

1 次バランサによる F 1 エンジンの振動低減

Reduction of Vibration for an F1 Engine with Balancer

青 木 朗 雄*	阿 部 弘*
Akio Aoki	Hiroshi Abe
安 岡 章 雅*	松 下 富 士 子*
Akimasa Yasuoka	Fujiko Matsushita

要 旨

速さを競う F 1 レースの世界においても、単にエンジンの出力を上げてより速く走るだけでなく、レース中のドライバーにかかる負担を軽減し、さらに、ドライバーの描く走行イメージどおりの走りができる車作りが求められる。

本報告では、1990 年の F 1 レースに提供した RA100E 型 V10 エンジンで行った 1 次バランサ採用による振動低減効果、ならびにスロットル方式の変更に依るエンジンレスポンスの改善について紹介する。

ABSTRACT

An F1 race car must be made such that it is not only fast, but similar to a passenger car. It must be such that it is unstressful on the driver and easy to drive in commensurate with his maneuvering ability during racing.

This report introduces the following: 1) the effect on vibration level of a balancer, which was fitted to the RA100E V-10 engine used in the 1990 F1 racing season; and 2) the improvement in engine response resulting from changes to the throttle system.

1. ま え が き

ホンダは 1990 年の F 1 レースにおいて RA100E 型 V10 を提供し、多くの方々の御支援のもとに 6 年連続のコンストラクターズチャンピオンシップ、および、5 年連続のドライバーズチャンピオンシップを獲得することができた。

レースの世界においては、言うまでもなくより速く走るということが優先され、エンジンについても高い出力が求められる。しかしながら、レースの世界といえども、あくまでも人間が車を運転して競うものである以上、単に高い出力性能を追求するだけでは十分ではなく、車を運転するドライバーにかかる負担をできるだけ軽減し、さらにドライバーが運転中に描いている走行イメージにより近い走りができるような車作りが要求される。

少し古いデータになるが、1989 年の日本グラン

プリ予選において測定したセナ車の加速度データを例にとると(図 1)、走行中の最大加速度は左右方向で約 40m/s^2 (約 4G)、前後方向で $20\sim 30\text{m/s}^2$ (約 2~3G)が記録されている。この加速度の大きさは、一般の車では 10m/s^2 (約 1G)に達することは

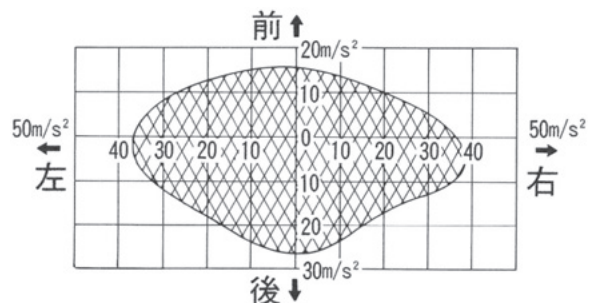


図 1 F 1 走行時の加速度分布

ほとんどないことから考えても非常に大きなものであることが分かる。F1ドライバーはこの大きな加速度に対しても2時間あまり戦っていくとともに、こういった限界状態の中で車やエンジンの持っている性能を最大限引き出して運転することが求められるため、ドライバーにかかる肉体的、精神的圧力ははかり知れないものがある。従って、レース中にドライバーにかかる負担を軽減することは、レース中のドライバーの集中力を高め、より確実に、速く走るための重要な要素となる。

ドライバーにかかる負担には加速度をはじめ多くの要素があるが、エンジン振動もその一つであり、本報告では、1次バランサ付エンジンの振動低減効果について例示する。

また、ドライバーの描く走行イメージにより近づいた走りを得るためには、車体空力性能ばかりでなく、エンジンの加速レスポンスといったような動力性能面も重要である。ここでは、スライド型スロットルとバタフライ型スロットルについて比較を行ったエンジンレスポンスの改良について紹介する。

2. 1次バランサによる振動低減

速く走るといった観点から、レースエンジンにおいてはバランサの必要性はなく、むしろ無いものが普通である。しかしながら、レース車においても、エンジンの振動を低減するということはドライバーにかかる負担を低減するためには重要な要素となる。図2にRA168E型(88年V6 1.5ℓター

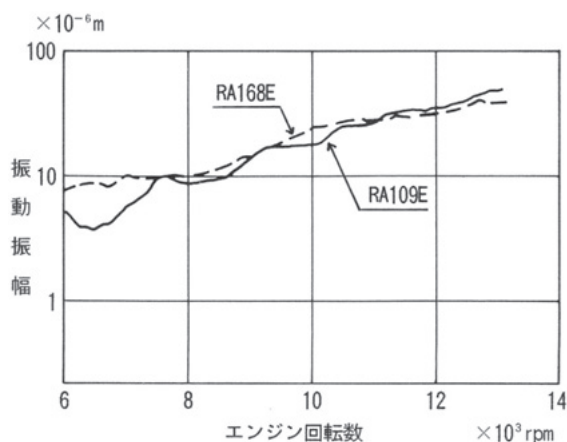


図2 レース車における車体振動

ボエンジン)とRA109E型(89年V10 3.5ℓ NAエンジン)について、エンジンフロントマウントとつながる車体部分で計測した上下振動データを示す。2種類のエンジン共にほとんど同じレベルにあり、ほぼドライバーの立場からみた許容範囲におさまっている。エンジン振動の伝達を抑えるには、フロントマウント部の剛性を下げるのが有効であるが、レース車の場合、エンジンも車体構造の一部を担っており、むやみにマウント部の剛性を下げることはできない。

従って、エンジン本体の振動低減対策が大きな要素となる。振動を低減することにより、ドライバーのアイポジションの振れを軽減し、ドライバー自身の視力の低下や疲労も少なくすることができる。

2.1. V10エンジンの振動とバランサ

エンジン振動を発生させる要因としてここではピストン、ピストンピン、コネクティングロッド小端部等で構成される往復部質量とコネクティングロッド大端部、クランクシャフト等で構成される回転部質量に作用する慣性力によって生じるエンジン振動について考える。

このとき、各気筒ごとの慣性力によって、並進方向の慣性力不釣り合いと慣性偶力の不釣り合いの2種類の不釣り合いの為に並進方向振動と歳差運動(みそすり運動)状振動の2種類のエンジン振動が発生する。これらの不釣り合い量の算出については、各種文献に詳しく記載されており、一般のエンジンと同じ取扱となるため、ここでは特に触れないこととする。また、往復部質量に作用する慣性力は、クランク回転数に相当する周期を持つ1次成分と、回転数の2, 4, 6, …倍の周期を持つ高次成分に分解されるが、1次、2次に対して4次以降の成分は微小であり無視して考えることとする。

当社のレース用エンジンについて、各形式における不釣り合い量をそれぞれ計算すると表1のようになる。V10エンジンの1次慣性偶力不釣り合い量は大きく、ドライバー、エンジン・車体強度のどちらに対しても厳しいことが分かる。

いま、往復部質量 M_r に対して回転部質量 M_o を適切に与えると1次の慣性偶力不釣り合いはクラ

表 1 レース用エンジンの起振力計算値比較

エンジン コードNo.		RA168E	RA386E	RA100E	RA100E
エンジン型式		80° V-6	90° V-8	72° V-10	72° V-10
排気量 ℓ		1.5	3.0	3.5	3.5
バランサ 有・無		無し	無し	無し	有り
クランク回転数 (計算値) r/m		12000	9000	12000	12000
慣性力 不釣り合い量 N	1 次成分最大値	0	0	0	0
	2 次成分最大値	0	9.06×10^4	0	0
慣性偶力 不釣り合い量 N m	1 次成分最大値	676.2	0	3880.4	0
	2 次成分最大値	1089.0	3966.9	273.4	273.4

クランク回転平面内で大きさ一定、クランクと同速度、クランクと逆回転方向の力となる。従って、この不釣り合いと 180 度位相の異なるアンバランス質量を付加することによって 1 次の慣性偶力は釣り合わされる。具体的には、1 次バランサーの諸元は以下のとおりとなる。

- ① バランサ回転方向: 反クランク回転方向
- ② 回転速度 : クランク回転速度
- ③ バランス量

$$\therefore 2 \sqrt{A^2 + B^2} * Mr * R * Lp * (\cos^2 \phi - 1/2)$$

ここで $A = \sum (i-1) \cos(a_1)$

$$B = \sum (i-1) \sin(a_1)$$

a_1 ; #1 ピンに対する #i 番ピンの位相

(反クランク回転方向)

Mr ; 回転部質量

R ; クランク半径

Lp ; ボアピッチ

ϕ ; バンク角度 / 2

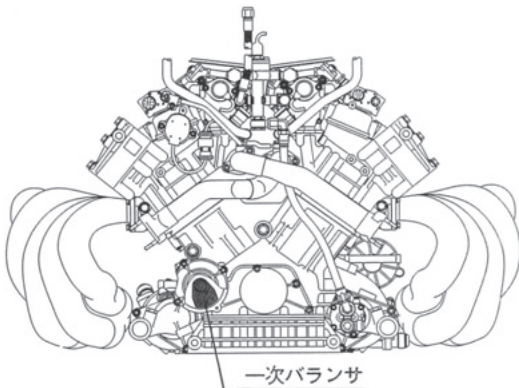


図 3 1 次バランサ付 RA100E 型エンジン

2.2. バランサの取付けと計測点

エンジンの振動を低減する目的から、バンク角 72° の RA100E 型 V10 エンジンには、図 3 に示すバランサが設けられている。このバランサは、クランクシャフトと反対方向に回転する。

このバランサによる出力損失は、12000r/min で約 1.5kW である。

バランサの効果を判定するため、図 4 に示す 3 点で振動の計測を行った。一点目の測定点はエンジン前部のアップパーエンジンマウント近くの右バンクのヘッドカバー上に、二点目はエンジン後部

MEASURING POINTS

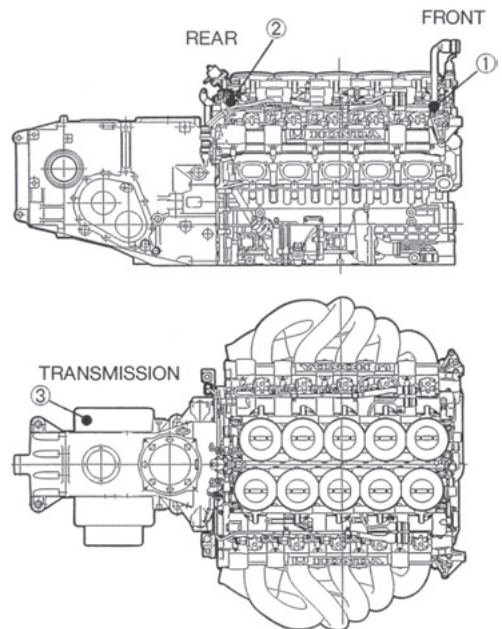


図 4 振動測定点

の右バンクのヘッドカバー上、三点目はトランスミッション左部に置いた。

振動の計測は、実際のレース車を用いて、無負荷条件下で行った。

2.3. 1次バランサ効果

図5にバランサのついていないエンジンの上下方向振動を、オーバーオール(OA)と1次成分について比較して示す。この結果から、OAに対する1次成分の寄与率が非常に大きいことが明らかで、1次バランサの取付けによって大幅な振動低減をはかれることが期待される。

図6は1次バランサによる上下振動低減効果を

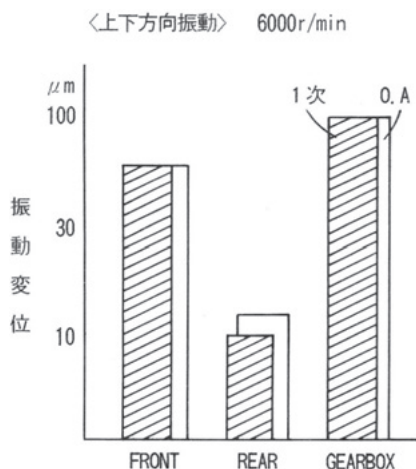


図5 OAに対する1次成分の寄与

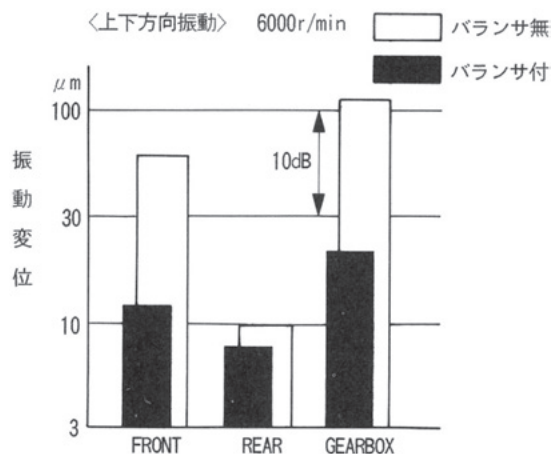


図6 1次成分に対するバランサ効果

1次成分について見たもので、振動変位の絶対値が大きな点(エンジン前部、トランスミッション上)では、10dB以上の低減効果が見られる。この傾向は、変位量の差こそあれ、左右方向の振動変

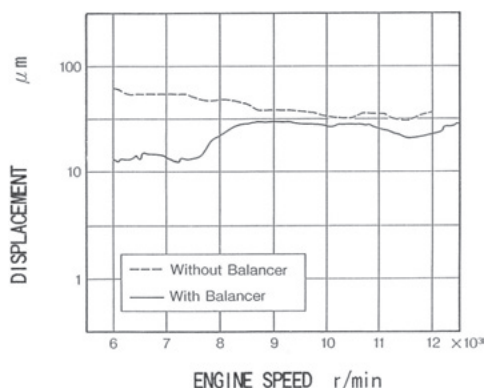


図7 エンジン前部での上下方向振動低減効果

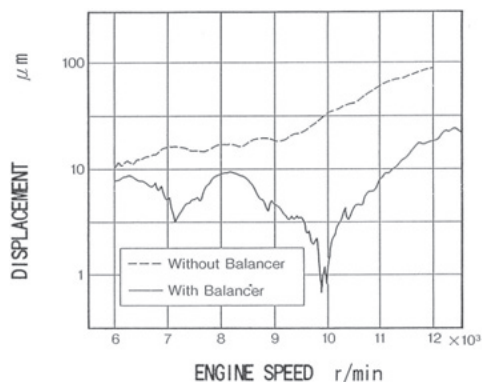


図8 エンジン後部での上下方向振動低減効果

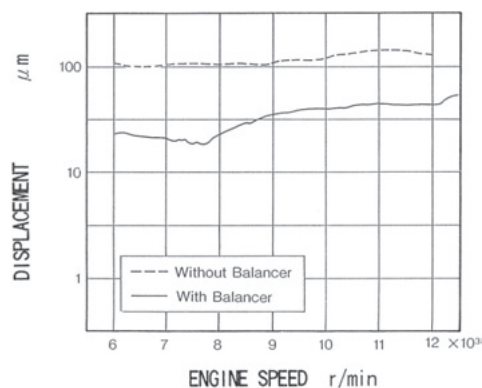


図9 トランスミッション上での上下方向振動低減効果

位についても同様であり、1 次バランサの効果が大きいことを示している。

次に、各測定点における O A の上下振動変位について全回転域の特性を、図 7 にエンジン前部、図 8 にエンジン後部、図 9 にトランスミッション上のデータを示す。いずれの測定点においても全回転域に渡ってバランサの効果が表れており、特に、バランサの無い時に変位量の大きな点でその効果が著しい。

最後にこれらの結果をまとめて、図 10 に 6000 r/min のデータを、図 11 に 12000r/min のデータを示す。6000r/min と 12000r/min とでは振動変異量

の大きな場所が変わるが、いずれのデータも大きな変位の見れる点でバランサの効果が大きく、全測定点、方向について最大約 100 μm の変位量が約 30 μm 程度に減少しており、総合的には約 10dB の効果が得られている。

このように、レースエンジンにおいても 1 次バランサを設けることは、大幅な振動の低減をもたらし、レース中のドライバーに対する負荷を極力少なくするためには有効である。

3. スロットル型式によるレスポンスの改善

各レース車のエンジン出力、車体性能が近づいてくると、レース車の走りに大きな影響を及ぼしてくるのがエンジンの加速レスポンスである。車のトップスピードが同じであっても、コーナーの立ち上がりから如何に短い時間でトップスピードまで持っていけるか、あるいは、複雑なコーナーでのアクセル操作に対して如何に車が敏感に答えてくれるかが、ラップタイムを短縮する大切な要素になる。

これは、1988 年以前のターボエンジンの時代においてはとりわけ重要な課題であった。その時代

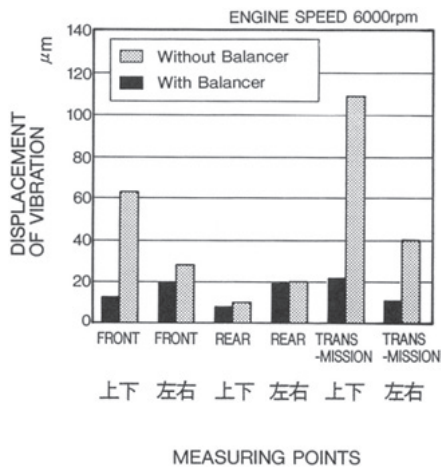


図 10 1 次バランサによる 6000r/min の振動低減効果

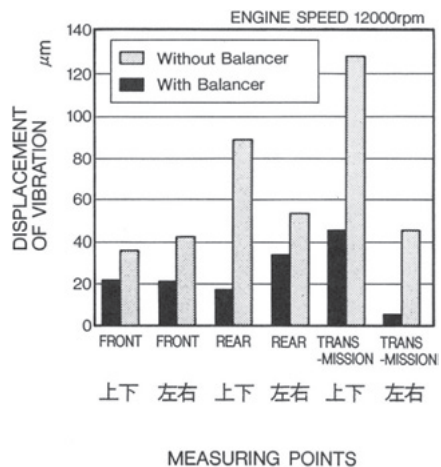


図 11 1 次バランサによる 12000r/min での振動低減効果

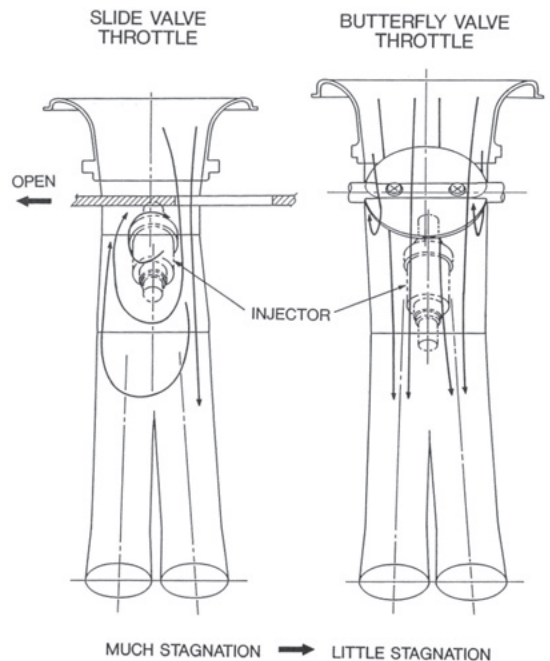


図 12 スライド型とバタフライ型スロットルバルブにおける空気の流れの比較

には、エンジンの加速レスポンス、特に低回転域からパーシャルスロットルで加速する時に発生するエンジンのヘジテーションに対する様々な改善策が試みられた。そういった技術の一つがスロットル型式の違いによる加速レスポンスの改善技術である。

図 12 はスライド型スロットルとバタフライ型スロットルについて、吸入空気の流れを観察した様子である。テストはフロースタンド上で実物モデルを用い、それぞれのパーシャルスロットル位置における流れを観察した。

図中の矢印で示されるように、スライド型スロットルではポート片側から新気が導入されるため、バルブ後方に空気が廻り込む。一方、バタフライ型スロットルでは空気の廻り込みは少なく、新気は比較的にストレートに吸入ポートに流入し、エンジン燃焼室内に導かれる。この時、吸入ポートに噴射された燃料はこの空気の流れに従って流れる

ことになり、スライド型スロットルでは空気と共に、燃料もポート内に滞留し、バタフライ型スロットルに比べて燃焼室内に流入するのが遅れることになる。従ってスロットルが操作された結果がエンジンの燃焼として現れるのは、バタフライ型スロットルの方が早くなる。

この事を実際のエンジンで確認したのが図 13 である。テストはスロットル部の開口面積を全開時の約 35% に設定、エンジンをモータリング 8000r/min で運転している状態から、燃料噴射を開始した後現れる燃焼圧力の変化を測定した。図の上段はスライド型スロットル、中段はバタフライ型スロットルに於ける燃焼室圧力を示しており、また、下段は最大燃焼圧力 (P_{max}) について比較整理したものである。

時間 0 で燃料の噴射を開始すると、バタフライ型スロットルでは約 25ms で燃焼が始まり、40ms 後にはほぼ安定した P_{max} が得られているが、スライド型スロットルでは燃焼の始まりが約 40ms、さらに安定した P_{max} を得るには約 90ms の時間を必要としている。このことからスライド型スロットルに対しバタフライ型スロットルの方がよりエンジンのレスポンスを早くできることが分かる。

このようなエンジンレスポンスの改善は、ターボエンジンの時代から継続研究されてきており、自然、給気エンジンとなった現在の F1 レースにおいても、エンジンの性能を十分に使いきる技術として生きている。

4. まとめ

レースの世界において、より速く走る車を作るためにはエンジンや車体の性能をより高めて行くことが必要であるが、より速く走るがためにドライバーにかかる負担は極限にまで高くなっている。そのため、ドライバーにかかる負担をできるだけ軽減した乗りやすい車にすることが必要となり、レース車における乗りやすい車作りに種々の技術が試みられ、ひいてはさらに車を速く、確実に走らせることにつながっている。

本報告では、こういった技術の中から一例として、1 次バランサによる振動低減の効果、スロットル型式によるエンジンレスポンスの改善につい

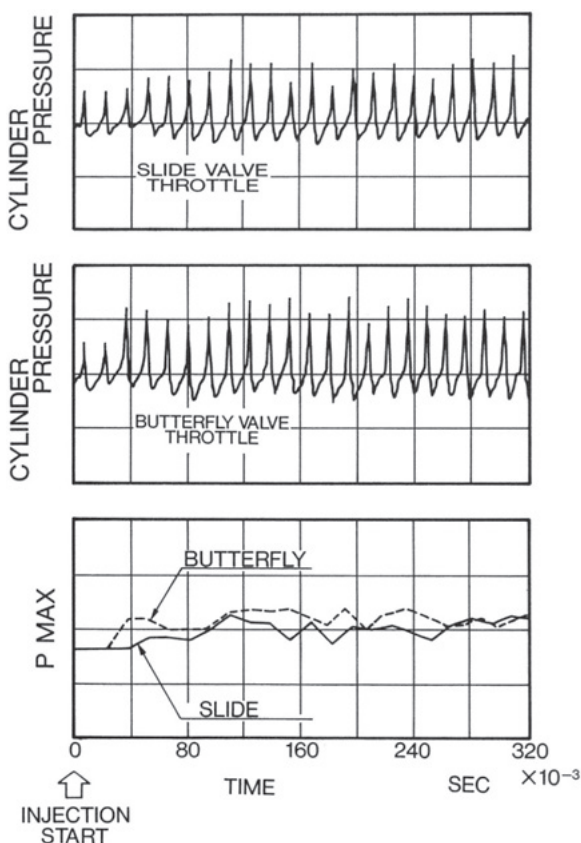


図 13 燃料噴射に対する燃焼圧力応答

で紹介したが、その他にもレース車ではより多くの試みが行われており、それらの技術を総合した形でレース車は成り立っている。

■ 著 者 ■



青 木 朗 雄



阿 部 弘



安 岡 章 雄



松 下 富 士 子