

## 0 Zusammenfassung

Prüfstandsgetriebe für hochdynamische Dauertests an Formel 1 - Rennmotoren müssen hohe Leistungen bei Drehzahlen bis zu  $22.000 \text{ min}^{-1}$  sicher und dauerhaft übertragen. Um den gestiegenen Anforderungen an Tragfähigkeit, Geräusch und Wirkungsgrad zu entsprechen, ist die konstruktive Ausführung insbesondere der Verzahnungen ein schwierig einzustellender Kompromiß zwischen unterschiedlichen Grenzkriterien. Des weiteren muß den Prüfstandsresonanzstellen wie auch den biegekritischen Drehzahlen Rechnung getragen werden. Henschel Industrietechnik liefert diese aufwendigen Spezialgetriebe seit vielen Jahren erfolgreich an die Teams der Formel 1 sowie an die Teilnehmer der amerikanischen Indy-Car-Serie.

## 1 Anforderungen

Die Entwicklung von Rennmotoren für die Formel 1 oder die amerikanische Indy-Car-Serie erfolgt gestützt auf Ergebnisse aus Prüfstandsversuchen. Diese Prüfstände sind in der Lage, die gefahrene Ideallinie der jeweiligen Rennstrecken zu simulieren. Auch die Besonderheiten der Fahrweise einzelner Fahrer können bei dieser hochdynamischen Simulation berücksichtigt werden.

Das zentrale mechanische Bauteil dieser Prüfstände ist das Getriebe. Es muß im Gegensatz zu den zeitfest ausgelegten Prüfmotoren höchste Leistungen dauerhaft und betriebssicher umsetzen. Derzeit üblich ist eine Antriebsdrehzahl bis  $22.000 \text{ min}^{-1}$  bei einer maximalen Leistung von ca.  $1.000 \text{ kW}$ . Die Betriebsdrehzahlen liegen in Abhängigkeit des gefahrenen Drehzahl- bzw. Lastkollektivs bei etwa  $5.000$  bis  $22.000 \text{ min}^{-1}$ .

## 2 Getriebeaufbau

Das Prüfstandsgetriebe verteilt die vom Rennmotor abgegebene Leistung auf zwei Generatoren, die die Leistung ins elektrische Netz rückspeisen. Bei umgekehrten Leistungsfluß treiben sie im motorischen Betrieb den Rennmotor an und simulieren auf diese Weise den Schubbetrieb des Motors. Gleichzeitig wird das vom Rennmotor abgegebene Drehmoment hochgenau gemessen und elektronisch erfaßt.

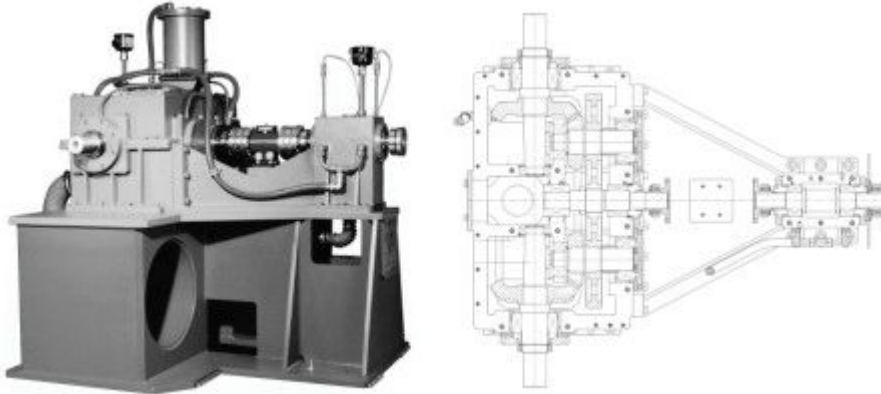
Das Prüfstandsgetriebe besteht aus einem Lagerbock und einem Untersetzungsgetriebe.

Zwischen Lagerbock und Getriebe ist die Drehmomentmeßwelle angeordnet, die mit höchster Genauigkeit das vom Rennmotor abgegebene Drehmoment erfaßt und berührungslos an die Auswerteelektronik weiterleitet. Im Untersetzungsgetriebe wird die Leistung auf die zwei Abtriebswellen gleichmäßig verteilt und die Drehzahl reduziert. Das Übersetzungsverhältnis liegt je nach Ausführung im Bereich von  $i = 5 \dots 9$ . Die Abtriebswellen sind über Kupplungen mit den Generatoren verbunden.

Lagerbockwelle und Eingangswelle in das Getriebe sind über Kippsegmentlager gleitgelagert. Um die erforderliche Positioniergenauigkeit im Bereich von wenigen hundertstel Millimetern der beiden Wellen zueinander für den Einbau der Drehmomentmeßwelle zu erreichen, wird im Vorfeld rechnerisch die Verlagerung der Welle im Gleitlager bei verschiedenen Betriebszuständen erfaßt und für den Einbau berücksichtigt. Den Anforderungen an geringe Verlustleistung im Getriebe, hohe Tragfähigkeit und hohe Lagerlebensdauer sowie geringe Geräuschentwicklung im Betrieb in Verbindung mit einem schwingungsarmen Lauf wird durch unterschiedliche Maßnahmen Rechnung getragen:

- Berührungslose Labyrinthdichtungen an An- und Abtriebswellen
- Verzahnungsauslegung für den speziellen Einsatzfall im Hinblick auf Flankenform und Flankenspiel
- Spezielle Maßnahmen zur Schmierstoffversorgung von Lagern und Verzahnungen
- Schwingungsdämpfende Gehäusekonstruktionen
- Betriebswuchtung der schnell drehenden Wellen
- Überwachung aller kritischen Lagerstellen

Bild 1 zeigt den Getriebeaufbau.



**Bild 1:** F1-Rennmotoren-Prüfstandsgetriebe.

Zwischen Prüfmotor und Getriebe ist der gleitgelagerte Lagerbock angeordnet. Er ist rechts in Bild 1 zu erkennen. Die Auslegung der Lager erfolgt für höchste Lagersteifigkeit, da die Welle nominell ohne Last läuft. Zwischen Lagerbock und Getriebe ist die Aufnahme für die Drehmomentmeßwelle zu erkennen. Das Drehmoment wird hier mittels DMS-Meßtechnik erfaßt und telemetrisch an die Auswertelektronik übertragen. Die Getriebeeingangswelle ist ebenfalls mit Gleitlagern gelagert und steht mit zwei schrägverzahnten Stirnrädern im Eingriff. Über jeweils eine Kegelstufe wird die Leistung schließlich an die beiden seitlich angeordneten Elektromotoren / -generatoren abgegeben. Das Getriebegehäuse ist in Guß ausgeführt, Lagerbockwelle und Getriebeeingangswelle sind in der Lage zueinander hochgenau ausgerichtet. Ein Ölbehälter über dem Untersetzungsgetriebe stellt im Fall einer Notabschaltung ausreichende Schmierstoffversorgung aller Lager und Verzahnungen bis zum Stillstand sicher.

Bei der Dimensionierung der schnelllaufenden Wellen wird insbesondere auf die biegekritische Drehzahl geachtet, die in Abhängigkeit der Lagersteifigkeit im überkritischen Bereich liegen kann.

Die Auslegung der Prüfstandskomponenten erfolgt auf Basis eines reichhaltigen Erfahrungsschatzes mit Hilfe einschlägiger Programme der FVA (Forschungsgemeinschaft Antriebstechnik e.V., Frankfurt a. M.). Durch die Mitgliedschaft in dieser Forschungsvereinigung von namhaften deutschen Getriebefirmen konnten in Zusammenarbeit mit technischen Hochschulen wesentliche Einflüsse auf Tragfähigkeit, Geräusch, Wirkungsgrad usw. wissenschaftlich erforscht werden, die jetzt Eingang in die Getriebeauslegung finden.

### 3 Verzahnungsauslegung

Der Getriebekonstrukteur befindet sich in der mißlichen Lage, den optimalen Kompromiß zwischen den Grenzkriterien hohe Tragfähigkeit, hoher Wirkungsgrad und geringe Geräuschanregung finden zu müssen. Bekannt sind folgende Zusammenhänge: Die Tragfähigkeit läßt sich steigern durch eine hohe Überdeckung, Schrägverzahnung und der Last angepaßte Profilkorrektur sowie gute Wärmeabfuhr durch den Schmierstoff. Hoher Wirkungsgrad wird erreicht durch niedrige Ventilations- bzw. Planschverluste, niedrige Gleitanteile auf den Zahnflanken sowie geringe zu beschleunigende Schmierstoffmengen bei Einspritzung in den Zahneingriff. Die Geräuschanregung wird optimiert durch geeignete Profilkorrekturen, Schrägverzahnung, Hochverzahnung sowie ganzzahlige Sprungüberdeckung bei hoher Profilüberdeckung. Hier einen Kompromiß zu finden ist schwierig, da die einzelnen Maßnahmen zum Teil gegenläufige Effekte haben. Des weiteren ist bei der Getriebeauslegung für Rennmotoren-prüfstände darauf zu achten, daß im hochdynamischen Prüfstandsbetrieb häufig zwischen Schub- und Zugbetrieb gewechselt wird. Dies erfordert ein eingeeengtes Flankenspiel der Verzahnungen. Um den optimalen Kompromiß zwischen diesen Grenzkriterien zu finden, beschreitet Henschel Industrietechnik zum Teil neue Wege, um die genannten Grenzkriterien zu erfüllen.

#### 3.1 Tragfähigkeit

Als Zahnradschäden bekannt sind Ermüdungsschäden wie Grübchenbildung, Graufleckenbildung oder Zahnbruch, sowie Schäden die aufgrund einer kurzzeitigen Überschreitung der Tragfähigkeit eintreten, wie das Warmfressen. Neben der Verzahnungsauslegung kann über hoch tragfähige Schmierstoffe das Schadensrisiko gemindert werden. Hoch freßtragfähige Schmierstoffe können für die Prüfstandsgetriebe

problemlos eingesetzt werden. Zahnbruch ist unabhängig vom Schmierstoff, die Grübchentragfähigkeit wird jedoch von hoch graufleckentragfähigen Schmierstoffen in der Regel herabgesetzt und umgekehrt.

Die Vermeidung von Zahnradschäden wird jedoch nicht allein dem Schmierstoff überlassen. Die Verzahnungsgeometrie wird deshalb im Hinblick auf reibungsarmen Betrieb und hohe Verzahnungssicherheiten optimiert. Die hier gezeigten konstruktiven Ausführungen beschränken sich auf die Stirnradstufen. Für die Kegelräder können die grundsätzlichen Zusammenhänge analog betrachtet werden.

Bei der Verzahnungsauslegung nach DIN 3990 bzw. Berechnungsprogrammen zur Ermittlung der Flankenfeingeometrie wird derzeit die Abweichung der korrigierten Flanke von der theoretischen Evolvente i. d. R. nicht berücksichtigt. Übliche Verzahnungskorrekturen wie Breiten- und Höhenballigkeit oder Kopf- und Fußrücknahmen beeinflussen die Krümmungsverhältnisse der in Eingriff stehenden Zahnflanken. Insbesondere im Bereich der Fußflanke des Ritzels, die durch Grübchen und Grauflecken als gefährdet gilt, bewirken diese Korrekturen durch die verminderte Flankenkrümmung eine Pressungserhöhung, die der Entlastung durch die Korrektur entgegen wirkt [2].

Optimale Werkstoffausnutzung wird durch topologische Korrekturen erreicht. Auf Basis der Hertzchen Flankenpressung wird über entsprechende EDV-Programme die Pressungsverteilung über dem Eingriffsfeld ermittelt. Die topologische Korrektur entlastet die Bereiche mit Pressungsspitzen und belastet Bereiche, die zu niedrige Pressungen aufweisen. Durch den damit erzielten ausgeglichenen Pressungsverlauf über dem Eingriffsfeld wird die Werkstoffausnutzung erhöht, ohne die Betriebssicherheit herabzusetzen. Auf diese Weise wird dazu beigetragen, das Getriebe in den Herstellungskosten wettbewerbsfähig zu halten.

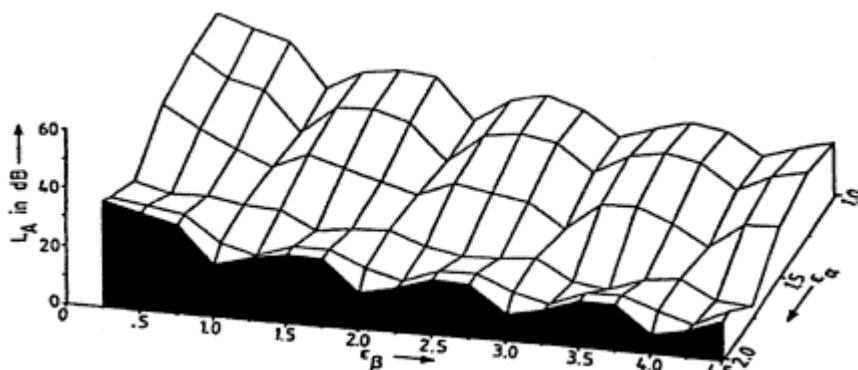
### 3.2 Geräusch

Neben hoher Tragfähigkeit und bestem Wirkungsgrad ist die Geräuscharmheit eine wesentliche Anforderung an das Prüfstandsgetriebe. Merkmale geräuscharmer Verzahnungen sind hohe Überdeckung und optimale Flankenkorrektur. Es werden deshalb sog. Hochverzahnungen eingesetzt, die eine vergrößerte Profilhöhe gegenüber dem genormten Bezugsprofil in DIN 867 aufweisen. Vorteil dieser Verzahnungsgeometrie sind die schlanken, biegeweichen Zähne, die Stöße bei Zahnein- und Ausgriff mindern. Durch die erhöhte Profilüberdeckung ist eine Steigerung der Tragfähigkeit zu erzielen. Nachteile dieser Verzahnungsgeometrie sind die im Vergleich zur genormten Verzahnung erhöhten Gleitanteile auf der Zahnflanke sowie eine erhöhte Anforderung an die Verzahnungsqualität. Moderne Fertigungsmethoden und geeignete Verzahnungsauslegung führen dazu, daß die erwähnten Vorteile jedoch überwiegen.

Durch den häufigen Wechsel zwischen Schub- und Zugbetrieb wird das Flankenspiel auf ein Minimum eingengt.

Das Geräusch wird - zumindest bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten - in erster Linie im Zahneingriff erzeugt. Ventilationsgeräusche treten demgegenüber mit zunehmender Umfangsgeschwindigkeit kontinuierlich in den Vordergrund. Für den Prüfstandsbetrieb bis 22.000 Umdrehungen am Ritzel (Umfangsgeschwindigkeit ca. 90 m/s) werden derzeit keine aerodynamisch optimierte Verzahnungs- bzw. Radkörpergeometrien eingesetzt.

Günstig für geringe Schwingungsanregung ist eine ganzzahlig gewählte Sprungüberdeckung bei gleichzeitig hoher Profilüberdeckung. Durch dementsprechende Wahl der Grunddaten der Verzahnung befindet man sich in einem Minimum der Schwingungsanregung, wie in Bild 2 zu erkennen ist. Als Maß für die Geräuschanregung wurde hier der Anregungspegel  $L_A$  nach [1] zugrunde gelegt.



**Bild 2:** Anregungspegel  $L_A$  als Maß für die Geräuschanregung in Abhängigkeit von Profil- und Sprungüberdeckung nach [1].

### 3.3 Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad wird im wesentlichen von den bekannten lastabhängigen und lastunabhängigen Verlusten der Zahnradgetriebe bestimmt. Durch den Einsatz der Hochverzahnungen wird der Wirkungsgrad durch die erhöhten Gleitanteile auf der Zahnflanke geringfügig reduziert. Durch geeignete Einspritzung des Schmierstoffs in den Zahnkontakt werden die durch die Beschleunigung des Schmierstoffs hervorgerufenen Verluste gemindert. Hydrodynamische Gleitlager, reibungsarme Wälzlager und berührungslose Labyrinthdichtungssysteme tragen dazu bei, einen größtmöglichen Wirkungsgrad zu erzielen. Der Gesamtwirkungsgrad des Getriebes liegt damit bei maximaler Drehzahl im Bereich von 92% ... 94%.

Um den Wirkungsgrad weiter zu erhöhen, werden derzeit verschiedene Maßnahmen erprobt:

- Reduzierung der eingespritzten Ölmenge auf ein Minimum. Damit werden die Beschleunigungsverluste reduziert. Um einen sicheren Prüfstandsbetrieb unter allen Umständen aufrecht zu erhalten, sind hierzu umfangreiche Versuche nötig.
- Reduzierung der Ventilationsverluste durch Unterdruck im Getriebe. Hierzu wird eine Vakuumpumpe am Getriebe angeschlossen. Nachteilig wirkt sich aus, daß über die Spaltdichtungen und Entlüfter Verunreinigungen in das Getriebe gesaugt werden können. Dem ist mit erhöhtem Aufwand bei der Ölfilterung zu begegnen. Für eine betriebssichere Auslegung sind auch hier umfangreiche Versuchsreihen nötig. Parallel hierzu wird an aerodynamisch optimierten Verzahnungen und Radkörpergeometrien gearbeitet.
- Reduzierung des Gleitens auf den Zahnflanken durch Sonderverzahnungen, die im Bereich der Kopf- und Fußflanke von der Evolventengeometrie abweichen. Hierzu gibt es bereits vielfältige Veröffentlichungen. Wesentlich ist die Herstellbarkeit mit feiner Verzahnungsqualität. Untersuchungen an derartig korrigierten Hochverzahnungen belegen zusätzlich die Möglichkeit der Tragfähigkeitssteigerung ohne auf die Vorteile in der Geräuschanregung verzichten zu müssen. Durch die Ausbildung eines evolventischen Flankenbereichs im Bereich der höchsten Verzahnungssteifigkeit um den Wälzpunkt werden die Vorteile der Evolventenverzahnung bzgl. Unempfindlichkeit gegenüber Achsabstandsabweichungen infolge von Wellenbiegung beibehalten.

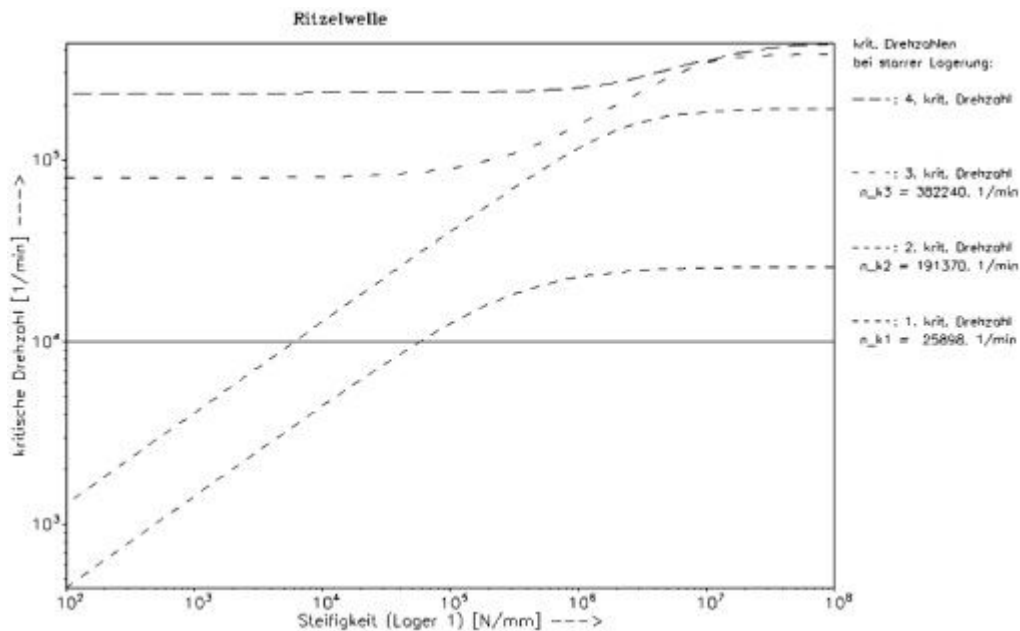
### 3.4 Biegekritische Drehzahl

Insbesondere für die schnelllaufende Welle des Lagerbocks, aber auch für die Getriebeeingangswelle muß der Nachweis der biegekritischen Drehzahl erbracht werden. Einfache Faustformeln wie sie z. B. in [3] gegeben werden, gehen von starrer Lagerung aus und berücksichtigen keine Zusatzmassen wie Flansche, die sich außerhalb der Lagerung der Welle befinden. Für das vorliegende Getriebe ist eine genauere Analyse nötig, die alle auftretenden Einflußfaktoren berücksichtigt.

Vorteilhaft für eine hohe biegekritische Drehzahl ist neben dem geeigneten Wellendesign eine hohe Lagersteifigkeit. Bei Gleitlagern erhöht sich die Lagersteifigkeit mit zunehmender Last. Im Prüfstandsgetriebe ist die Lagerbockswelle jedoch nominell querkraftfrei ausgeführt. Die Getriebeeingangswelle wird aufgrund der beiden Zahneingriffe ebenfalls nicht durch Radialkräfte belastet. Daher werden ausschließlich Gleitlager mit speziellen Laufbahnen eingesetzt, die auch ohne Radiallast hohe Steifigkeiten ermöglichen.

Es ist nicht immer möglich, das Getriebe derart konstruktiv auszuführen, daß ein Durchfahren der biegekritischen Drehzahl ausgeschlossen werden kann. Deshalb wurde zusätzlich das Getriebegehäuse in Werkstoff und Gestaltung schwingungsdämpfend ausgeführt. Messungen im Betrieb bestätigen, daß auch bei längerem Betrieb im biegekritischen Bereich die Schwingungsamplituden nicht die vorgegebenen Grenzwerte überschreiten.

Zur Erläuterung ist in Bild 3 die Matrix der biegekritischen Drehzahlen in Abhängigkeit der Lagersteifigkeit für eine mögliche Ausführung der Getriebeeingangswelle beispielhaft gezeigt. Zu erkennen sind die ersten 4 Ordnungen der biegekritischen Drehzahl. Für starre Lagerung werden die rechts im Bild angegebenen Werte erreicht. Je nach vorliegender Lagersteifigkeit können jedoch auch Drehzahlen kritisch werden, die deutlich darunter liegen.



**Bild 3:** Biegekritische Drehzahlen einer Getriebeeingangswelle in Abhängigkeit der Lagersteifigkeit.

#### 4 Ausblick

Auch die Entwicklungszyklen im Rennmotorenbau werden immer kürzer. Die Prüfstandsgetriebe müssen mit dieser fortschreitenden Technik Schritt halten. Sowohl in der Höchstleistung als auch in den maximalen Drehzahlen bestehen noch Steigerungsmöglichkeiten, die durch konstruktive Maßnahmen am bestehenden Getriebekonzept abgedeckt werden können.

Um den Wirkungsgrad zu steigern, werden Maßnahmen im Bereich der Verzahnungsgeometrie, der Verzahnungs- und Radkörpergestaltung wie auch der Gehäuseinnenatmosphäre untersucht.

Wesentlich für ein international erfolgreiches High-Tech-Produkt wie das vorgestellte Prüfstandsgetriebe für Formel 1 - Rennmotoren ist die Unterstützung und Umsetzung der Grundlagenforschungsergebnisse der Forschungsgemeinschaft Antriebstechnik FVA. Auf diese Weise kann sichergestellt werden, daß die "Pole-Position" für den deutschen Getriebebau im Weltmarkt weiter gesichert bleibt.

#### 5 Literatur

1. Müller, R.: Schwingungs- und Geräuschanregung bei Stirnradgetrieben. Diss. TU München (1991).
2. Döbereiner, R.: Tragfähigkeit von Hochverzahnungen geringer Schwingungsanregung. Diss. TU München (1998).
3. Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau. Hrsg. W. Beitz und K.-H. Küttner. 17. Auflage Springer-Verlag, Berlin (1990)