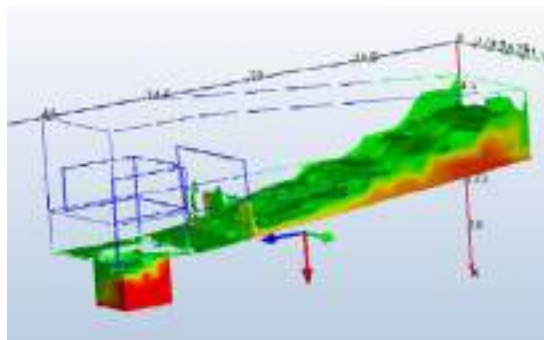
1 秒後



2 秒後



3 秒後



4 秒後

図 2.3.3.11 解析結果

解析結果より、2 枚のバッフルプレートが有効に働き、コレクタータンク内にガソリンが確保されていることが分かった。

第 16 回大会終了後に八束穂キャンパスの駐車場で周回コースを設け、そこでエンデュランスの走行距離と同じ距離である 18.68km を走行し、燃費を計測した。その結果、使用されたガソリンは約 4.5L であることが分かった。来年度の設計にこの数値を活かしていきたいと考えている。

17model と 18model の燃料タンクの質量、解析結果を表 2.3.3.4 に示す。

表 2.3.3.4 17model と 18model の比較

	17model	18model	差
質量 [g]	1631	1879	+248(+15.2%)
変位 [mm]	0.366	1.457	+1.091(+298.1%)
安全率	3.8	2.3	-1.5
重心高 [mm]	194,025	56,084	-137.941(-71.1%)

表から、コンセプトの 1 つである低重心化について、タンク本体の厚さの増加、バッフルプレートおよびステーの個数増加、フィラーネックの小径化などの施しの結果より、137.941mm の低重心化を達成することができた。しかしながら、実際に設計、製作、評価をしたうえで全ての過程において考

えが甘い、知識不足による信頼性の低下が多くみられ、それに伴った修正にも大きく時間を取られてしまった。これらを踏まえ、来年はより信頼性を向上させることを念頭に置き、燃料タンクを製作したいと考えている。

◆ まとめ、反省

今回の設計では 17model の燃料タンクをベースに再考を重ね、より低重心化を目的とした設計となっている。また、いくつかの工夫を更に施し、より旋回性能の向上に沿った燃料タンクを設計することができた。来年度は更に設計を煮詰め、より良い燃料タンクを設計・製作したいと考えている。

V. Drivetrain

◆ 18model の設計方針

(1) 17model の問題点

- ドライブsprocketとドリブンスprocketとの位置精度不良

走行中にドライブsprocketまたはドリブンスprocketがひずみ、最悪の場合sprocketが壊れチェーンが走行中に外れた可能性があった。

- LSD とドリブンスprocketとの位置精度不良

ドリブンスprocketは LSD を軸として回転しているため、中心位置がずれることでチェーンの張り具合が均等でなくなり、動力の伝達に不具合が生じている可能性があった。

- ジグの剛性不足

デフマウントステーをフレームに溶接する際に使用するジグの剛性が足りなかったため、狙い通りの位置に接合することができず、結果としてドライブsprocketとドリブンスprocketとの位置の正確性が無い要因の一つとなった。

(2) 18model の設計目標

- ① 軽量化

- ② コンパクト化

◆ 18model の設計詳細

18model ではデフマウント、デフマウントステー、チェーンシールドの設計、ベアリングの選定を行った。

デフマウントは、17model のものを再解析したことで全体的に縮小させることで剛性を保ちつつ軽量化、コンパクト化を行った。17model、18model のデフマウントの 2D モデルを図 2.3.3.12 に示す。

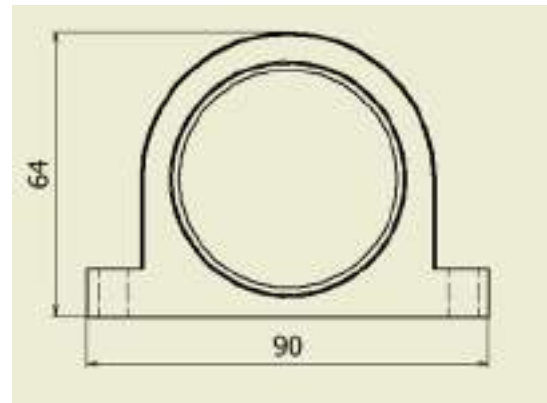
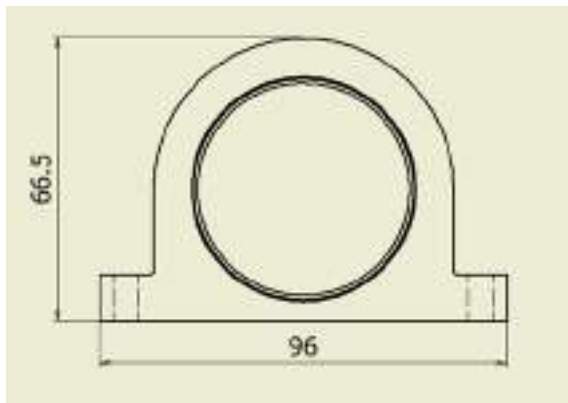


図 2.3.3.12 デフマウント(左 : 17model、右 : 18model)

デフマウントステーは下図のように 17model で追加された中実の丸棒を丸パイプに変更することで軽量化を図った。17model、18model のデフマウントステーの 3D モデルを図 2.3.3.13 に示す。

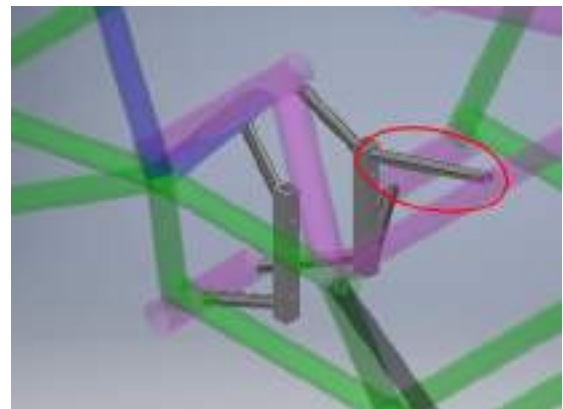
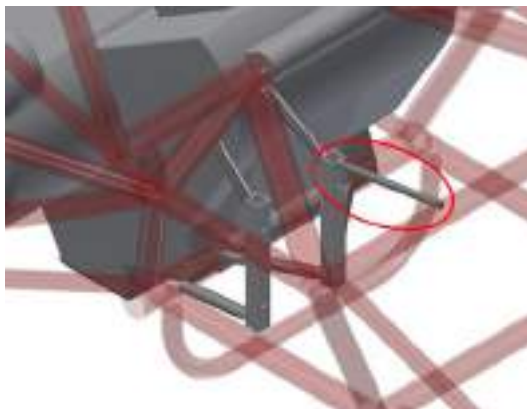


図 2.3.3.13 デフマウントステー(左 : 17model、右 : 18model)

チェーンシールドは、スプロケットのチェーンとの必要最低限の空間を確保しつつ無駄な部分が出ないように設計をし、重量増加を抑えた。

ベアリングは耐久性やドライブシャフトの形状を考慮し、60/28ZZ を使用する。

解析には、NTN などが示しているベアリングへの荷重計算に従い、解析を行った。

◆ 評価結果

前年度との重量比較を表 1、デフマウント解析比較を表 2、デフマウントステー解析比較を表 2.3.3.5 に示す。

表 2.3.3.5 重量比較[g]

パーツ名	17model	18model	差
デフマウント(1 個)	87	70	-17(-19.5%)
デフマウントステー	455	436	-19(-4.1%)
チェーンシールド	724	603	-121(-16.7%)
全体(LSD, ベアリング無し)	1849	1641	-208(-11.2%)

表 2.3.3.6 デフマウント解析比較

	17model	18model	差
フォンミーゼス応力 [MPa]	136.6	85.9	-50.7(-37.1%)
変位 [mm]	0.0405	0.0725	+0.0320(+79.0%)
安全率	2.12	3.38	+1.26(+59.4%)

表 2.3.3.7 デフマウントステー解析比較

	17model	18model	差
フォンミーゼス応力 [MPa]	435.4	390.0	-45.4(-10.4%)
変位 [mm]	0.2673	0.1429	-0.1244(-26.5%)

これらの解析結果より、剛性を保ちつつ軽量化をするという設計を達成できた。

実際に試走や大会等の走行を経て、デフマウントやデフマウントステーにひずみは見られなかったため、設計における解析の方法等に問題はなかったと判断できる。

しかし、17model と設計を大きく変更できなかったということから、17model で発生していた問題を解決しきれていなかった。具体的には、製作性の悪さ、デフマウントステーの 3 次元 CAD でのモデリングをもとにした製作がほぼ不可能といったことが挙げられる。

そのため、来年の設計目標としては、コンセプトに沿った設計と、これらの問題解決のための設計を同時並行で行っていきたい。

◆ まとめ、反省

設計目標である各パーツの剛性を保ちつつ軽量化を行うことに成功することができた。しかし、位置精度不良等の昨年度の問題点を解消することはできなかった。

VI. Electrical

◆ 18model の設計方針

(1) 17model の問題点

- バッテリーの故障

バッテリーと排気管との距離が近すぎたため、排気管の熱を受け、バッテリーの温度が許容以上になり、性能が著しく低下した。その結果、エンデュランスでドライバー交代をした際に再始動することが出来なかった。

- 水温計の故障

水温計のセンサに IC を使用したが、実際の温度と表示温度に差がみられた。これにより、車両の状態を正確に把握することが出来なかった。

- センサ不足

ストロークセンサ等の車両計測に用いるセンサ類が不足しており、車両のデータを実測することが出来なかった。

- センサ類の動作不良

カム、クランク角センサが動作不良を起こしたため、ECU が正しく燃料噴射時期や点火時期を認識できなくなっていた。

- メーターの取り付け位置

タコメータがステアリングに隠れてタコメータの大部分が視認できなかった。

- ECU

今年度エンジンコントロールユニットはヨシムラ・EM Pro を使用した。しかしながら、エンジンのセッティングにおいて 3000rpm 以下の燃料調整ができなかったため、低回転で大幅なパワーダウンになった。またエンジン始動時の補正や各気筒の補正ができなかったため、エンジンの性能を最大限生かすことができなかった。

(2) 18model の設計目標

- ① センサ類の信頼性の向上

- ② MoTeC の導入

- ③ バッテリー、メーターの取り付け位置最適化

◆ 18model の設計詳細

今年度はバッテリーをサイレンサー側に搭載し、排気管との距離を遠ざけることで、熱害を解消しようと試みた。

また、スポンサーであるスズキ株式会社様から新しく GSX-R600 L5 のエンジンを支援していただき、これまで不具合のあったカム角、クランク角センサが新しくなったため信頼性が向上した。それに伴い、昨年度に使用していたエンジンを予備エンジンとして MoTeC でのエンジン始動実験を行った。

水温センサはエンジンコントロールユニットで制御するセンサと別にもう一つセンサを新しく設けて、水温が的確に表示させるようにした。またリレーを設けて、85℃で冷却ファンとモーターが作動するようにした。

メーター類はドライバーの視野を狭めないように必要最低限にし、タコメータを見えやすいように

右側に取り付けた。

◆ 評価結果

新しくエンジンを支援していただいたことによりエンジンの信頼性は格段に向上した。しかし、MoTeCでのエンジン始動はできず、今年度も昨年度同様、ヨシムラ・EM Proを用いたエンジンのセッティングを行った。バッテリーの故障に関して、バッテリーを排気管から200mm以上離したことによる影響を試走時に検証した。具体的には、車両走行直後にバッテリーをデジタルサーモメータで計測し、バッテリーの温度を計った。その結果、60℃以上にならないことが確認された。また水温センサや冷却のリレー等も問題なく作動し、タコメータもドライバーから十分に視認できる位置であった。

今年度の電装はヨシムラ・EM Pro」への変更が急であったことやそれを用いたエンジンセッティングに時間を要し、期間があまり無かったことから、配線を昨年度の物を流用した。しかし、流用により圧着端子やコネクタからの接触不良や無駄な配線があることにより、配線トラブルが度々起こっていた。大会のエンデュランス競技時にも配線トラブルが発生し、その結果エンデュランスを完走することができず、チーム目標を達成することができなかった。

◆ まとめ、反省

今年度はセンサ類の信頼性を向上させ、昨年度問題として挙げたバッテリーの熱害も解消することができた。また、メーター類の配置を見直し、ドライバーのメーター類の視認性の向上も実現できた。しかし、目標であったMoTeCの搭載をすることはできなかった。

VII. Pedal

◆ 18modelの設計方針

(1) 17modelの問題点

● ペダルレバーのガタつき

ペダルレバーとペダルブラケットの締結部分の揺動に適していない隙間により、ガタつきが生じていた。ドライバーはペダル操作することはできたが、そのガタつきにより、設計時に想定されていない応力が生じ、故障に繋がる恐れがあった。

● 溶接時の精度の悪さ

ペダルユニットの溶接をする際に、位置出しを正確に行うためのジグを使用しなかった。そのため、取り付け位置にわずかなずれが生じ、ペダルユニットが設計時とは違う運動をしていた可能性があった。

(2) 18modelの設計目標

- ① ペダルユニットの軽量化
- ② ドライバーの操作性向上

◆ 18modelの設計詳細

ペダルの設計目標である軽量化を実現することで、車両オーバーハング部分の重量を減らし、ヨー慣性モーメントを低減させることができる。そうすることで、ターンイン時に車両のノーズが入りや

すくなる。これを目標とすることで、車両コンセプトである「高い旋回性能の実現」に沿った設計ができると判断したため、このような目標にした。具体的な重量の目標数値としては、17model では 4322g あったペダルユニットの重量を、2600g にすることにした。18model のフレーム単体の重心からバルクヘッドまでの重心距離は、約 1093mm である。以上の値からヨー慣性モーメントを求めると、ペダルユニット重量が 4322g の場合、

$$I = 1.093^2 \times 4.322 = 5.163[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

ペダルユニット重量が 2600g の場合、

$$I = 1.093^2 \times 2.6 = 3.106[\text{kg} \cdot \text{m}^2]$$

となる。以上のことから、ペダルユニットの重量を 2600g にすることで、ヨー慣性モーメントが約 $2\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 減少することができるため、ペダルユニットの目標重量を 2600g とした。

また、アクセルペダルとブレーキペダルの中心間距離を広げることで、ドライバーが脚を真っ直ぐにして操作できるようにし、ドライバーの操作性の向上を目指した。

18model で設計内容を大きく変更した点は、ペダルレールの廃止である。重量が 1239g あったペダルレールを廃止し、コの字型のステーとボルトナットを用いてフレームと締結するようにした。そうすることで、約 1kg の軽量化に成功した。17model と 18model のペダルユニットを図 2.3.3.14 に示す。



図 2.3.3.14 ペダルユニット(右 : 17model、左 : 18model)

17model では、アクセルペダルとブレーキペダルの中心間距離が 146mm だった。この距離では、ドライバーがペダル操作をする際に、膝をコクピットクローズのサイドパネルに当て、脚をハの字にして操作するため、ドライバーがペダル操作をしにくいという問題点があった。そのため 18model では、アクセルペダルとブレーキペダルの中心間距離を 45mm 広げ、191mm にした。そうすることで、ドライバーが脚を真っ直ぐにして操作することができ、操作性の向上を実現することができた。

ブレーキペダルのレバー比は、マスターシリンダー、ブレーキキャリパーのピストン径が変わらないことと、ドライバーの操作性に関して問題なかったことから、17model と同じ 1 : 4.625 とした。アクセルペダルもドライバーの操作性に関して問題なかったことから、レバー比を 17model と同じ 1:2 とした。そうすることによって、ドライバーが 17model と同じ感覚でペダル操作ができる。

17model で問題となったペダルレバーのガタつきは、締結部分にストリッパーボルトを用いること

で解決できるようにした。このストリッパーボルトは、段になっている軸部分がはめあい公差寸法で精度が高いため、ペダルレバーとペダルブラケットの締結部分が揺動に適した隙間となり、ガタつきが無くなる。ストリッパーボルトを図 2.3.3.15 に、ストリッパーボルトの使用イメージを図 2.3.3.16 に示す。



図 2.3.3.15 ストリッパーボルト

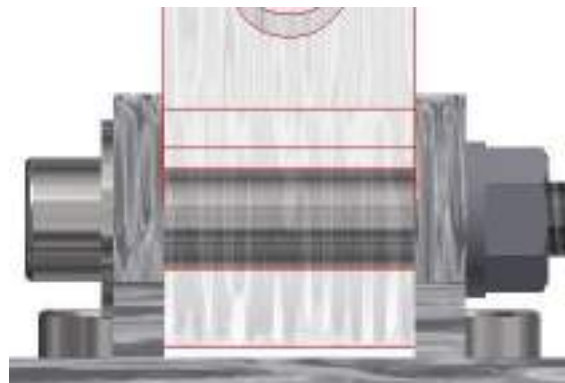


図 2.3.3.16 ストリッパーボルトの使用イメージ

溶接時の位置精度不良は、ペダルユニットに用いられる角パイプに深さ 0.2mm の溝を入れることにした。そうすることによって、溶接するパーツを溝にはめ込むだけで正確な位置で溶接が出来るようにした。ペダルユニットの溶接用の溝を図 2.3.3.17 に示す。



図 2.3.3.17 ペダルユニットの溶接用の溝

レギュレーションで定められている、2000N をブレーキペダルにかけた解析結果を図 2.3.3.18 に示す。

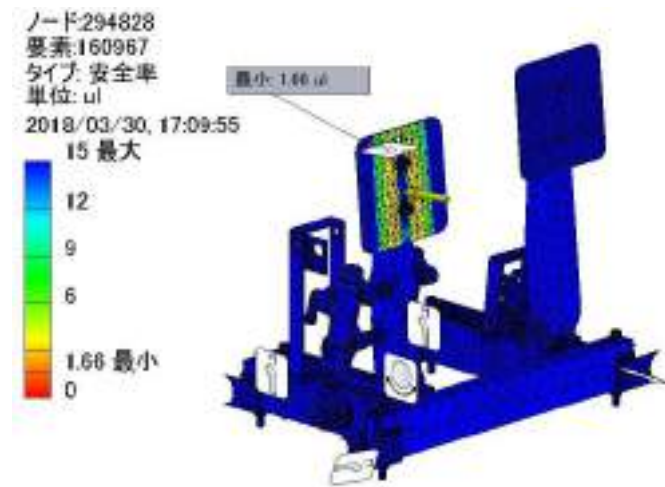


図 2.3.3.18 ペダルの解析結果（安全率）

安全率 1.5 前後を狙って設計して、安全率 1.66 となったので、レギュレーションに適合していると判断できる。次に、ペダルユニットに 2000N かけた状態での変位を示す解析結果を図 2.3.3.19 に示す。

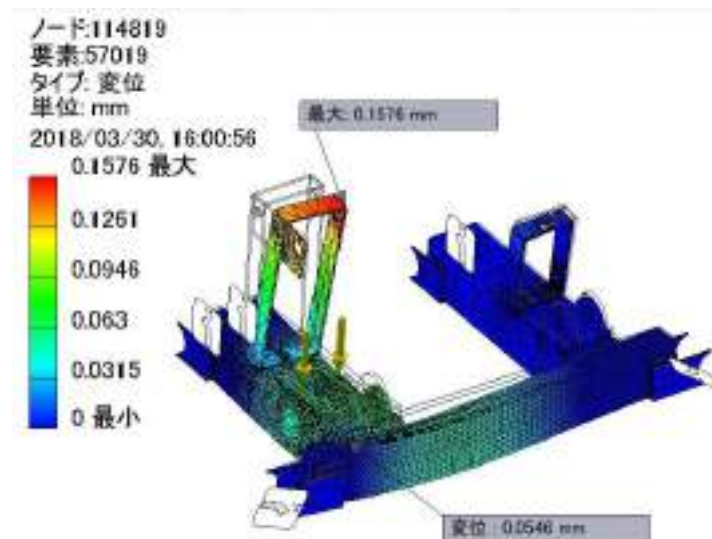


図 2.3.3.19 ペダルの解析結果（変位）

17model の変位量は 0.321mm であったが、18model では 0.1576mm と、0.1634mm（約 51%）変位を抑えることができた。

◆ 評価結果

17model と 18model のフレームステーとペダルユニットの重量を表 2.3.3.8 に示す。

表 2.3.3.8 フレームステー、ペダルユニットの重量比較[g]

パーツ名	17model	18model	差
フレームステー (ペダルレール)	1239	158	-1081 (-87.2%)
ペダルユニット	4322	2767	-1555 (-36.0%)

17model で一番重いパーツであったペダルレールを廃止し、コの字型のフレームステーを用いることで、1081g の軽量化、ペダルユニット全体の形状を見直すことで、1555g の軽量化を達成することができた。

18model では、ペダルレバーとブラケットのがたつきの解消のためにストリッパーボルトを使用した。しかし、設計ミスにより適切な使用方法でストリッパーボルトを用いておらず、結果的のがたつきが解消することは出来なかった。がたつきの解消方法としては、ストリッパーボルトのねじ部でない部分がブラケットの側面に当たることで、軸とブラケットが常に適切に面に当たることで、がたつきが解消するという考えであった。そのイメージ図を図 2.3.3.20 に示す。

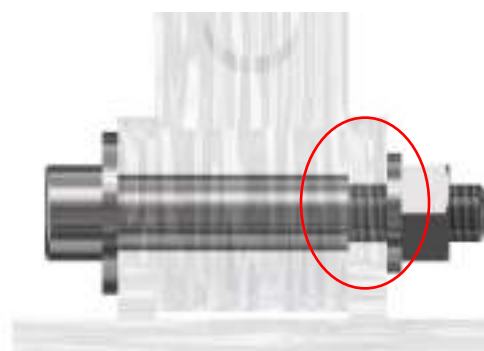


図 2.3.3.20 実際のストリッパーボルトの使用状況

しかし、実際のがたつきの原因は、ボルトのねじ部の部分とブラケットの穴の部分が適切な隙間で作られていないことであった。φ6.5 の通し穴だったため、ボルトのねじ部とブラケットの穴に肩幅 0.25mm の隙間が生じ、それががたつきを起こしてしまっていた。さらに、その隙間が原因で、ブレーキペダルが踏まれるたびにボルト本体が上に押し上げられる形になり、ブラケットの穴が広がり、結果的にブレーキペダルを踏めば踏むほどがたつきが悪化する仕様となってしまった。2018 年 8 月に、17model のペダルの実物を確認した際、17model のブレーキペダルブラケット部分の穴が上方向に広がっているという、同様の症状が現れていることが分かった。

正しい使い方は、ストリッパーボルトのねじ部ではない部分をブラケットの両側の穴に通し、適切な軸を作ることである。そのイメージ図を図 2.3.3.21 に示す。

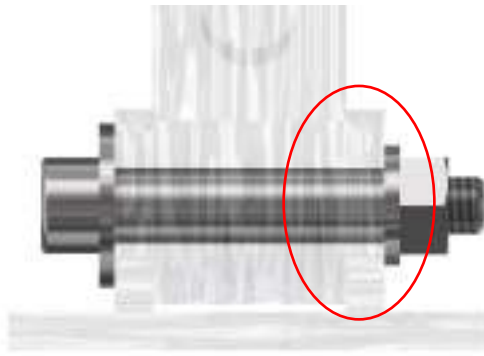


図 2.3.3.21 正しいストリッパーボルトのイメージ図

このように使用すれば、がたつきが解消できたのではないかと考えられる。しかし、ボルトを軸にしているため、この方法を用いてもブレーキペダルが踏まれた際にブラケットの穴が広がると考えられる。その対策として考えられるのが、ベアリングを用いることである。実車での使用例を調査した結果、プリウスのペダルの軸の部分にオイレスベアリングが使われていた。これを正しい使い方で用いることが出来れば、がたつきが解消されるのではないかと考えている。来年度のペダル設計では、それらを明確に考えた設計を行う必要がある。

また、製作時にも問題が発生した。ブラケットとペダルユニットを溶接する際に、熱の入れすぎでブラケットがひずみ、レバーがブラケットに挿入できない問題が発生した。溶接する際は、ストリッパーボルトをブラケットに通し、ひずみを抑えるよう考えていたが、ブラケット全体を押さえていない構造であったため、溶接時の熱でひずみが生じたと考えられる。ひずみの説明を図 2.3.3.22 に示す。

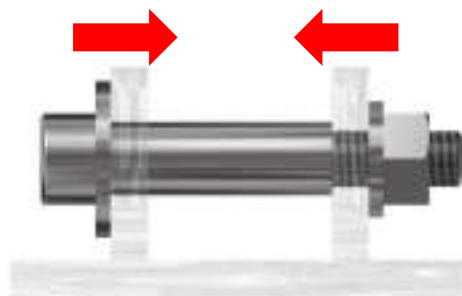


図 2.3.3.22 溶接時のひずみ抑え構造とひずみ方向の説明

そのため、レバーが挿入できるようにブラケットの側面をやすりで削ったが、過切削でブラケットとレバーの間に過度の隙間が生じ、がたつきが生じた。対策方法としては、ブラケットがひずまないようにレバー挿入部分にブロックジグを挟むか、溶接を行わないボルト締結等でブラケットとユニットを固定することが上げられる。

大会の車検では、アクセルワイヤーの先端（タイコ）とワイヤー自体の角度が適切でなく、ワイヤーのカバーとワイヤー自体が擦れていることを指摘され、一発合格とはならなかった。そのような症状になった原因は、アクセルワイヤーの CAD モデルに設計ミスがあり、アクセルワイヤーの取り付けの穴位置が適切でなかったことである。大会では、アクセルワイヤーステーの角度を立てることで間

題を解消した。今回、CAD に表していないモデルがいくつかあったので、このようなことが起こらないためにもそれも完璧にする必要がある。

さらに、ペダルと他パーツとの干渉はなかったが、3DCAD でのペダル内でのパーツ同士の干渉が大会直前に見つかった。具体的に言うと、リザーバータンクとリザーバータンクステー、バランスバーとマスターシリンダーのロッドである。これらの干渉は、製作誤差や設計変更により解消されたが、今後はこのようなことが起こらないよう入念に干渉チェックを行う必要がある。

◆ まとめ、反省

- ペダル軽量化による車両ヨー慣性モーメントの低減に成功した。
- ペダルガタつきの解消のために去年とは違うボルトを用いたが、誤った使用方法で使用していたことにより、ガタつきを解消することができなかった。
- 溶接の取り付け位置精度は改善されたが、ひずみ対策を行っていなかったため、溶接の熱によるパーツのひずみが生じた。

2.3.4. エアロデバイス

◆ 18model の設計方針

18model では、17model で問題となった整備性の向上と、車両コンセプトである「高い旋回性能の実現」を達成するため、軽量化を目標に設計した。

前後のウイングは 17model と同様のものを採用しつつ、翼端板の形状を変更することで製作性と軽量化を目指した。車体のノーズは下面を空洞にすることで、ノーズ自体の軽量化と製作性、取り付けやすさの向上を図った。サイドポンツーンは 軽量化を重視しつつ、前方にディフレクターを装着することでラジエーターの導風を考慮した設計とした。

◆ 評価結果

18model ではエアロの製作が大幅に遅れてしまい、大会 1 ヶ月前に初めて車体に搭載した。しかし、搭載すると車体下部に搭載したディフューザーが地面と擦ってしまうことが判明した。車高調整も視野に入れつつ様々な検討を行ったが、車両の運動性能を重視することを決定し、本年度大会ではディフューザー及びそれに付随してフロントウイング・リアウイング・サイドポンツーンの搭載を断念することとした。アンダーパネルはドライバー保護のためコックピットセクションのみカバーするパーツを新たに製作した。以下に設計時のモデルを記載する。



図 2.3.4.1 設計時のエアロデバイス

表 2.3.4.1 重量比較（ノーズ，アンダーパネルのみ）[kg]

	17model	18model	差
Nose	1.89	1.61	-0.28(-24.8%)
Under Panel	4.05	0.58	-3.47(-85.7%)
全体	14.9	2.19	-12.71(-85.3%)

フロントノーズは、18model は 17model 比べて 280g の軽量化に成功している。これはノーズ下部を空洞にしたことが大きな要因である。さらに下部の空洞化により装着性や他パーツの整備性向上に繋がっている。

17model ではフロントショックがプルロッド方式であったが、18model ではプッシュロッド方式になることで、従来のノーズ形状ではノーズとフロントショックが干渉してしまう。そのため、干渉する部分に穴を開け、フロントショックを避けることでこの問題を解決することができた。

◆ まとめ、反省

18model はエアロデバイスを搭載しなかったためダウンフォースの発生量は減少してしまい設計時に考慮していた性能が発揮できていなかったと推測される。エアロデバイスを搭載出来なかったことはパーツの製作遅れや設計時の考慮不足が上げられる。今後このような事が無いよう、チーム全体で改善して行きたい。

2.4. 設計概要まとめ

18model では設計段階からコンセプトとの繋がりを意識し、各パーツが「高い旋回性能の実現」を目指した設計を実施した。これにより車両の全体的な性能の向上に繋がり、目標である総合 16 位以内を達成出来る車両を設計した。

3. 年間活動概要

3.1. 活動スケジュール

表 3.1.1 に今年度の実際のスケジュール、表 3.1.2 に予定と実際のスケジュールの比較を示す。

表 3.1.1 実際のスケジュール

2017 年 9 月	5~9 日 10・11 日 12 日	第 15 回大会 大会後休み 新チーム始動
10 月	8・9・15 日 19~24 日 27~31 日	大会後データ取り試走 車両・チームコンセプト会議 車両パッケージング会議
11 月	16・17 日 22~24 日	班内設計発表会(フェーズ①) 全体設計発表会(フェーズ①)
12 月	6・7 日 21~25 日	班内設計発表会(フェーズ②) 全体設計発表会(フェーズ②)
2018 年 1 月	11~15 日 27~30 日	全体設計発表会(フェーズ③) 全体設計発表会(フェーズ④)
2 月	1 日	車両製作開始
3 月	-	-
4 月	5 日 7 日 23 日	春休み製作期間終了 新入生説明会 車両接地延期決定
5 月	21 日	静的審査書類製作開始 等価構造計算書(SES)提出 インパクトアッテネーターデータレポート(IAD)提出
6 月	4 日 19 日 20 日 29 日	車両接地完了 デザインレポート、デザインスペックシート提出 コストレポート提出 学内試走見極め通過
7 月	4 日 15 日 22 日	ビジネスロジックケース(BLC)提出 第 1 回学内試走(走行距離：12.3km) 第 2 回学内試走(走行距離：34.2km)
8 月	3 日 6~8 日 21・22 日 28・29・31 日	学外試走見極め通過 3 支部合同試走会(走行距離：10.0km) 中部支部主催走行技術トレーニング#3(走行距離：7.0km) 第 3~5 回学内試走(走行距離：62.9km)
9 月	1 日 3 日	大会前ミーティング 大会に向け出発

表 3.1.2 予定と実際のスケジュールの比較

年	2017				2018								
月	9	10	11	12	1	2	3	4	5	6	7	8	9
予定	車両評価試走準備 大会反省 (11日)	車両コンセプト・パッケージング会議 (8日) (9日)	車両評価試走 (11月6日)	車両設計期間 (11月6日)	車両製作期間 (1月10日)				静的審査書類作成 (14日) (15日)	車両接地完了 (20日) 試走			大会
実際	車両評価試走準備 大会反省 (12日)	車両コンセプト・パッケージング会議 (8日) (19日)	車両評価試走 (11月6日)	車両設計期間 (11月6日)	車両製作期間 (2月1日)				静的審査書類作成 (21日)	車両接地完了 (4日)	試走 (15日)		

図 3.1.1 に車両コンセプト・パッケージング会議、図 3.1.2 に車両製作期間(アップライトの加工)、図 3.1.3 に新入生説明会、図 3.1.4 にコストレポート提出、図 3.1.5 に車両接地、図 3.1.6 に試走会の様子をそれぞれ示す。



図 3.1.1 車両コンセプト・パッケージング会議



図 3.1.2 車両製作期間(アップライトの製作)



図 3.1.3 新入生説明会



図 3.1.5 車両接地



図 3.1.4 コストレポート提出



図 3.1.6 試走会の様子

3.1.1. パッケージ・設計における振り返りと反省

第 15 回大会終了後、大会反省や昨年度の活動を振り返る現状分析を行った。第 15 回大会でエンデュランスリタイアとなった原因の究明を行うとともに、他大学の車両や大会タイム・順位を分析しベンチマークを設定した。また、KIT-17model の走行機会が少なく、設計に活かすことのできる車両データが不十分であったため、大会終了後に車両評価試走を実施し、試走後に車両コンセプト・パッケージングを決定した。

反省としては、車両評価試走の準備と実施までに 1 ヶ月かけてしまったことによる車両コンセプト・パッケージング決定の遅延があった。また、車両コンセプト・パッケージングを決定する際に十分な根拠や考えが少なかったため、決定に大きく時間を取られる結果となってしまった。この遅延が、後の車両接地やシェイクダウン延期につながってしまった。よって、今後車両の完成度を高めていくためには、9 月以前から新チームへの準備を進め、9 月以降の動きをスムーズに進めるような知恵が必要である。

3.1.2. 製作における振り返りと反省

今年度の製作は昨年度と同様に作業工程書と共に、各個人のパーツ進捗を各リーダーが確認するためにスクシートというものを毎週製作し、タスク管理を行った。

以下に記入項目を示す。

(1) 作業工程書

- 製品名
- 製作にかかる予定日数と実際にかかった日数

進捗に遅れが生じたパーツは、早急に計画を組み直しテクニカルディレクターに確認をとって作業を再開させることで遅延による影響を抑えるようにした。また、今年度から導入したタスクシートで週ごとのタスクを管理し、製作期間以外のタスク管理も行うことで、年度を通しての作業の効率化を目指した。

春休み製作期間での反省点を以下に記載する。設計期間の大幅な遅れは製作期間にも大きく影響した。この遅れを解消するため、今まで以上に班の垣根を越えたパーツ製作を実施した。特に、フレームやサスペンション関連のパーツは多くのメンバーが製作に関わった。しかし NC フライスやガス溶接など専門的な技能を必要とする製作物は十分な練習時間を確保できず多くの製作ミスが発生、結果として想定された以上の時間がかかってしまった。これにより車両接地、シェイクダウンの予定が大幅に遅れることとなった。

改善点として、十分な技能習得期間の確保、これまでの製作予定の見直し等が上げられる。さらに、時間的制約が大きい場合は外部への委託も視野に検討すべきであったと考えられる。

3.1.3. 試走における振り返りと反省

表 3.1.3.1 に今年度車両の走行距離を示す。

表 3.1.3.1 今年度車両総走行距離

試走名称	月日	距離[km]
八束穂試走#1	7月15日	12.3
八束穂試走#2	7月22日	34.2
3支部合同走行会	8月6～8日	10.0
走行技術トレーニング#2	8月21・22日	7.0
八束穂試走#3	8月28日	62.9
八束穂試走#4	8月29日	
八束穂試走#5	8月31日	
総走行距離		126.4

今年度車両の大会までの目標走行距離を 250km としていたが、大幅な車両接地・シェイクダウンの遅延により目標としていた走行距離までには至らなかった。これはシェイクダウン後も一部パーツの変更やエンジン周りのトラブルが影響し、十分な走行時間を確保出来なかったことが原因の一つに挙げられる。八束穂試走では、周回コースでの走行試験を中心にを行い、車両の初期不良の洗い出しや燃調の調整、ドライバーの走行トレーニングを行った。3支部合同走行会では、自動車技術会関東支部・中部支部・関西支部に所属する大学が集まって模擬車検や走行会を行った。本走行会では、大会と同等の車検を受けることができ、大会コースレイアウトでの走行であるため、レギュレーションとの整合性の確認やドライバーの育成、車両のセッティングに専念した。

試走では現地でのトラブルや忘れ物などのミスが目立った。特にエンジン周りで慢性的なトラブルが続いており、現地での修理に時間を割かれてしまう場面が多く見られた。今後は事前に十分な整備・調整を実施し、現地でのトラブルフリーを目指していく必要があると考えられる。

3.2. チーム組織

図 3.2.1 に今年度の組織図を示す.

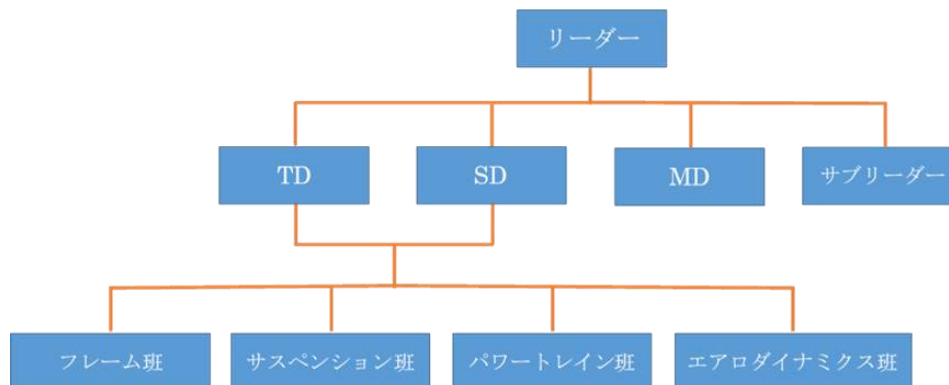


図 3.2.1 組織図

図 3.2.1 のように、今年度のチームにおける役職はリーダー、サブリーダー、TD(Technical Director)・SD(Static Director)・MD(Management Director)、各班の班長とした。リーダーはチームの日程管理や各種書類作成、他大学との交流を行い、サブリーダーはリーダーの補助を行った。TD は車両設計・製作において一切の決定権限を持ち、各パーツの設計が妥当かどうかを判断した。SD は静的審査競技において必要なコストレポートの管理を行った。MD は活動予算管理やチームの日程管理補助を行った。班長は各班のメンバーを統括した。表 3.2.2 に第 16 回大会出場の時の各メンバーの役割を示す。

表 3.2.2 FMC メンバー表

学年	名前	役職	所属班	担当パーツ	備考
技師	権谷 基	FA	-		FA
M2 (2 人)	花村 勇哉	-	パワートレイン	電装	-
	飯野 晟典	-	フレーム	フレーム	-
M1 (2 人)	西川 秀輝	-	フレーム	フレーム	-
	松坂 貴裕	-	フレーム	フレーム	-
B4 (10 人)	有江 奈緒子	-	パワートレイン プレゼンテーション	電装	-
	尾崎 雅也	-	パワートレイン	排気	-
	角本 健太	-	パワートレイン	吸気	-
	酒井 裕幸	-	サスペンション	アップライト	-
	坂野 光一	-	サスペンション	ショックアブソーバー &スタビライザー	-
	笹川 拓未	-	エアロダイナミクス	エアロデバイス	-
	高久 佳雅	-	パワートレイン	エンジン&電装	-
	高橋 穂	-	フレーム	フレーム	-

	山本 拓実	-	エアロダイナミクス	エアロデバイス	-
	渡辺 基樹	-	エアロダイナミクス	エアロデバイス ファイヤーウォール	-
B3 (8人)	三宅 良太	SD	サスペンション	ハブ	ドライバー
	広瀬 朝彦	班長	フレーム	フレーム	-
	長谷川 友佑	-	サスペンション	アーム	ドライバー
	袋井 聖弘	MD 班長	パワートレイン	ペダル	ドライバー
	高畠 茂樹	リーダー 班長	エアロダイナミクス パワートレイン プレゼンテーション	冷却 エアロデバイス	現場指揮
	阿部 航輝	TD 班長	サスペンション	ショックアブソーバー &スタビライザー	ドライバー
	川野 航奨	-	パワートレイン	燃料タンク	-
	池田 雅宏	-	パワートレイン	駆動	-
B2 (12人)	若林 俊亮	-	エアロダイナミクス	ファイヤーウォール	-
	赤林 直紀		サスペンション	ステアリング	-
	荒川 詩朗	-	パワートレイン	電装	-
	梅田 隼太郎	サブリーダー	サスペンション	アップライト	エントラント
	遠藤 将輝	-	パワートレイン	燃料タンク	備品管理
	木村 優太	-	パワートレイン	排気	-
	高谷 郁壮	-	パワートレイン	吸気	-
	中橋 圭太	-	パワートレイン	駆動	-
	西住 太一	-	フレーム	フレーム	-
	野中 大河	-	サスペンション	ショックアブソーバー &スタビライザー	-
	山本 有馬	-	エアロダイナミクス	エアロデバイス	-
	藤原 輝	-	サスペンション	ショックアブソーバー &スタビライザー	-
B1 (4人)	青木 侃汰	-	エアロダイナミクス パワートレイン	エアロデバイス 冷却	体調管理
	伊藤 康太	-	サスペンション	ハブ	-
	兼子 凌	-	パワートレイン	電装	-
	成木 忠明	-	フレーム	フレーム	エントラント

表 3.2.2 よりメンバー数は、38 名運営責任者の技師は FA(Faculty Adviser)として合計 39 名で活動した。

3.3. 活動目標

今年度はチームの活動目標を総合 16 位以上とした。表 3.3.1 に今年度目標と昨年度結果を示す。本年度の活動目標から各競技獲得しなければならない点数を定め、点数から必要なタイムを設定した。

表 3.3.1 今年度の各競技目標と昨年度結果

		今年度目標			昨年度結果		
種目		順位	得点	タイム[s]	順位	得点	タイム[s]
静的競技	コスト	36	28/100	-	36/94	27.91/100	-
	デザイン	29	80/150	-	24/94	81/150	-
	プレゼンテーション	20	50/75	-	2/94	71.25/75	-
動的競技	アクセラレーション	3	80/100	4.25	28/54	54.44/100	4.698
	スキッドパッド	32	38/75	5.5	53/67	15.37 /75	5.919
	オートクロス	19	92/120	61	36/76	73.01/120	64.53
	エンデュランス	8~16	200~180/275	1340~1400	50/65	10/275	DNF ^{※1}
	効率	41	40/100	-	-	0/100	-
総合		16	608~588/1000	-	46/94	332.98/1000	-

※1 : DNF=Do Not Finish

表 3.3.1 中の目標順位やタイムは過去 3 年間の上位チームの成績と伸び率を参考に設定した。目標順位やタイムを設定する際、弊チームと同様のスタイル（13 インチタイヤ・四気筒エンジン・フルエアロデバイス）の他大学車両を参考とし、各競技でどこまで点数が伸ばせるかを考え設定した。

3.4. チーム運営における総括

昨年度のチーム運営方法をそのまま引き継ぐ形で今年度のチーム運営を行った。設計に十分な時間を割いた結果予定より一ヶ月以上の遅れが生じてしまった。春休み製作期間中に進捗の遅延を修正しようと努力したが、予定していたシェイクダウンに間に合わせることができなかった。車両統括担当が製作期を前に離脱してしまい進捗の管理を十分に行うことが出来なかった。

チームとして活動していく上で、メンバーの離脱は想定される事案である。どの場面でも空いたメンバーのカバーをしやすいようにするため常に複数のメンバーによる進捗の管理をして行かなければならないと考える。

4. 大会結果報告

4.1. 大会結果と分析

表 4.1.1 に第 16 回大会結果を示す。

表 4.1.1 第 16 回大会結果

		今年度結果			昨年度結果		
		順位	得点	タイム[s]	順位	得点	タイム[s]
静的競技	コスト	34/82	27.08/100	-	36/94	27.91/100	-
	デザイン	35/92	67/150	-	24/94	81/150	-
	プレゼンテーション	4/89	63.75/75	-	2/94	71.25/75	-
動的競技	アクセラレーション	9/71	80.48/100	4.376	28/54	54.44/100	4.698
	スキッドパッド	33/69	32.80/75	5.476	53/67	15.37 /75	5.919
	オートクロス	31/70	75.45/120	63.667	36/76	73.01/120	64.53
	エンデュランス	60/68	9.00/275	DNF ^{※1}	50/65	10/275	DNF ^{※1}
	効率	-	0/100	-	-	0/100	-
総合		50/92	355.56/1000	-	46/94	332.98/1000	-

※1 : DNF=Do Not Finish

4.2. 大会期間中の流れ

以下に大会の流れを示す。

<大会 1 日目【9/4】>

台風 21 号が日本列島を通過し、このため初日のスケジュールはチーム受付と優先チームの車検のみに変更された。弊チームは、初日の優先チームから外れたため 2 日目の車検と審査に向けて車両整備を進めた。車両整備の場所として、現地サポートの御支援を頂いている梅花株式会社様に整備場をお借りしました。この場を借りて御礼申し上げます。ありがとうございました。

<大会 2 日目【9/5】>

午前中に車検を受けたが、アクセルペダルの機構部分、ブリーザーホースの取り回し方法、ファイヤーウォールと燃料ホースとの干渉の指摘を受け、再車検を命じられた。しかしながら、いずれの不具合箇所も調整範囲で修正が完了し、午前中に再車検を受け無事合格した。午後からはチルト・騒音・ブレーキの各車検項目を無事クリアし、すべての車検項目を 1 日で合格することができた。図 4.2.1 にピット作業、図 4.2.2 に車検の様子を示す。



図 4.2.1 ピット作業



図 4.2.2 車検

<大会 3 日目【9/6】>

午前中は静的審査のコスト・デザイン・プレゼンテーションを行い、順調に記録を残しました。午後は動的審査のアクセラレーション・スキッドパッド・オートクロスを行った。午後に小雨が落ちることがあったが、無事に走行を終了させることができた。図 4.2.3 にデザイン審査、図 4.2.4 にスキッドパッドの様子を示す。



図 4.2.3 デザイン審査



図 4.2.4 スキッドパッド

<大会 4 日目【9/7】>

午後から始まるエンデュランスに向け、午前中はプラクティス走行を重ね車両のセッティングと信頼性向上に努めた。また、デザイン審査のフィードバックに参加し、審査員からデザイン審査や車両設計についてのアドバイスをいただいた。正午にエンデュランスのランオーダーが発表され、弊チームは Gr B の後半ということがわかった。そこで、エンデュランスが 5 日目にずれ込むと予想し、午後も引き続きプラクティス走行を行った。図 4.2.5 にデザインフリートーク、図 4.2.6 にプラクティスの様子を示す。



図 4.2.5 デザインフリートーク



図 4.2.6 プラクティス

<大会 5 日目【9/8】>

午前中にエンデュランスが行われた。天候が心配されたが、コンディションはダンプとなりスリックタイヤを装着した状態で走行ができた。走り出しは好調だったものの、ドライバー交代まで残り 2 週の 9 周目の中盤で電装部品の接触不良によりエンジンが停止し、残念ながら途中リタイヤとなった。排気の測定後ピットへ帰還し、チームの記念撮影を行った。図 4.2.7 にエンデュランス、図 4.2.8 に集合写真の様子を示す。



図 4.2.7 エンデュランス



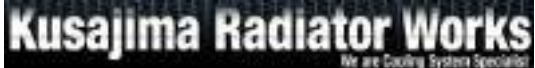
図 4.2.8 集合写真

4.3. 大会期間中の反省

今年度の大会では、台風 21 号によるスケジュール変更によって臨機応変なチームの対応が求められた。チーム全員で公式アナウンスに注目することで、無駄なく動くことができていた。刻々と変化する路面コンディションに対応するため、動的エリア内でのタイヤ交換作業をシミュレーションも行った。しかしながら、前年度大会に引き続き車検を一回で通過することが出来なかった。これは、大会前の車両整備や大会準備に計画性がなく、作業を完遂しない状態で大会に車両を持ち込んでしまったことが原因だと考えられる。そのため、大会当日の行動を無駄なくするためにも大会前の準備を万全にする必要がある。

各審査に関しては、静的審査であるプレゼンテーションは昨年度に引き続き高順位を獲得することが出来た。しかしながら、動的審査を完遂することができず大きく昨年度から総合順位を落とす結果となってしまった。今年度のエンデュランスの完走台数は昨年度の 39 台から 53 台へ大きく増加する結果となった。弊チームが完走したのは 3 年前の第 13 回大会が最後で、それ以降は完走できていない。今後は、信頼性と付随して得られる安全性の高い車両づくりを念頭に活動を行っていく必要がある。

5. スポンサー様一覧(順不同)

株式会社 ウエダ 〒594-0022 大阪府和泉市黒島町 3-1-71 TEL: 0725-45-2222 URL: http://www.kk-ueda.jp/	アクセル・クラッチワイヤー提供  株式会社 ウエダ
NTN 株式会社 〒550-0003 大阪府大阪市西区京町堀 1-3-17 TEL: 06-6443-5001 URL: http://www.ntn.co.jp/japan/	ドライブシャフト・ベアリング提供 
株式会社エフ・シー・シー 〒431-1394 静岡県浜松市細江町中川 7000-36 TEL: 053-523-2400 URL: http://www.fcc-net.co.jp	LSD 提供 
協和工業株式会社 〒474-0011 愛知県大府市横根町坊主山 1-31 TEL: 0562-47-1241 URL: http://www.kyowa-uj.com/	ユニバーサルジョイント提供 
金沢工業大学 夢考房 〒921-8501 石川県野々市市扇が丘 7-1 TEL: 076-248-1100 URL: http://www.kanazawa-it.ac.jp/yumekobo/	プロジェクト活動全般支援 
有限会社 草島ラジエーター工業所 〒920-0342 石川県金沢市畝田西 2-89 TEL: 076-268-2713 URL: http://www.k-radiator.net/	ラジエーター提供・加工支援 
スズキ株式会社 〒432-8611 静岡県浜松市南区高塚町 300 TEL: 053-440-2061 URL: http://www.suzuki.co.jp/index.html	エンジンおよび部品、情報提供 
住友電装株式会社 〒510-0067 三重県四日市市浜田町 5 番 28 号 TEL: 059-354-6200 URL: http://www.sws.co.jp/	電装部品提供 
大同工業株式会社 〒922-8686 石川県加賀市熊坂町イ 197 番地 TEL : 0761-72-1234(代) URL: http://www.did-daido.co.jp/	チェーン提供 
株式会社 TAN-EI-SYA 〒934-8558 富山県射水市片口高場 1 番地 1 TEL : 0766-86-3311(代) URL: http://www.taneisya.co.jp/index.html	マグネシウムホイール支援 
株式会社 TAN-EI-SYA WHEEL SUPPLY 〒934-0035 富山県射水市新堀 34-5 TEL 0766-86-0117 http://www.tws-forged.com/	マグネシウムホイール支援 
株式会社トラップ 〒921-8805 石川県野々市市稲荷 2-75 TEL 076-294-3641 URL: http://www.tolap.jp/	技術支援 

梅花株式会社 〒435-0026 静岡県浜松市南区金折町 702 TEL: 053-427-1811 URL: http://www.cars-baika.com/	現地サポート 
ガレージ・ゴンイチ 〒929-0323 石川県河北郡津幡町津幡リ 14	タイヤ組み換え支援 
森田商会 〒959-2712 新潟県胎内市築地 1297 TEL: 0254-45-2167	技術支援 
株式会社ミスミ 〒135-8458 東京都江東区東陽 2 丁目 4 番 43 号 TEL: 03-3647-7112 URL: http://www.misumi.co.jp/	各種製品提供 
日信工業株式会社 〒386-8505 長野県上田市国分 840 TEL: 0268-24-3111 URL: http://www.nissinkogyo.co.jp/	部品提供・情報提供  日信工業株式会社
ゼネラルエンジニアリング株式会社 〒144-0035 東京都大田区南蒲 2-16-1 NOF テクノポートカマタセンタービル 6F TEL: 03(3735)1081 URL: http://www.geng.co.jp/	活動支援  ゼネラルエンジニアリング株式会社
株式会社深井製作所 〒326-0005 栃木県足利市大月町 465 番地 3 TEL: 0284-90-2820 URL: http://www.fukai.co.jp/	embrella®支援 
株式会社和光ケミカル 〒250-0875 神奈川県小田原市南鴨宮 1-1-1 TEL: 0465-48-2211 URL: https://www.wako-chemical.co.jp/	ケミカル類支援 
株式会社岡島パイプ製作所 〒477-0031 愛知県東海市太田町上浜田 58 番地 TEL: 0562-33-2135 URL: http://www.okajima-pipe.co.jp/	鋼管支援  株式会社 岡島パイプ製作所
株式会社富士精密 〒561-0845 大阪府豊中市利倉 3 丁目 14 番 15 号 TEL: (06)6862-3112 URL: https://www.fun.co.jp/	U ナット支援 
ミネベアミツミ株式会社 〒389-0293 長野県北佐久郡御代田町大字御代田 4106-73 TEL: 0267-32-2200 URL: http://www.minebeamitsumi.com/	ロッドエンド支援 

日本発条株式会社 〒236-0004 神奈川県横浜市金沢区福浦 3-10 TEL:045-786-7531 URL: https://www.nhkspg.co.jp/	スプリング支援 
株式会社キノクニエンタープライズ 〒649-6252 和歌山県岩出市安上 204 TEL:0736-62-6355 URL: https://www.kinokuni-e.com/index	燃料系パーツ支援 
株式会社丸開鉄工 〒923-0994 石川県小松市工業団地 1 丁目 86 TEL:0761-21-3102 URL: http://www.marukai-tekkou.co.jp/	ハブ加工支援 
株式会社明宝ユニフォーム 〒920-0043 石川県金沢市長田 1-5-56 TEL:076-223-3618 URL: http://mei-hoo.co.jp/	株式会社明宝ユニフォーム 
サウスコ・ジャパン株式会社 〒554-0024 大阪府大阪市此花区島屋 6 丁目 2-82 TEL:0120-111-757 URL: https://www.southco.com/ja-jp/	プッシュプルリベット支援 

謝辞

今年度はプロジェクトリーダーを担当し「総合 16 位以上・全種目完遂」を目指して活動してまいりました。結果はエンデュランスでリタイアとなり、目標を達成することはなりませんでしたが、しかしチームとして多くを学び・得られた一年であったと感じています。

KIT・18model は、当初設計していたエアロデバイスの搭載には至りませんでしたが、ホイールベースの 50mm 延長・サスペンションジオメトリの一新によるコーナリング性能の向上、安定したエンジン出力と各パーツの軽量化により高い加速性能を発揮することができました。大会では、アクセラレーションで 9 位、車両の販売戦略を競うプレゼンテーション審査では 4 位を獲得し、2 年連続の上位進出となりました。

チーム運営では、これまでの作業行程書に追加して各週のタスクシートを制作し、チームの活動がより円滑になるよう努力しました。さらに新たなスポンサー獲得にも力を入れ、本年度から新たに多くのご支援をいただけることとなりました。

来年度以降のチームは今年得られた経験・環境を十分に活かし、現状に甘んじることなく車両性能・チーム力を大きく飛躍してほしいと思っております。

最後になりますが、本活動に支援していただいておりますスポンサーの皆様、大学・夢考房の関係者皆様、OB・OG の皆様、そして各メンバーの保護者の皆様、温かいご支援・ご声援を頂き誠にありがとうございます。メンバー一同、心より感謝申し上げます。これからは私たち夢考房フォーミュラカープロジェクトは日々精進して参ります。今後ともご声援・ご鞭撻の程よろしくお願いいたします。

末筆となりますが皆様方のますますの発展を祈念し、謝辞といたします。

金沢工業大学 工学部 機械工学科 3 年
夢考房フォーミュラカープロジェクト
18model プロジェクトリーダー
高畠 茂樹