

Mercedes-ILMOR:

## 10 Jahre Leistungsentwicklung am FO110 V10-3.0L Formel-1 Motor

Der weltweite Erfolg der Formel 1 ist stark geprägt von seinem hohen Technologieeinsatz und wurde vor allem durch das große Engagement der beteiligten Motorenhersteller möglich.

Neben dem fahrerischen Können und der Optimierung des Fahrzeuges, durch Anwendung ausgefeilter aerodynamischer Effekte, sind die laufenden Rundenzeitenverkürzungen auf die enormen Entwicklungen im Bereich des Reifenmaterials und auf die immer leistungsstärkeren Motoren zurückzuführen. Seit Beginn des Jahres 1995 hat sich die spezifische Leistung des Mercedes F1-Motors um mehr als 30 % gesteigert und liegt heute bei rund 310 PS pro Liter Hubraum.

Die Rennsaison 2005 ist vorläufig die letzte in der die 3.0 Liter V10 Formel-1 Triebwerke verwendet werden dürfen. Die nun zehn Jahre zurückgehende Entwicklung war bis zum Ende des vergangenen Jahres durch den zweimaligen Gewinn der Fahrerweltmeisterschaft, dem Konstruktions-Weltmeistertitel sowie mit 34 GP-Siegen für das Mercedes McLaren Team gekrönt.

## 1 EINLEITUNG

Die Geschichte von Mercedes-Benz ist traditionell stark mit der Geschichte des Motorsports in Europa verbunden. Die in den Fünfziger Jahren durch zahlreiche Siege legendär gewordenen Silberpfeile finden heute - nach einer 50-jährigen Abwesenheit – ihre Fortsetzung mit dem Mercedes-McLaren Team in der weltweit ausgetragenen Formel 1 Rennserie.

Die verwendeten Motoren stammen aus der zum DaimlerChrysler Konzern gehörenden Tochterfirma Mercedes-ILMOR in Brixworth/England und sind, wie auch alle Konkurrenzmotoren, freisaugende 3.0Liter-V10 Motoren.

Das technische Reglement der heutigen Motoren geht zurück auf das Jahr 1994 und hat sich in den letzten zehn Jahren, mit nur sehr geringfügigen Einschränkungen betreffend der zu verwendenden Materialien, nicht geändert. Durch diese Kontinuität war es den Technikern möglich, eine noch nie da gewesene spezifische Motorleistung von über 310 PS pro Liter Hubraum darzustellen.

Der Entwicklungsprozess in Bezug auf die optimale Leistung und Haltbarkeit des Motors sowie dessen Einbringung in das Paket Fahrer und Fahrzeug, erfordert die bestmögliche Ausnutzung aller zur Verfügung stehenden Ressourcen und ist durch den hohen Konkurrenzdruck mit kaum einem anderen Produktionsprozess vergleichbar. Die rasche Weiterentwicklung und die sich fast täglich ändernden Randbedingungen in allen Technologiebereichen erfordern eine überdurchschnittliche Flexibilität und Einsatzbereitschaft. Genau diese Kriterien machen die Faszination Motorsport aus Sicht des Technikers aus. Die in diesem Beitrag diskutierte Leistungsentwicklung ist zwar nur ein Teilbereich im Gesamtsystem, aber vermutlich einer der spannendsten.

## 2 DAS REGLEMENT

Die technischen Bestimmungen für die Formel 1 Rennen werden von der Fédération Internationale de L'Automobile (FIA) festgelegt und sind – was den Motor betrifft - in Artikel 5 festgehalten [1]. Schwerpunktmäßig lassen sich die wichtigsten Punkte wie folgt wiedergeben:

- Kolbenmotoren nach dem 4-Taktprinzip
- Freisaugende 3.0L V10 Motoren mit maximal 5 Ventilen pro Zylinder
- Variable Auspuffvolumen sind verboten
- Keinerlei Kühlung der Ansaugluft
- Kolben, Zylinderkopf und Block dürfen nicht aus Kompositmaterialien bestehen
- Kurbel- und Nockenwellen aus Stahl oder Gusseisen
- Externe Starthilfen sind erlaubt

Mit einer für das gesamte Fahrzeug gültigen Regel sind metallische Werkstoffe mit einem spezifischen Elastizitätsmodul größer 40 GPa/(g/cm<sup>3</sup>) verboten.

## 3 DER FO110Q - MOTOR

Dem Reglement entsprechend ist der Motor eine 10-Zylinderausführung mit einem V-Winkel von 90°, siehe **Bild 1**. Der im Sandgussverfahren hergestellte Alu-Zylinderkopf trägt je 2 hohlgebohrte Stahlnockenwellen die stirnseitig, über einen Rädertrieb mit Schwingungsdämpfern, angetrieben werden. Die 4 Ventile pro Zylinder sind zum Teil vorgeschmiedet oder mittels Reibschweißung aus Titan gefertigt. Der Block des Motors ist eine „closed deck“ Ausführung und ebenfalls im Alu-Sandgussverfahren hergestellt.



*Bild 1: Der Mercedes FO110 Q F1-Motor, 2004  
Figure 1: The Mercedes FO110 Q F1-Engine, 2004*

Die Gehäuse der beidseitig angeordneten Wasserpumpen sind im Guss integriert. Die Kolben sind mit einem Kompressionsring und einem Ölabstreiferring versehen und werden permanent von unten mit Öl gekühlt. Die aus Nitrierstahl gefertigte Kurbelwelle ist sechsfach gelagert und wird vollständig im Hause Mercedes-ILMOR erzeugt. Die unteren Hauptlagerböcke sind sowohl vertikal als auch horizontal mit dem Kurbelkasten verschraubt. Die Sumpfplatte ist ein tragender Teil zum Chassis und muss daher entsprechend steif ausgeführt sein.

Alle Nebenaggregate sitzen beidseitig unterhalb der Auspuffanlage, siehe **Bild 2**. Von der Wasserpumpe kommend, wird rechter Hand die Zentrifuge, die Pumpe für die Pneumatik sowie alle 5 Saugpumpenpakete (über ein Zwischengetriebe) angetrieben.



Auf der gegenüberliegenden Seite sind noch die Kraftstoff- und die Hydraulikpumpe angeordnet und - ebenfalls via Zwischengetriebe - der Antrieb für den Generator. Die beiden Ölpumpen sind zentral am Kurbelwellenausgang angebracht.

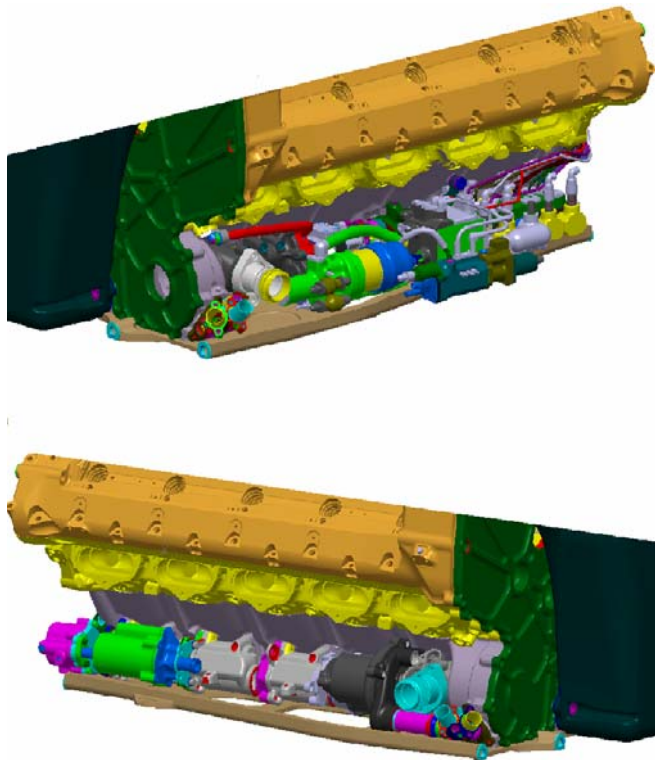


Bild 2: Anordnung der Nebenaggregate  
Figure 2: Arrangement of the auxiliary drives

Das Gesamtgewicht des Motors mit Kupplung beträgt rund 95kg. Für die Steuerung des Motormanagements kam das TAG 2000 Electronic System zum Einsatz.

#### 4 LEISTUNG

Freisaugende Ottomotor haben eine natürliche Grenze bezüglich eingebrachter Luft- und Kraftstoffmenge. Somit kann eine signifikante Leistungssteigerung nur über die Anhebung der Motordrehzahl erfolgen. Diese war in der Vergangenheit durch die Verwendung von Stahlfedern bei ca. 14.000 bis 16.000 U/min begrenzt.

Erst nach Lösung aller konstruktiven Probleme der pneumatischen Luftfeder ging die Anhebung der maximalen Drehzahl kontinuierlich weiter. Formel-1 Motoren im Jahre 2005 geben ihre maximale Leistung bei einer Nenndrehzahl von über 18.000 U/min ab und können Überdrehzahlen von über 19.000 U/min bewältigen.

Um mit zunehmender Drehzahl auch den entsprechenden Leistungszuwachs zu garantieren, muss das spezifische Drehmoment quasi ständig

mitgenommen werden. Das heißt, ständige Anpassung der Ein- und Auslassorgane zur Optimierung des Gaswechsels und zur Schaffung idealer Voraussetzungen für die bestmögliche Verbrennung. Hier schließt sich wieder der Kreis zur klassischen Leistungsentwicklung für Verbrennungsmotoren, die durch die folgenden drei Hauptkriterien gekennzeichnet ist:

- Optimierung des Gaswechsels für maximalen volumetrischen Wirkungsgrad
- Rasche Verbrennung des Kraftstoffes
- Minimierung der Reibungsverluste

Das Regelement schreibt eine Limit auf maximal 7 Gänge vor. Dadurch kommt der F1-Motor auf nahezu allen Strecken zwischen 5.000 und ca. 19.000 U/min zum Einsatz. Insbesondere im unteren und mittleren Drehzahlbereich ist ein gutes Ansprechverhalten und eine voraussehbare Drehmomentabgabe für ein optimales Beschleunigungsverhalten von größter Bedeutung. Zwar können hier entsprechende elektronische Hilfen unterstützend eingreifen, trotzdem kommt dem Thema

- Fahrbarkeitsabstimmung

immer größere Bedeutung zu.

#### 5 DAS ANFORDERUNGSPROFIL

Die Bestimmung der Startaufstellung für das Rennen am Sonntag erfolgt im Qualifying (eine schnelle Runde). Das Setup des Fahrzeuges entspricht hierbei genau jenem, das im Rennen zum Einsatz kommt. Keinerlei Veränderungen dürfen mehr vorgenommen werden, selbst ein Nachtanken ist nicht gestattet.

Die aus strategischen Gründen nicht unwesentliche Startfolge für das Qualifikationsrennen wird zuvor im sogenannten Pre-Qualifying ausgetragen, wobei hier das Fahrzeug sehr wohl für eine schnelle Runde entsprechend vorbereitet werden darf. In diesem ersten Lauf werden somit auch die schnellsten Runden gefahren und werden als Basis für die nachfolgenden Analysen herangezogen.

Die Eigenschaften des Kurses und ein erstes Maß für den Belastungsgrad sind aus der mittleren Fahrgeschwindigkeit ersichtlich. Die entsprechende mittlere Motordrehzahl und die durchschnittliche Leistungsabgabe zeigen ähnliche Trends, **Bild 3**. Erwartungsgemäß liegt die niedrigste Leistungsabgabe beim engen Stadtkurs von Monaco und dem kurvenreichen GP von Ungarn (Budapest). Die extrem schnellen Rennen von Italien (Monza) und Belgien (Spa) stellen die höchsten Ansprüche an die Triebwerke.

Diese Darstellungsweise ist eine gute erste Richtlinie, zeigt aber keine spezifischen Details. Als Beispiel sei hier der Kurs von Indianapolis erwähnt, der mit seiner überhöhten Kurve eingangs der Start-Ziellinie einen Vollgasabschnitt von über 23 Sekunden beinhaltet.

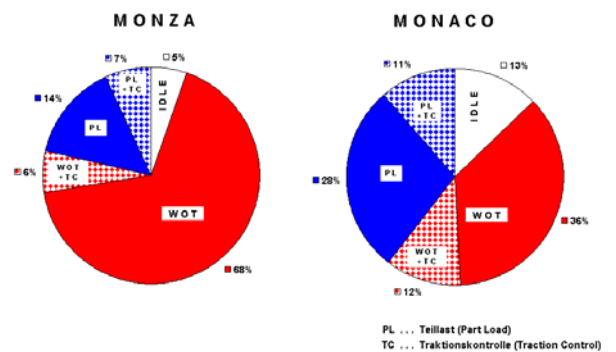
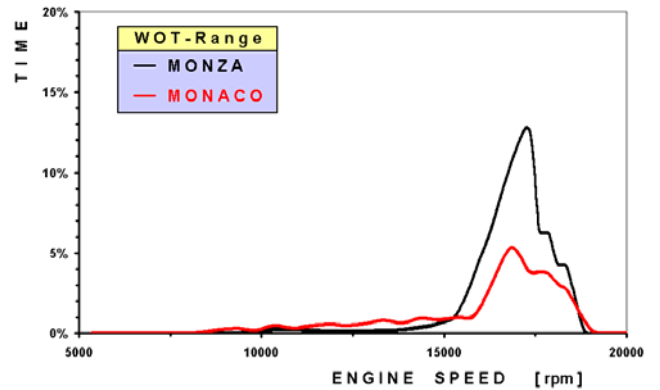
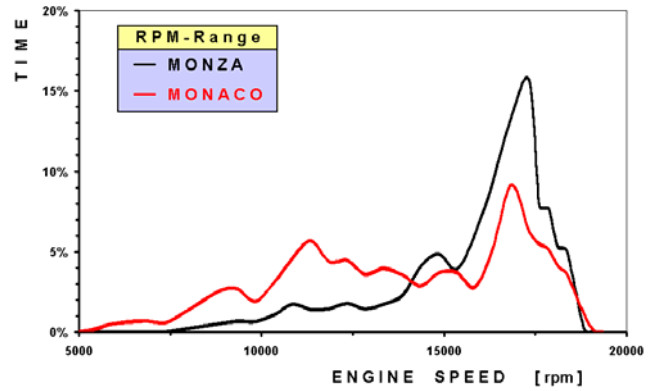
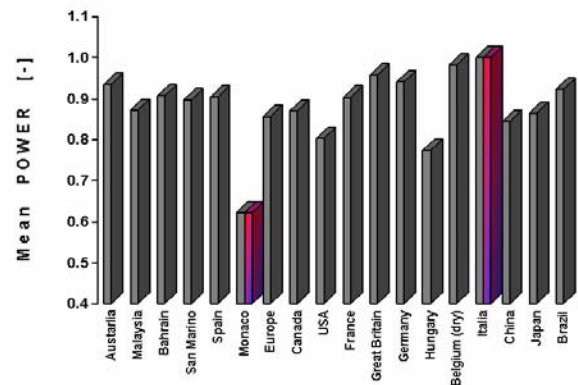
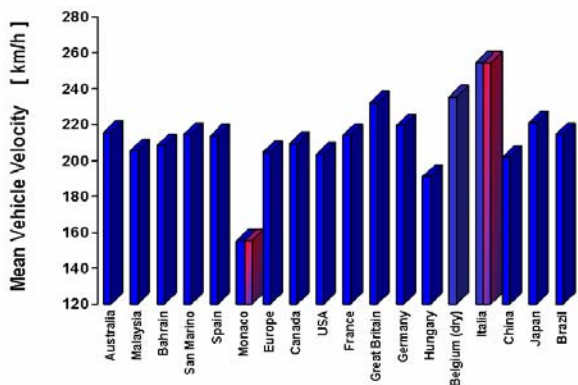
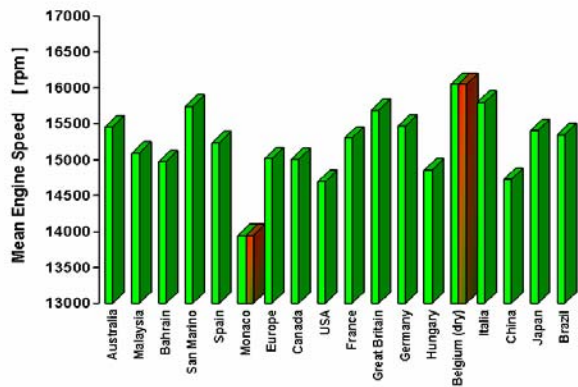


Bild 3: Analyse der Qualifizierungs-Runden 2004  
Figure 3: Lap Analysis from Qualifying 2004

Bild 4: Drehzahl- und Volllastanteil  
Figure 4: Engine Speed and WOT analysis

Analysiert man den prozentuellen Zeitanteil, in dem der Motor bei voll offener Drosselklappenstellung (WOT) fährt, für das schnellste und langsamste Rennen, so lässt sich folgender Schluss ziehen: Auch wenn bei langsameren Kursen der zeitliche Volllastanteil niedriger liegt, werden die Motoren großteils im obersten Drehzahlbereich betrieben - der Bereich um die Maximalleistung ist meistens anliegend, **Bild 4**.

Neben der Optimierung der Volllastkurve interessiert den Entwicklungsingenieur auch der Bereich, in dem der Motor in der Teillast betrieben wird. Hier ist eine gute Dosierbarkeit des Drehmomentes für das Herausbeschleunigen aus den Kurven erwünscht. Veranschaulicht soll dies am Kurs von Magny Cours (F) werden, der eine typische Mischung aus schnellen und langsamen Kurven beinhaltet.

Die erste Kurve nach dem Start wird mit Vollgas durchfahren. Während die Kurve 2 eine schnelle Rechtskurve ist die im 4. Gang mit nahezu konstanter Drehzahl durchfahren wird, wird die nachfolgende 180° Kehre im 1. Gang genommen – ein Drehzahlspektrum von 11.500U/min wird dabei durchlaufen. Alle übrigen Kurven werden im 2. Gang gefahren. Der Fahrer hat nach Umfahren des Kurvenscheitels das Gaspedal wieder voll durchgedrückt, dennoch liegt nicht das maximal mögliche Antriebsmoment an. Die Elektronik übernimmt hier die Steuerung des optimal übertragbaren Drehmoments durch Anpassung der Drosselklappenstellung, Anzahl der feuerrnden Zylinder („cylinder cuts“) und des Zündzeitpunktes.

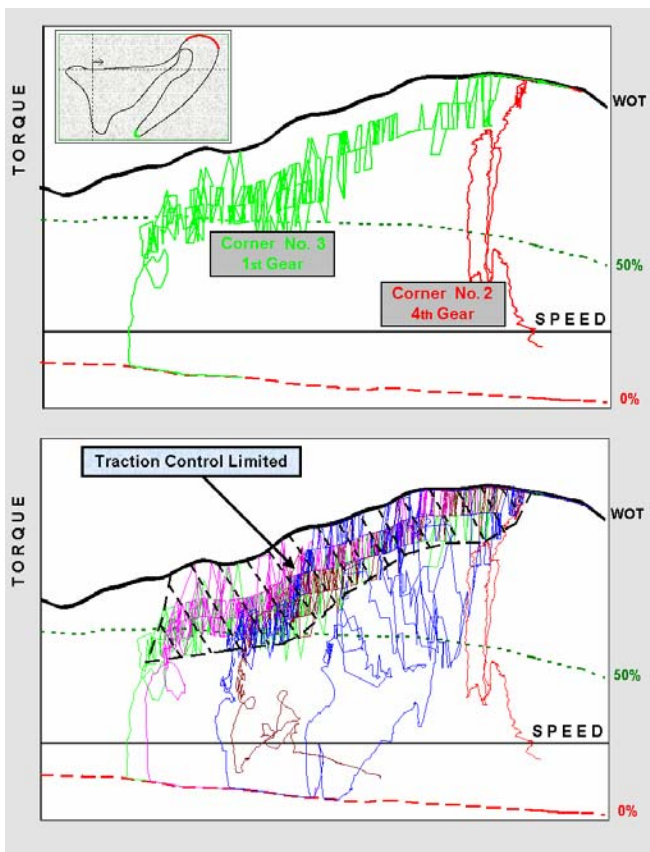


Bild 5: Teillast-Drehmoment in Kurvenfahrten  
Figure 5: Part Load output during cornering

Fasst man alle Teillastbeschleunigungen zusammen, wie in Bild 5 unten dargestellt, so erkennt man, dass ein großer Bereich durch die Elektronik gesteuert wird. Die abgedeckte Fläche ist durch gezieltes Kalibrieren des Motors bereits erheblich verkleinert worden, was zu einer geringeren Wechselbeanspruchung des Motors führt und den Kraftstoffverbrauch reduziert. Im Rennen selbst steigt der zeitliche Anteil wo die Traktionskontrolle aktiv wird um bis zu 50% wenn die Haftung der Reifen abnimmt.

## 6 DIE MOTORENTWICKLUNG

Die Saison 2004 wurde mit dem FO110Q bestritten, der eine Weiterentwicklung des Vorjahresmotors darstellt. Die konstruktiven Verbesserungen konzentrierten sich vorwiegend auf den Bereich Zylinderblock und Zylinderlaufbüchsen sowie auf eine weitere Absenkung des Massenschwerpunktes. Die kontinuierliche Steigerung der Maximaldrehzahl erfordert naturgemäß eine ständige Optimierung des Kolbens, des Pleuels und dessen Lagerung. Ein weiterer Schwerpunkt war die Anpassung der Luftführung oberhalb der Einlasstrichter, die durch geänderte Fahrzeuggeometrien erforderlich war.

### 6.1 Der Ladungswechsel

Die Hauptabmessungen der Ein- und Auslassgeometrie, die Steuerzeiten und alle für die

thermodynamischen und gasdynamischen Vorgänge relevanten Größen können mit Hilfe der 1D-Prozess-Simulation gut vorausberechnet werden. Basis für diese Berechnungen sind motorspezifische Module wie Zylinder, Drossel und Behälter, die mittels Rohrstücken verbunden sind, siehe Bild 6. In diesen werden die instationären Gleichungen für die eindimensionale Strömung in Rohren mit veränderlichen Querschnitten, unter Berücksichtigung der Wandreibung und den lokalen Wärmeübergängen, gelöst [2, 3]. An den Übergangsstellen selbst wird der Ein- bzw. Ausströmvorgang iterativ gelöst bis für den betrachteten Zeitschritt ein Gleichgewicht hergestellt ist. Zusätzlich können eine oder mehrere Transportgleichungen mitgenommen werden, was Aufschluss über die zeitliche und örtliche Gaszusammensetzung zulässt. Die Berechnung für einen Lastpunkt ist abgeschlossen, wenn sich die über ein Arbeitsspiel gemittelten Größen nicht mehr verändern.

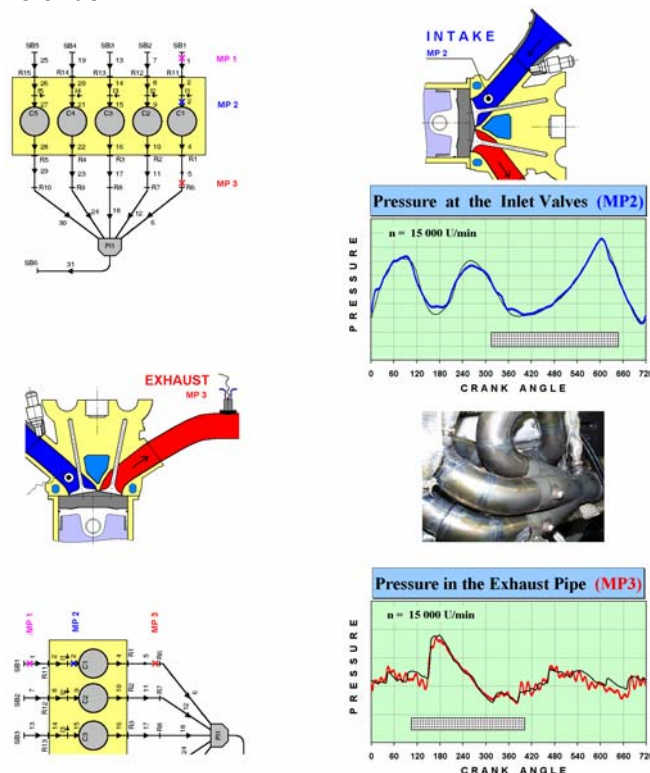


Bild 6: Druckmessungen im Einlass und am Auspuff  
Figure 6: Inlet and Exhaust Pressure Measurements

Die erhaltenen Ergebnisse können global in zwei Kategorien unterteilt werden: Die integralen Ergebnisse wie Leistung, Verbrauch oder indizierter Mitteldruck; und in die über ein Arbeitsspiel zeitlich instationären Größen wie lokale Druckverläufe oder Massenströme. Zur Verifizierung dieser Rechengrößen dienen einerseits die Daten aus den Prüfstandsprotokollen und andererseits die für die Überprüfung der instationären Druckverläufe gemessenen Indizierdaten. Letztere sind am Formel 1 Motor durch die extremen Platzprobleme nicht so einfach zu bewerkstelligen und erfordern oft aufwändige Zusatzbearbeitung um die Sensoren an die gewünschte Position zu bekommen.



Neben dem Platzbedarf sind auch die hohen Vibrationen ein Problem, die speziell bei piezoresistiven Niederdruck-Sensoren hohe Störsignale verursachen und ohne entsprechende Vorsorge rasch zum Bruch dieser führen können. Auf Grund der hohen Dynamik im Einlasskanal ist es von großem Vorteil, wenn die Druckmessung so nahe wie möglich an den Ventilen erfolgt. Dies ist aus konstruktiven Gründen nur an den vier äußeren Zylindern möglich. Ein weiterer Grund für eine genaue Einlassdruckmessung liegt in der notwendigen Angleichung der geometrischen Länge zur tatsächlich wirksamen Länge. Die Reflexionen der hohen Druckamplituden erfolgen nicht direkt am Trompeteneintritt, sondern liegen etwas außerhalb. Die erforderliche Korrekturlänge ist von der Drehzahl abhängig und liegt in der Größenordnung von bis zu 15% der Gesamtlänge.

Aus den Ergebnissen von Einzel-Lambda-Messungen und den indizierten Mitteldrücken aller Zylinder, wurden unterschiedliche Füllungsgrade gemessen. Diese Abweichungen können zwangsläufig nur von unterschiedlichen Druckrandbedingungen im Einlasssystem stammen, alle restlichen Abmessungen sind symmetrisch (2 x Fünfzylinder). Zur Untersuchung dieses Phänomens wird eine Koppelung von 1D- und 3D-Simulation angewandt.

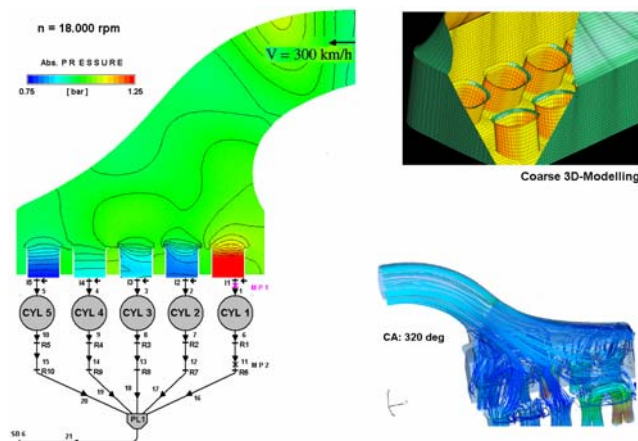


Bild 7: Gekoppelte 1D-3D Strömungssimulation  
Figure 7: Coupled 1D-3D Flow simulation

Der gesamte Einlasstrakt, von der Luftöffnung oberhalb des Fahrerhelms bis nahe an die Ventile im Einlasskanal, wird mit einem feinmaschigen dreidimensionalen Berechnungsnetz durchzogen, siehe Schema in **Bild 7**. Der Rest des Motors wird mit dem konventionellen 1D Berechnungstool simuliert. Die Randbedingungen im Kanalbereich werden durch das 1D-Gaswechselprogramm gesteuert. Nach Lösung der Strömungsverhältnisse im dreidimensionalen Bereich, sind die geänderten Verhältnisse im Koppelungsbereich die neuen Startbedingungen für den nachfolgenden Zeitschritt des 1D-Programmes. Auch hier kann die Simulation erst als abgeschlossen betrachtet werden, wenn sich die Ergebnisse in den gewählten Monitorpunkten über eine Arbeitsspiellänge nicht mehr verändern.

Die sehr zeitintensiven Berechnungen können durch diverse Maßnahmen wie Verwendung von groben Netzen bei Berechnungsbeginn und durch Einbindung von Lösungen aus vorangegangenen Studien erheblich reduziert werden. Diese Technologie und der Einsatz von Parallelrechnern mit schnellen Prozessoren kann die gemessenen Effekte numerisch gut reproduzieren und veranschaulichen. Der nachfolgende Schritt, die Lösung von Problemen und die Optimierung bezüglich der Gleichverteilung, ist ein langwieriger Vorgang und kann unausweichlicher Weise nur zu einer Kompromisslösung führen.

Für den Hochdruckbereich können bei Messungen am Vollmotor ausschließlich die kleinsten ungekühlten piezoelektrischen Sensoren (Quarze) eingesetzt werden. Diese werden mit entsprechenden Verlängerungen durch die Wasserkanäle bündig in den Brennraum geschraubt und haben sich in Bezug auf ihre Signalqualität sehr bewährt.

Auspuffseitig werden auf Grund der hohen Temperaturen und Vibrationen wassergekühlte Sensoren und wassergekühlte Dämpfer eingesetzt. Diese Kombination, zusammen mit der erforderlichen Einschraubvorrichtung zur Befestigung am dünnwandigen Auspuffrohr, sind relativ schwer im Vergleich zum Gewicht der Auspuffanlage selbst. Bei der Anbringung von mehreren Messtellen müssen entsprechende Abstützvorrichtungen vorgesehen werden.

Obwohl die gemessenen Daten stark von Störsignalen überlagert sind, waren die Druckverläufe für die Ladungswechselanalysen sehr hilfreich.

## 6.2 Die Verbrennung

Aus dem gemessenen Zylinderdruckverlauf kann mit Hilfe des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik die Wärmefreisetzung errechnet werden [4, 5]. Die Berechnung ist um so genauer, desto detaillierter die Werte der eingebrachten Luft- und Kraftstoffmengen vorliegen bzw. wie viel Restgasanteil sich noch im Zylinder befindet.

Im Vergleich zu konventionellen Motoren, ist der F1 Motor starken zyklischen Schwankungen unterworfen. Die Standardabweichung des indizierten Mitteldruckes liegt im Bereich der Nenndrehzahl bei ca. 1.4 % .

Das extrem harte Schließen der Einlassventile sowie die dünnen Wandstärken spiegeln sich durch entsprechende Störungen im Zylinderdrucksignal wieder. Die kurze Kompressionsphase bis zum Einsetzen der Verbrennung erlaubt nur bedingte Rückschlüsse auf die Masse im Zylinder und das tatsächliche Kompressionsverhältnis. Für eine statistische Auswertung werden mindestens 100 Folgezyklen aufgenommen, **Bild 8**. Anschließend werden die Messdaten gemittelt und entweder nach VIEBE auf die charakteristischen Verbrennungsgrößen hin analysiert oder der 1D-Motorsimulation direkt als Zielwerte zugespielt. In weiterer Folge werden diese Informationen für die FEM Berechnungen und diverse Wärmebilanzanalysen benötigt.

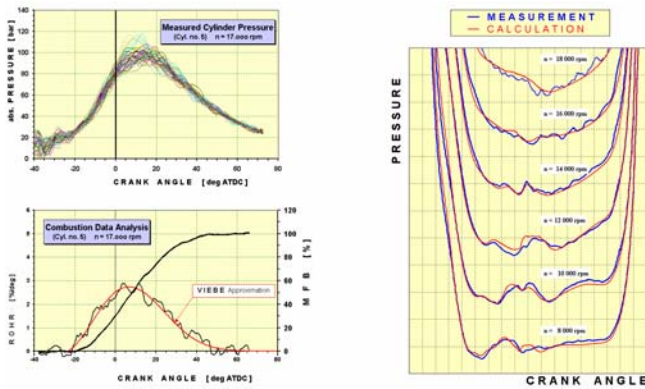


Bild 8: Zylinder Druck und Verbrennungsanalyse  
Figure 8: Cyl. Pressure and Combustion Data Analysis

Die Freiheiten bezüglich der Brennraumgestaltung sind bei Formel 1 Motoren sehr eingeschränkt. Um eine möglichst sphärische Brennraumoberfläche zu erreichen, sind die Ventilachsen räumlich angeordnet. Das hohe Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon > 14.5:1$ ), die spezifische Größe der Ventile selbst und die erforderlichen Ventiltaschen im Kolbenboden hinterlassen einen sehr zerklüfteten Verbrennungsraum. Die Beeinflussung und Steuerung der Verbrennung erfolgt somit vorwiegend im Zusammenspiel mit der Lage und geometrischen Ausführung der Einlasskanäle [6, 7].

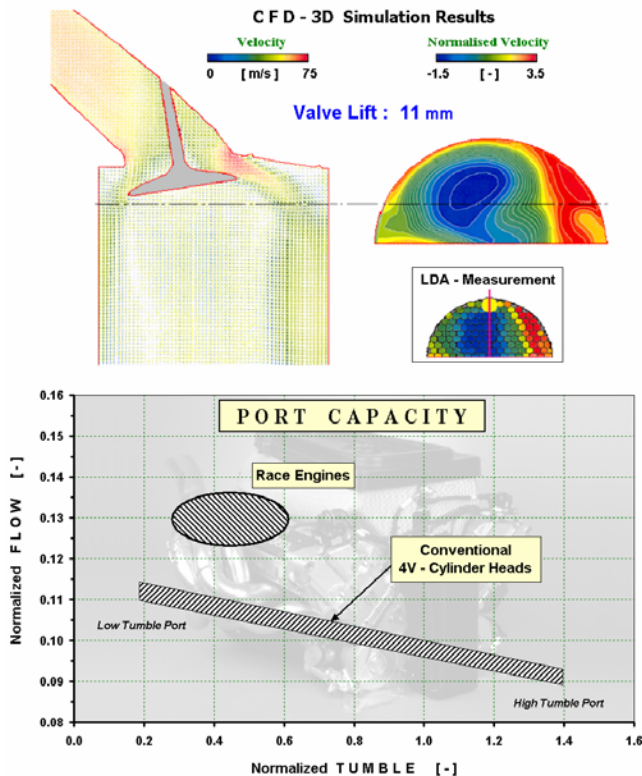


Bild 9: Tumble Strömung - Simulation und Rechnung  
Figure 9: Tumble Flow – Calc. and Measured Data

Hochleistungsmotoren mit äußerer Gemischbildung verlangen keine ausgeprägte Ladungsbewegung. Somit wird die Kanalgestaltung in erster Linie auf die Minimierung der Drosselverluste hinkonzipiert. Wie diverse Untersuchungen zeigen, liegt auch bei diesen Extrembedingungen noch eine geringe Tumblebewegung vor, die sich bei Verbrennungsbeginn in viele Einzelwirbel zerschlägt und sich in Form von erhöhter Turbulenzenergie positiv auf die Verbrennungsgeschwindigkeit auswirkt. Diese Erkenntnisse werden heute durch zahlreiche 3D-Computersimulationen laufend erweitert und mit aufwendigen Messtechniken wie überkritischen Blasprüfständen und LDA-Messungen unterstützt und laufend ergänzt, **Bild 9**. Wie die Erfahrung zeigt, ist hier, selbst nach vielen Entwicklungsjahren, noch immer Potential - und damit Leistung - zu finden. Ein weiteres Teilgebiet der Verbrennungsentwicklung fällt auf die Gemischaufbereitung. Zur Erzeugung eines möglichst feintropfigen Einspritzstrahles wird mit einer Hochdruckpumpe im Bereich von 10MPa gearbeitet. Die Position der elektromagnetisch gesteuerten Einspritzdüsen ist oberhalb der Trompeten. Der Kraftstoff selbst kommt über eine gemeinsame Leitung pro Zylinderbank. Aerodynamisch bedingte Einströmverluste für die Luft konnten nicht festgestellt werden.

### 6.3 Reibung

Die Summe der inneren Verluste lässt sich in zwei Kategorien unterteilen: Die Widerstände innerhalb des Blockes und Zylinderkopfes, hauptsächlich hervorgerufen durch die Reibung in den Lagern, Widerstände im Rädertrieb und an der Dichtfläche zwischen Kolben und Zylinderwand sowie die erforderliche Antriebsleistung für alle Nebenaggregate. Durch die enormen Drehzahlen treten im Kurbelgehäuse entsprechend hohe Pumpverluste auf. Mittels starker Pumpen wird das Öl so rasch wie möglich aus den Kammern abgesaugt. Durch konstruktive Maßnahmen bei der Ableitung können diese Verluste stark reduziert werden.

Ein weiterer Schwerpunkt liegt in der Entwicklung und Bestimmung des Öles selbst. Ein erfolgreicher Ansatz war die computerunterstützte Analyse der Schmierverhältnisse in den Lagern. Die daraus gewonnenen Anforderungen an den Schmierstoff wurden parametrisiert und dieser vom Erzeuger „kundengerecht“ produziert.

Die Erfassung der Verlustleistung erfolgt über die Zylinderdruckmessung, bei der aus der Differenz zwischen indiziertem und effektivem Mitteldruck auf die Reibverluste geschlossen werden kann. Dieses aufwendige Verfahren ist stark von der Qualität der Messsignale abhängig und kann durch relativ einfache Schleppmessung des Motors am Prüfstand ersetzt werden. Die so gemessenen Leistungsdaten müssen entsprechend den Verlusten aus dem Zwischengetriebe korrigiert werden.



## 6.4 Stationäre Leistungsmessung

Nach einer genau vorgeschriebenen Einlaufphase wird jeder Motor einer zweimaligen Leistungsprüfung am Stationärprüfstand unterzogen. Die Ansaugluft wird bezüglich Druck, Temperatur und Feuchte auf den Normzustand konditioniert. Die verwendeten Motorbremsen sind entweder die im Hause selbstentwickelten Wasserbremsen oder elektrisch gesteuerte Wirbelstrombremsen mit vorgeschaltetem Untersetzungsgetriebe. Bei der automatisch ablaufenden Messung werden die Vollastpunkte angesteuert und für die Dauer von ca. 15 Sekunden zwecks Stabilisierung und Datenerfassung gehalten. Anschließend geht der Motor in den Leerlaufbetrieb zurück, bevor der nächste Punkt angefahren wird. Nach dem Durchlaufen dieser Testphase wird der Motor nochmals visuell und auf Dichtheit überprüft, bevor er seine Freigabe erhält.

## 6.5 Transiente Leistungsmessung

Ein nicht unerheblicher Teil der produzierten Motoren wird für die Weiterentwicklung und Dauerläuferprobung benötigt. Um den Beanspruchungen wie auf der Rennstrecke so nahe wie möglich zu kommen, wird der Motor, inklusive Fahrzeuggetriebe, auf einem der hochdynamischen Transientenprüfstände getestet.

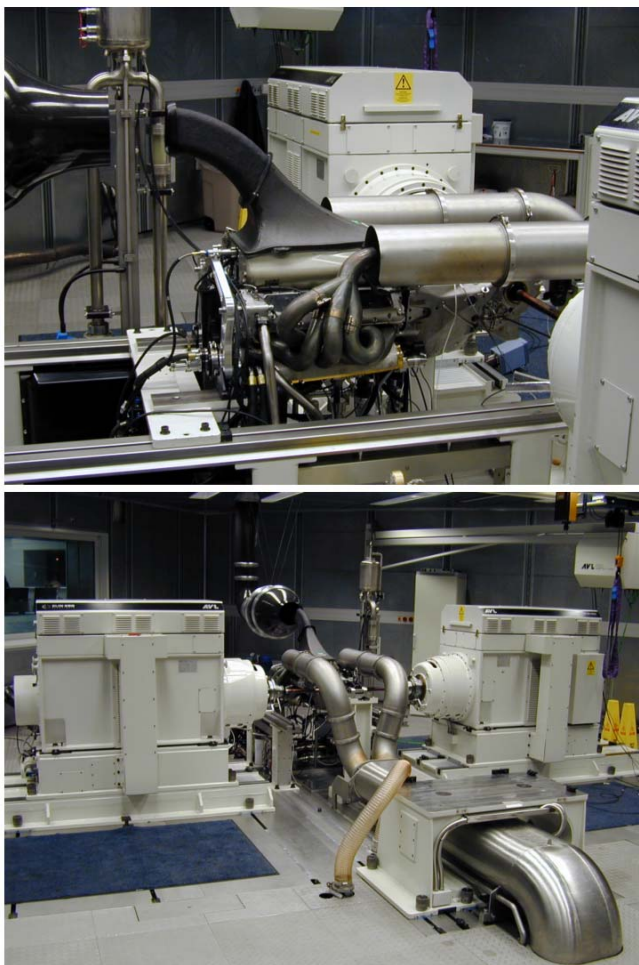


Bild 10: Transientenprüfstand mit Fahrzeuggetriebe  
Figure 10: Transient Dyno with Car Gearbox

Dabei sind die beiden Enden der Seitenwellen mit zwei von einander unabhängig gesteuerten E-Bremsen verbunden, die exakt die Bedingungen zwischen Reifen und Fahrbahn wiedergeben, **Bild 10**.

Für vereinfachte Dauerläufe wird auch mit einem einstufigen Untersetzungsgetriebe gefahren, bei dem die Schaltsprünge entsprechend simuliert werden. Bei diesem Testverfahren wird die Rennstrecke mit einem fest vorgegebenen Last-Zeitkollektiv abgefahren. Bei der Anordnung mit Schaltgetriebe übernimmt die Steuerung von Drehzahl, Gang und Drehmomentabgabe eine parallel angeordnete Rechereinheit mit integrierter Rennstreckensimulation in Echtzeit. Dieses aufwändige Verfahren hat den Vorteil, dass alle erdenklichen Szenarien und Strategien, die früher langwierig an der Rennstrecke erarbeitet werden mussten, am Prüfstand nachvollzogen werden können. Außerdem fällt der Faktor „Fahrer“ heraus, womit eine relativ objektive Beurteilung der Rundenzeiten vorliegt. Ob die gefundene Abstimmung dem Fahrer zusagt, kann nur der praktische Test im Fahrzeug zeigen. Aber selbst hier wird an numerischen Fahrermodellen gearbeitet, um möglichst optimal vorbereitet zu sein und um die Testzeiten zu verkürzen.

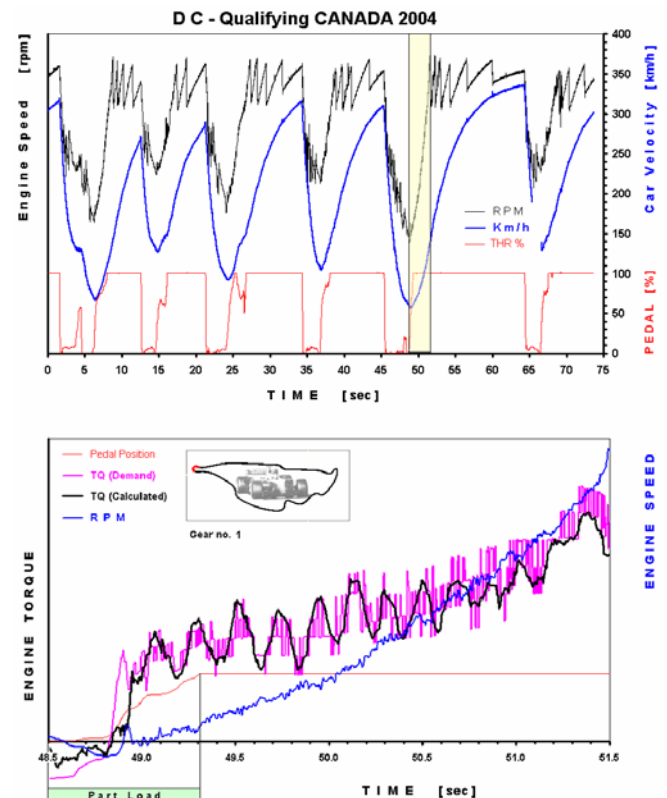


Bild 11: Dynamische Drehmomentabgabe  
Figure 11: Transient Torque Output

Zur Beurteilung der Fahrbarkeit des Motors gibt es unterschiedlichste Ansätze [8]. Ein wesentliches Kriterium für den Fahrer ist eine kontinuierliche und gut vorhersehbare Abgabe des Antriebsmomentes im gesamten Kennfeldbereich. Um dieses zu gewährleisten, werden entsprechende



Korrelationskennfelder zwischen Pedal- und Drosselklappenstellung erstellt und dem Fahrer zur Verfügung gestellt. Zur Kontrolle des Motorverhaltens kann entweder ein Drehmomentsensor im Antriebsstrang mitgeführt werden oder aus dem Beschleunigungssignal und der Kenntnis aller Fahrzeugdaten das Motormoment zurückgerechnet werden, siehe **Bild 11**.

Für bestimmte Kalibrierarbeiten und Untersuchungen zur Verbesserung der Fahrbarkeit wird der Motor auch dynamisch druckindiziert. Nur so ist es möglich, die genaue innermotorische Leistungsabgabe im Vergleich zu den Verhältnissen an den Hinterrädern zu beurteilen. Wie die Erfahrungen am Prüfstand und gezielte Fahrbarkeitsuntersuchungen auf der Rennstrecke gezeigt haben, kann diese Methodik gut zwischen motorseitigen Problemen und eventuellen Einflüssen aus dem Antriebsstrang differenzieren.

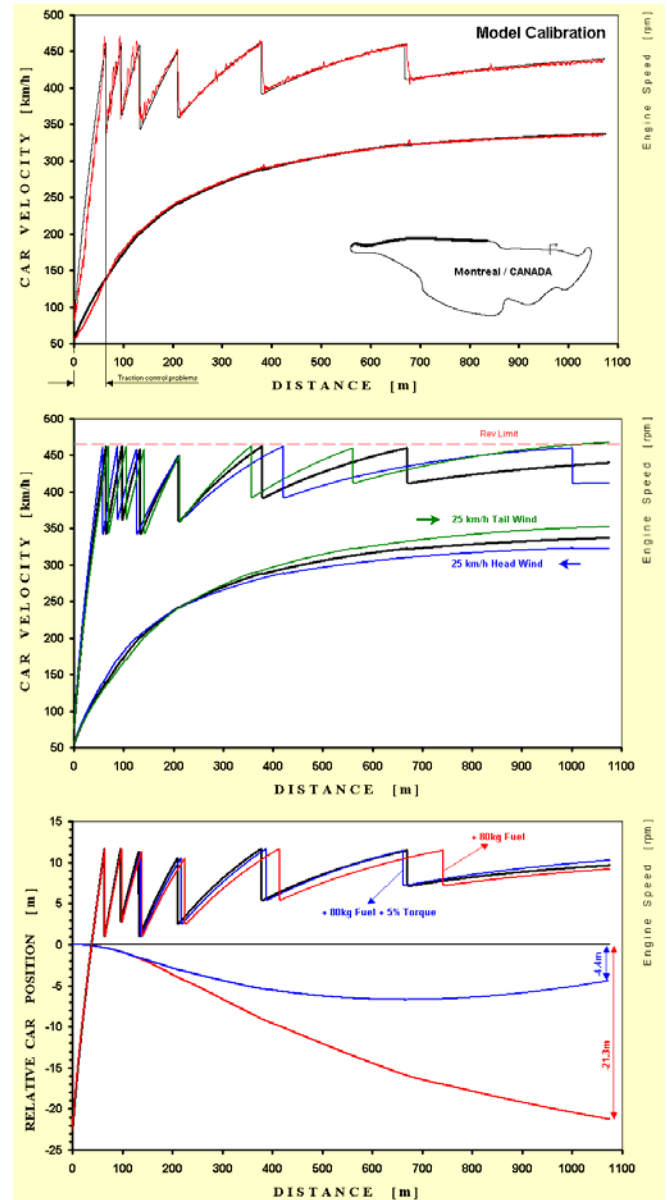
### 6.6 Rennstreckensimulation

Für eine rasche und zuverlässige Aussage von unterschiedlichen Drehmomentkennfeldern auf den Beschleunigungsvorgang wurde ein Simulationsprogramm entwickelt, das individuelle aerodynamische Abstimmungen und alle in Frage kommenden Getriebeübersetzungen berücksichtigt. Nach erfolgreicher Abgleichung mit Messdaten können entsprechende Parameterstudien durchgeführt werden, aber auch das freigesetzte Motordrehmoment aus den Telemetrieaufzeichnungen rückgerechnet werden [9].

**Bild 12** (oben) zeigt den Vergleich zwischen gerechneter und gemessener Motordrehzahl und der Fahrzeuggeschwindigkeit am GP-Kurs von Kanada, nach der Haarnadelkurve, beginnend im 1. Gang. Im Diagramm darunter, sind die Ergebnisse für die Simulation von 25 km/h Gegenwind bzw. Rückenwind dargestellt. Der Rückenwind reduziert in der Anfangsphase die Bodenhaftung und damit die maximale Beschleunigung, bewirkt aber später eine signifikant höhere Endgeschwindigkeit und ein Überdrehen des Motors. Die Getriebeübersetzung müsste neu angepasst werden.

Das Diagramm in **Bild 12** (unten) zeigt den Einfluss von 80kg Mehrgewicht bei sonst unveränderten Größen. Dieser Gewichtsnachteil bewirkt auf einer Streckenlänge von 1100m einen relativen Distanzverlust von ca. 21.3m gegenüber dem leichteren Basisfahrzeug. Würde das schwerere Fahrzeug mit einem Motor, der ein um 5% höheres Drehmoment besitzt, ausgestattet sein, so errechnet sich am Ende der Geraden noch immer ein Distanzverlust von einer Wagenlänge im Vergleich zur Basis.

Der Einfluss dieser Parameter auf den Bremsvorgang und die Vor- oder Nachteile für die Kurvenfahrten können mit dieser vereinfachten Simulation nicht berechnet werden.



**Bild 12: Berechnete Fahrzeugbeschleunigung**  
**Figure 12: Acceleration Simulation**

## 7 ZUSAMMENFASSUNG

Auf Grund der Anforderungen wurde die Entwicklung der Mercedes-ILMOR F1 Motoren in erster Linie von dem Bedarf an maximaler Leistung geprägt. Dies erfordert eine laufende Steigerung der Motordrehzahl und die Beherrschung aller damit verbundenen Probleme, welche vor allem im Bereich des Kolbens und des Pleuels sowie in der Regulierung der auftretenden Schwingungsprobleme und ihren Folgeschäden zu sehen sind. Das Design des Motors und die konstruktiven Lösungen sind auf die Minimierung des Gesamtgewichts und der Reibungsverluste, bei einer möglichst tiefen Schwerpunktslage, konzipiert. Da der Motor ein tragender Bauteil des Fahrzeuges ist, muss die Dimensionierung entsprechend steif ausgeführt sein.

Zur Verwirklichung dieser Ziele werden immer neue metallurgische, beschichtungstechnische, aber auch neue bearbeitungstechnische Wege gesucht und gefunden.

Für die Leistungsentwicklung selbst, werden im Allgemeinen die gleichen Werkzeuge für Berechnung, Simulation und Messtechnik verwendet wie sie aus der herkömmlichen Motorenentwicklung bekannt sind. Die hohen Anforderungen an die Datenerfassung, bedingt durch extreme Vibrationen, geringen Platz und hohe Temperaturen, setzen neue Entwicklungen in Gang, die wiederum der Serienentwicklung zu Gute kommen.

Seit Beginn der Saison 2004 durfte nur mehr ein Motor pro Fahrzeug und Wochenende zum Einsatz kommen. Dadurch wurde verstärkt an der Haltbarkeit der Motoren gearbeitet bzw. mit verminderter Maximaldrehzahl und teilweise weniger Testrunden im freien Training gefahren. Nochmals verschärft wurde das Reglement für das Jahr 2005, wo die Motoren nun zwei Rennwochenende halten müssen. Parallel zu dieser Änderung wurde zur Senkung der Motorleistung und der Gesamtkosten eine Limitierung des Hubvolumens auf 2.4L mit einer V8-Ausführung, ab der Saison 2006, vorgeschrieben.

Somit kann davon ausgegangen werden, dass betreffend der Leistungsentwicklung am V10-Motor, keine besonderen Aktivitäten mehr vollbracht werden. Diese Ära ist vorerst abgeschlossen.

Die Freiheiten für die konstruktive Ausführung der 8-Zylindermotoren sind durch die detaillierten Vorschriften für Gewicht, Abmessungen und Materialien stark eingeschränkt und unterscheiden sich nur gering von den parallel durchgeführten Rennserien. Ob damit die gewünschte Attraktivität der F1-Rennen erhalten bleibt, wird vom Autor bezweifelt.

- [6] Alten H., Fraidl G., Wieser K.: "Tumbleströmung am 4-Ventil Motor – Simulation, Messung und Motoreinfluß"; XV Wiener Internationales Motorensymposium, 1994
- [7] Pfeffer P., Bühler P. Meier D., Hamdani Z.: "Influence of Intake Tumble Ratio on General Combustion Performance, Flame Speed and Propagation at a Formula One Type High-Speed Research Engine"; SAE-Paper 2002-01-0244
- [8] Martinelli P., Bollini M., Schoeggli P., Mundorff F.: "Methods of Driveability Improvement in Formula One Engines"; XXI Wiener Internationales Motorensymposium 2001
- [9] Alten H., Illien M.: "Demands on Formula One Engines and Subsequent Development Strategies"; SAE-Paper 2002-01-3359



Dr. techn. Hans Alten  
Berechnung, Simulation und Indizierttechnik  
Mercedes-ILMOR, Brixworth, England

## REFERENCES

- [1] Fédération Internationale de L'Automobile (FIA): "2002 Formula One Technical Regulations"; [www.fia.com/homepage/selection-a.html](http://www.fia.com/homepage/selection-a.html)
- [2] Winterbone D.E and Pearson R.J.: "Theory of Engine Manifold Design - Wave Action Methods for IC Engines", Professional Engineering Publishing Ltd., UK
- [3] Boretti A., Borghi M., Cantore G., Mattarelli E.: "Numerical Optimization of a Racing Engine with Variable Intake and Exhaust Geometry and Valve Actuation"; SAE-Paper 962542
- [4] Rubbert S., Klietz M., Laurenz W.: "Problems occurring with in-cylinder pressure measurement of high speed Otto-Cycle engines"; Proceeding of the Intern. Symposium on Internal Combustion Diagnostic 2002; AVL-Germany
- [5] Pischinger R., "Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine", Springer-Verlag, Band 5, 1989