

Optimierung der Kolbenringdynamik durch direkte 3D Analyse der dynamischen Effekte

Optimization of Piston Ring Dynamics by Direct 3D Analysis of Dynamic Effects

Dipl. Ing. Richard **Mittler**

Federal-Mogul Burscheid GmbH, Burscheid

Zusammenfassung

Motorenprojekte unterliegen in der heutigen Zeit immer höherem Zeit und Kostendruck. Daher gewinnt bei der Auslegung von Kolben, Kolbenring & Liner Systemen moderner Motoren das Erreichen der geforderten Funktions-, Verbrauchs und Emissionsziele zu einem möglichst frühen Zeitpunkt zunehmend an Bedeutung. Direkte und schnelle Simulationswerkzeuge sind notwendig, um die komplexen Vorgänge des mechano-tribologischen Systems zu bewerten und anzupassen.

Hierbei stellt insbesondere die Simulation der Kolbenringdynamik eine komplexe Aufgabe dar. Bereits geringfügige Variationen einzelner Systemkomponenten können eine gravierende Auswirkung auf das Bewegungsverhalten der Kolbenringe ausüben. Sowohl die Kräfte und Momente als auch die entstehenden Reaktionskräfte auf die einzelnen Kolbenringe sind vielschichtig und stark beeinflusst durch die Kinematik, Verbrennung und die angrenzenden Bauteile. In diesem Zusammenhang wurde eine neue 3D – Simulationssoftware "MoRis" entwickelt, die das komplexe Bewegungsverhalten wie auch die daraus resultierenden Blow-By Werte zuverlässig berechnet. Besonderen Wert wurde auf die schnelle und effiziente Modellbetrachtung gelegt, da nur die Abschätzung von Sensibilitätskriterien und entsprechende Auswertungsmechanismen eine Interpretation der Ergebnisse zu lässt. Unter Berücksichtigung der Drehzahlen und Druckanstiegen in modernen Motoren sind entsprechend kleine Zeitintervalle zu wählen. Diese Zeitschritte führen zu mehreren Millionen Ergebnissen pro Rechnung die teilweise nur im Zusammenhang erklärbar sind. Um dieser Ergebnisvielfalt entgegen zu wirken wurden gleichzeitig mit den Simulationstools auch entsprechende Auswertetools entworfen, die es erlauben eine visuelle Kontrolle der Ringbewegung sowie des Gasflusses zu beurteilen.

Die 3D Simulationssoftware wurde ausschließlich mit analytischen Routinen gelöst. So war es möglich, das System mathematisch so zu optimieren, dass Berechnungsergebnisse in einer relativ kurzen Zeit verfügbar sind. Das ermöglicht, Variationen und Sensibilitätsanalysen von verschiedenen Kennfeldbereichen durchzuführen und damit den Optimierungsprozess des Gesamtsystems qualifiziert zu gestalten. Optimierungen zeigen sich nicht gleichermaßen in allen Betriebspunkten. Daraus ergibt sich die Erfordernis, entsprechende absichernde Untersuchungen durchzu-

führen und durch eine geeignete Ergebnissaufbereitung umfassend darzustellen. Durch das Verständnis der realen Bewegung in der Kolbennut unter den kinematischen Verhältnissen ist es jetzt erstmals möglich den Einfluss von Kolbenringgeometrien und Designvarianten physikalisch zu beschreiben.

Der Zusammenhang zwischen Kinematik, Kolben und Kolbenringdesign wird anhand eines 2l Vierzylindermotors aufgezeigt. Durch die Darstellung der physikalischen Zusammenhänge, die die Kolbenringbewegung beeinflussen, werden neue Wege aufgezeigt um das Gesamtsystem gegen Blow-By Gase besser abzudichten ohne auf eine entsprechende Ringstabilität verzichten zu müssen.

Summary

Today, engine projects are highly influenced by time and cost pressure. The ability to reach realistic consumption and emission targets early in a development project, is becoming increasingly importance. Fast and direct simulation tools are required to model and evaluate the processes which occur within this complex mechanical-tribological system.

In particular, the simulation of piston ring dynamics is a highly complex task. Even the smallest variations of a single system component can have a significant influence on the piston ring motion. The forces, moments and resulting reaction forces which act on the individual rings are complicated and are significantly influenced by the kinematics, combustion and neighboring components. In this context a new 3D simulation software "MoRis" has been developed, which reliably simulates this complex motion, as well as the resulting blow-by values. Particular emphasis was placed on the development of a fast and efficient model solution as results can only be interpreted by the estimation of parameter sensitivity and the corresponding results evaluation procedure. Due to the high speed and cylinder pressure gradient of modern engines, small calculation increments are required. These small time increment lead to several million individual results per calculation, which can often only be explained in relationship to one another. To handle this flood of results, appropriate evaluation tools were created in conjunction with the simulation tool allowing a visual evaluation of the ring movement and gas flow. These tools also allow the direct comparison of different models.

The 3D software has exclusively been developed with analytical routines. This made it possible to optimize the system mathematically to minimize the calculation time. The short calculation time allows the calculation of model variations and sensitivity analyses in a qualified way. Optimization can not always be achieved for all engine conditions. For this reason, safeguarding investigations and adequate result preparation is necessary. Understanding the real ring movement in the groove under realistic kinematic conditions, makes it possible, to describe the physical effects of piston ring geometry and design variations.

The connection between kinematics, piston and piston ring design will be illustrated on the base of a 2 l four cylinder engine. By illustrating the physical connection that affect the piston ring movement, new ways are shown to seal the system from the blow-by gas without ignoring the piston ring stability.

1 Einführung

In den letzten Jahrzehnten wurde die Berechnung der Kolbenringbewegung und damit die Vorhersage der zu erwartenden Emissionswerte stark vorangetrieben. Als Schwachpunkt zeigte sich aber die Lösung der Gasdynamik und damit die Ermittlung der wirklichen Momente und Kräfte die auf den Kolbenring wirken. Diese haben jedoch einen entscheidenden Einfluss in der Ermittlung der tatsächlichen Ringbewegung und damit direkt auf die Berechnung der Blow-By Werte. Unter den Randbedingungen der 2 dimensionalen Lösungen ist eine Vorhersage der Kolbenringbewegung nur unzureichend möglich. Daher haben 2D Ansätze nur eine Gültigkeit, wenn man einen bestimmten Punkt am Umfang des Kolbenringes betrachtet und dieser genau im Ringrücken (180 Grad gegenüber dem Stoß) liegt [1,2]. Hier sind die theoretischen Randbedingungen wie bei einem geschlossen Ring ansetzbar und damit in der 2 D Lösung ausreichend. In den nachfolgenden Abschnitten soll der Einfluss der 3 dimensionalen Bewegung und damit die realen Verhältnisse im Zyklus veranschaulicht und der Einfluss der Gaskräfte auf den Kolbenring näher erklärt werden.

2 Kräfte und Momente

Bei modernen Ringauslegungen liegt der Schwerpunkt des Kolbenringquerschnitts in aller Regel durch einseitige Schwächungen außerhalb der Mittelachse. Dies führt in der Betrachtung der sich ergebenden Flächenträgheitsmomente zu positiven oder negativen biaxialen Flächenträgheitsmomenten. Die Verschiebung aus der Mittelachse lässt den Kolbenring schon unter Einfluss der Einbaubiegespannung twisten. Gaskraft und Reibkraft, hervorgerufen durch die jeweiligen Verhältnisse in der Kolbennut, erzeugen nicht nur axiale Kräfte sondern auch Momente bezogen auf den Kolbenringsschwerpunkt. Diese Momente, die Ihren mathematischen Wirkungspunkt meist außerhalb des eigentlichen Kolbenringes haben, sind im Wesentlichen verantwortlich für die Einleitung der axialen Bewegung. Der Anlagewechsel des Kolbenringes beginnt schon dann, wenn die Gesamtkraft (Abb.1) die Momente nicht mehr zu überwinden vermag. So endet auch der Anlagewechsel, wenn die Gesamtkraft eine Größe erreicht hat, welche die Momente überwindet und den Kolbenring vollständig auf die gegenüberliegende Nutflanke zwingt.

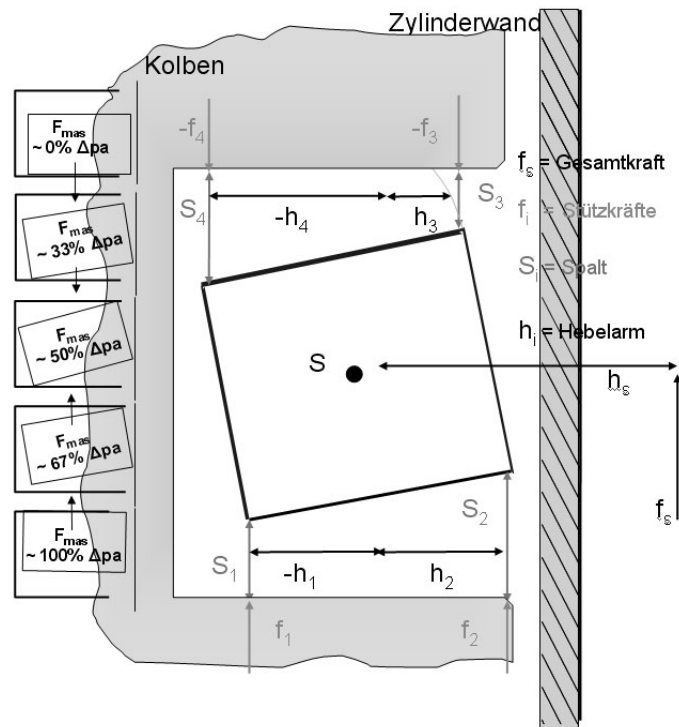


Abb. 1: Prinzipbild der Stützkräfte und der angreifenden Momente
Illustration of the contact forces and the moments

Am Beispiel eines Rechteckringes sollen die Zusammenhänge des Momentengleichgewichts formelmäßig kurz aufgezeigt werden. Die komplexen Zusammenhänge auch für inkonstante Querschnitte sind in [3] explizit erklärt.

Um ein Gleichgewicht zu erzielen stützt sich das entstehende Moment am Hebelarm h ab.

$$h = \frac{-\frac{1}{12} \Delta p a^2}{F_m - \frac{1}{2} \Delta p a} \quad \text{Hebelarm } h \text{ für einen Rechteckring} \quad (1)$$

Dieser Hebelarm kann rechnerisch durchaus außerhalb des Ringes liegen, in diesem Fall ist eine Abstützung auf nur einer Nutflanke nicht möglich. Für das Gleichgewicht der Kräfte und Momente benötigt der Ring dann Stützkräfte auf der oberen und unteren Nutflanke.

Das Stützmoment für einen Rechteckring.

$$(F_m + F_{gas} + F_R)h = M_{Stützkräft} \quad (2)$$

Der Anlagewechsel vollzieht sich daher typischerweise nicht plötzlich, sondern es handelt sich um einen Vorgang, der sich bis zu 60° Kurbelwinkel hinziehen kann (Abb.1). Auch gibt es Vorgänge, bei denen der Anlagewechsel zwar eingeleitet, aber die vollständige stabile Anlage auf der gegenüberliegenden Nutflanke nicht erreicht wird. Während dieser Anlagewechsel dichtet der Kolbenring nicht mehr gänzlich ab, sondern er wird von den Verbrennungsgasen umströmt. Hier liegt eine wesentliche Ursache für das Entstehen von Blow-By.



Abb. 2: Typisches Bewegungsverhalten eines Kolbenrings bei der eine stabile Lage an einer Nutflanke nicht erreicht wird. Abstützung auf beiden Nutflanken notwendig

Typical behavior of a piston ring when a stable contact on one groove side has not been achieved. Contact on both groove sides are necessary

3 Gasfluss

Zur Bestimmung der Kräfte und Momente ist, neben den hydrodynamischen Kräften insbesondere wichtig, die durch die Gasdynamik verursachten Momente zu kennen. Die bis heute verwendeten Ansätze zur Bestimmung des Gasflusses durch eine simple Flussformel sind nicht ausreichend um die Angriffspunkte der Momente und damit die Verwölbung des Kolbenringes zu bestimmen. Es genügt nicht nur die Durchflussmenge zu berechnen, denn die Zustandsgröße $p(x)$ bestimmt entscheidend die Anlage und Verformung des Kolbenringes. Die Durchflussmenge im Spalt ist konstant, der Gasdruck jedoch ist abhängig von x . Anlage und Verformungen beeinflussen dann in der Folge die Spaltgeometrie (Abb.3).

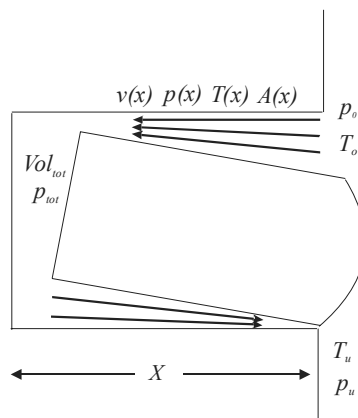


Abb. 3: Prinzipbild Zustandsgrößen des Gasflusses
Principle conditions of the gas flow

Hierbei ist insbesondere wichtig, die in den Nutflanken notwendigen Geschwindigkeiten des Gases sowie die zu diesem Zeitpunkt bereits eingeleitete Bewegung zu kennen. Die Berechnung dieses Gasflusses mit der jeweiligen Zustandsgröße $p(x)$ ist ein fundamentaler Baustein zur Berechnung der Ringbewegung. Bei Änderung des Verbrennungsdruckes fließt Gas über die Kolbenringflanken zum Totvolumen hinter den Kolbenring und vom Totvolumen zum Raum zwischen Kolben und Zylinder unter dem Ring. Einen zweiten Weg nimmt ein Teil des Gases direkt über die Stoßöffnung zum Zwischenvolumen. Dieser Anteil beträgt jedoch, abhängig von der Abmessung der Stoßöffnung, nur 20-30% vom Gesamtfluss. Die Gasflüsse können sich auch umkehren, wenn z.B. der Druck des Totvolumens größer als der Verbrennungsdruck ist.

Hierbei müssen die jeweiligen Zustände des Spaltvolumens berücksichtigt werden um die Gasgeschwindigkeit und damit den exakten Fluss zu bestimmen.

Konvergenter Spalt:

Divergenten Spalt:

Stoßspalt:

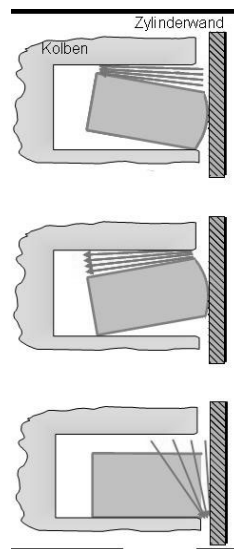


Abb. 4: Darstellung der Nutspaltgeometrien
Illustration of the groove gap geometry

Zur Berechnung der Zustandsgrößen $p(x)$ ist es notwendig in den jeweiligen Spalten das Verhältnis der Gasgeschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit zu ermitteln.

$$M(x) = \frac{V}{c} \quad (3)$$

Hierbei werden folgende physikalischen Größen berücksichtigt:

Die Gasströmung im Spalt ist eine Unterschallströmung. Hierbei kann die Schallgeschwindigkeit nicht überschritten werden. In konvergenten Spalten bedeutet das die Machzahl am Ende des Spaltes nahe 1 ist. Ein Wert größer 1 ist nicht möglich. Bei divergenten Spalten hat die Machzahl seinen höchsten Wert am Anfang des Spaltes.

Durch die axial sehr kleine Größe von Nutspalten entsteht eine sehr starke Behinderung des Gasflusses durch Reibung der Gasmoleküle mit den Berandungen im Spalt. Der hierbei entstehende Wärmeaustausch zwischen Berandung und dem durchströmenden Gas beeinflusst das System. Die Stagnations- Temperatur im Spalt ist variable, so dass eine isotherme oder adiabatische Annahme nicht zulässig ist. Auch kann es in Abhängigkeit von den Druckverhältnissen zu einer geschockten Strömung kommen. Ein solcher Reibungsschock erfährt das ausströmende Gas beim Verlassen des Nutspaltes, wenn im Spalt bereits die Schallgeschwindigkeit erreicht wird. Es expandiert dann abrupt am Ende des Spaltes auf das Druckniveau des auffangenden Volumens. [3,4,5,6].

4 Hydrodynamik und Reibkräfte

Ein Baustein in der Betrachtung der 3D Analyse ist die auf den Ringumfang unterschiedliche Ölfilmdicke und den daraus resultierenden hydrodynamischen Drücken. Hierbei ist eine Lösung durch Finite Elemente nicht sinnvoll aufgrund der Tatsache, dass die Rechenzeit und der Aufbau des Modells einen immensen Zeitaufwand bedeuteten. Zur Betrachtung der Sensitivität des Motors und die Betrachtungen von unzähligen verschiedenen Last und Drehzahlpunkten ist solch eine Lösung nicht anstrebenswert. Die hier integrierte Methode berücksichtigt die Zylinderverzüge in der Form, dass die Lösung direkt herbeigeführt wird, da die Spannungs- und Biegeprobleme in der Vergangenheit bereits vollständig gelöst wurden [4]. Das hat zur Folge das Steifigkeitsmatritzen und Inverse nicht bei jedem Rechenschritt neu gelöst werden müssen.

Um die radialen Kräfte auf den Kolbenring exakt ermitteln zu können, müssen die elastischen Eigenschaften des Kolbenrings mathematisch beschrieben werden und in Gleichgewicht mit dem Öldruck zwischen Zylinderwand und Lauffläche gebracht werden. Diese Kopplung des belasteten Ölfilms muß die zusätzlichen Randbedingungen des Zylinderverzuges, sowie konstante und nicht konstante Ring Querschnitte erfassen. Die elastischen Kolbenringeigenschaften werden durch die Steifigkeitsmatrix T und die physikalischen Eigenschaften des Ölfilms mit der Differenzialgleichung von Reynold's berechnet.

Die Steifigkeitsmatrix T beschreibt die radiale Verschiebung w unter den Randbedingungen der Zylinderverzüge, der Ölfilmthicken und des Temperaturflusses [8,9], sowie die Radialdruckveränderung Δp .

$$kr\Delta p = Tw \quad (4)$$

Die Lösung der Matrix T mit den Vektoren Δp und w erfolgt ausgehend von der

Biegegleichung $\Delta K = \frac{M}{EI}$ mit Hilfe der Differentialgleichung [10]

$$\frac{w + w''}{r^2} = \frac{p_0}{E} \frac{r^2 h}{I(\varphi)} \int_{-\pi}^{\varphi} \Delta p(\tau) \sin(\varphi - \tau) d\tau \quad (5)$$

Die radialen Kräfte, die Eigenspannung des Ringes und der Druck im Totvolumen hinter dem Ring, stehen im Gleichgewicht mit dem Öldruck zwischen Zylinderwand und Lauffläche. Randbedingungen für den Öldruck sind die Gasdrücke P_0 und P_u .

Negative Drücke im Inneren des Ölfilms sind nicht zugelassen. Zur Erfüllung dieser Beschränkung sind Schnitte erforderlich. Auf die Ränder der Schnitte wird die Reynolds' Randbedingung angewandt, die die tangentialstetige Ableitung des Druckes fordert. Die Schmierfilmhöhe wird iterativ berechnet bis das radiale Gleichgewicht erreicht ist.

Die Differentialgleichung von Reynolds benötigt die zeitliche Ableitung, der Schmierfilmhöhe im Kurbeltrieb. Diese wird gemäß der Differenzenformel

$$\frac{\dot{h}_s + \dot{h}_{sv}}{2} = \frac{h_s - h_{sv}}{dt} \quad (6)$$

berechnet.

\dot{h}_s und h_s werden im Pegasusverfahren zusammen ohne vermehrten Rechenaufwand iteriert. \dot{h}_{sv} und h_{sv} sind die schon bekannten Vorgänger bei der zeitlichen Iteration. Die Differenzenformel arbeitet mit einer quadratischen Fehlerordnung. Die Reibkraft ist das Integral über die Scherspannungen in den Schmierpalten des Laufflächenprofils. Die Schmierfilmhöhen sind mit Lösung der Gleichungen schon bekannt.

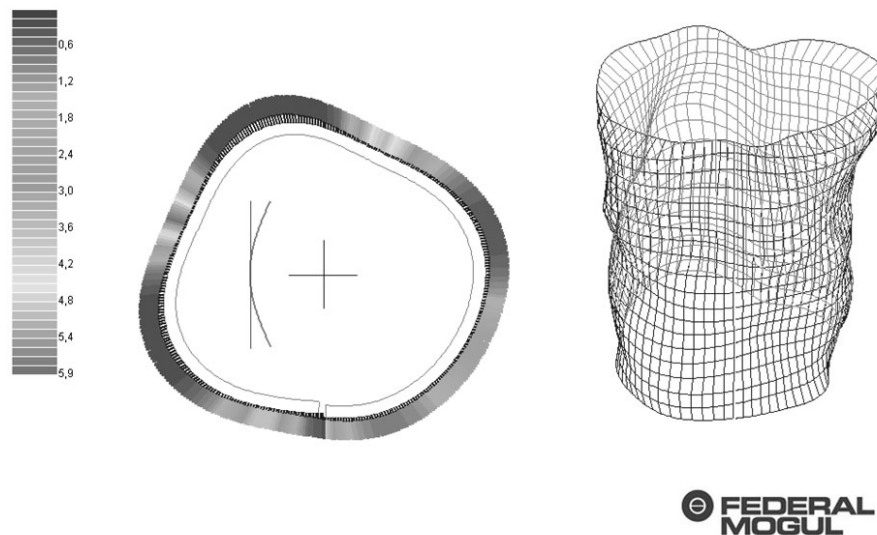


Abb. 5: Beispiel zur 3dimensionalen Hydrodynamik für konstante und inkonstante Querschnitte unter den Randbedingungen des Zylinderverzuges und des Radialdrucks
Example of 3D hydrodynamics for constant and inconstant cross sections under bore distortion and radial pressure distribution conditions

5 Das Rechenmodell

Am Beispiel eines realen Motorprojektes sollen die Berechnungen, mit den gasdynamischen Einflüssen und den daraus erzielten Optimierungsmassnahmen, verifiziert werden.

5.1 Modelldaten

2 l Vierzylinder Benzinmotor

P (75kW @ 5600rpm), M (130Nm @ 4600 U/min), p_{max} (86bar @ 4000rpm)

Zur Erstellung des Grundmodells wurden Daten teilweise aus vorhandenen FE-Bauteilberechnungen und Messungen herangezogen. (z.B. für die Kolbengeometriedaten).

Kolbenringdaten: Topring: Rechteckring; 2ter Ring: Minutenring; Öling: 2 teiliger Öling.

In den weiteren Betrachtungen wird auf das Bewegungsverhalten des Ölrings nicht explizit eingegangen, da er in der Blow-By Betrachtung keine entscheidende Rolle spielt.

5.2 Messergebnisse und Optimierung durch Simulation

Der Motor in seiner ursprünglichen Auslegung zeigte auf dem Prüfstand bei Vollast und 4600 U/min Variationen im Blow-By Ergebnis von 42 – 45 l/min. Durch gezielte Untersuchungen konnte mit Hilfe der 3 dimensional Simulation der Zusammenhang zwischen Zwischenringdrücken, und Ringbewegungen aufgezeigt werden. Wie in Abb.6 gezeigt ergab die Berechnung einen Zwischenringdruck von 14.4 bar und einem berechneten Blow-By von 44,8 l/min.

5.2.1 Simulation der Messergebnisse

Aus Abb. 6 ist deutlich ersichtlich, dass sich der Zwischenringdruck noch während der Verbrennungsphase abbaut. Dieser Vorgang wird durch ein vergrößertes Stoßspiel und die Twistbewegung des 2ten Ring verursacht. Wie im theoretischen Teil beschrieben, überwiegen die durch die Gaskräfte eingeleiteten Momente, so dass der 2te Ring sich über einige Grad Kurbelwinkel aus der Twistbewegung an die obere Nutflanke bewegt. Auf den Ringumfang bezogen wird der 2te Ring dann von Verbrennungsgasen umströmt, wodurch der Zwischenringdruck schlagartig abgebaut wird. Hierbei entsteht schon während der Verbrennungsphase ein erhöhtes Blow-By.

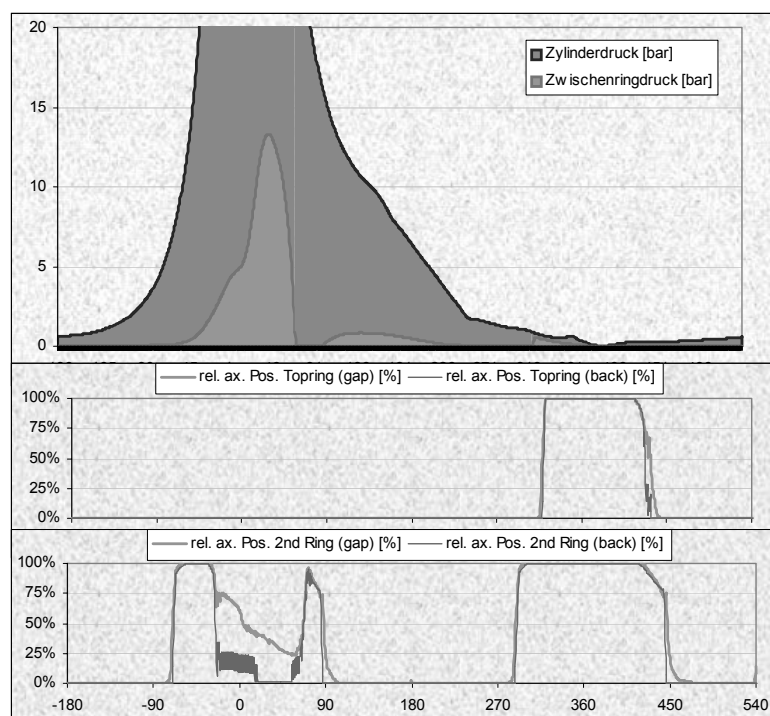


Abb. 6: Darstellung der Druckverhältnisse und der prozentualen Ringbewegung an 2 Punkten auf den Umfang bezogen (Stoß und Ringrücken)
Illustration of pressure conditions and percental ring movements by 2 points on the circumference (gap and ring back)

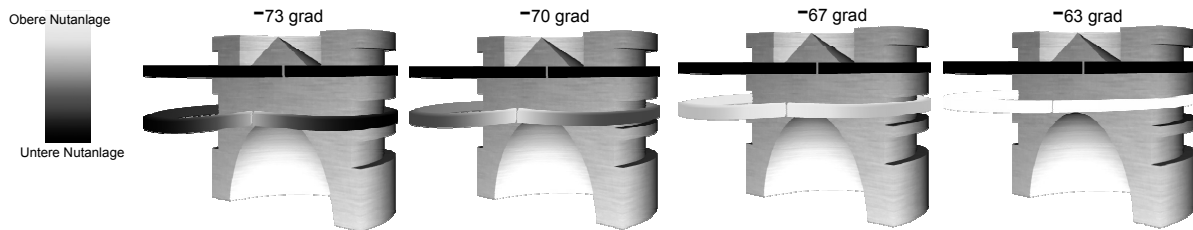


Abb. 7: Simulationsergebnisse des Bewegungsverhaltens des Top und des 2. Ringes während der Verbrennungsphase
Simulation results of movement behavior of the top and second ring during the condition stage

In Abb. 7 und Abb. 8.2 ist der Vorgang der Ringbewegung der Minutenringe in der 2. Nut dargestellt. Hierbei ist es für den Kolbenring notwendig sich an der unteren wie auch an der oberen Nutflanke abzustützen. Aufgrund der unterschiedlichen Freiheitsgrade in der Bewegung Stoß zu Ringrücken versucht der Kolbenring sich an den Stoßenden der Twistbewegung zu entziehen, während der Topring sich aufgrund der Spitzendrücke von mehr als 85 bar eine stabile Anlage an der unteren Flanke erreicht. Erst im Ausstoßtakt bewegt sich der Topring von der unteren an die obere Nutflanke, getrieben von seinen Massenkräften, die hier deutlich überwiegen. Auch hier vollzieht sich die Bewegung über einige Grad Kurbelwinkel hinweg (Abb.8.1).

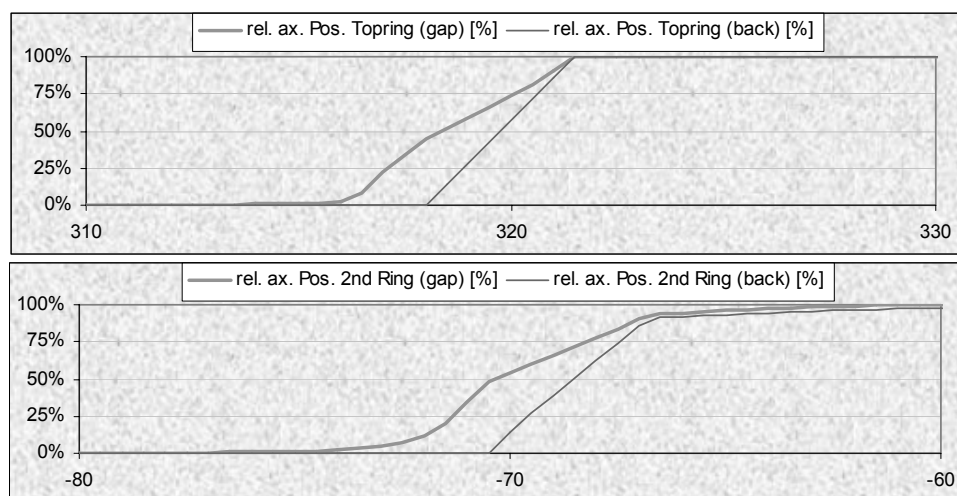


Abb. 8: Hochauflösende Darstellung der Ringbewegung Stoß zu Ringrücken
High resolution illustration of ring movement gap to ring back

Die Simulationsrechnung mit "MoRis" verdeutlicht, welche wichtige Rolle die Gesamtstabilität des Systems in Bezug auf die Emissionswerte darstellt. Heutige Standard Auslegungen versuchen, aufgrund von mangelnder Detailinformationen des Kolbenringbewegungsverhaltens, das System über das schrittweise Öffnen des 2. Ring Stoßspiels zu stabilisieren. Diese Vorgehensweise Hilft um eine Instabilität des Topringes und damit eines Versagens des Motors zu vermeiden, jedoch wird diese Stabilität mit einem erhöhtem Blow-By erkauft. Abb. 6.

5.2.2 Anpassung Simulation und Messung durch Verkleinerung des Stoßspiels

Zur Optimierung des Blow-By wurde das Stoßspiel des 2ten Ring angepasst. Die Einzelmaßnahme, durch die bessere Abdichtung des 2. Ringes in Form von stark verkleinertem Stoßspiel, führt zu einer Erhöhung der Zwischenringdrücke während der Verbrennungsphase und damit zu einer Stabilisierung der Ringbewegung am 2ten Ring.

Wie aus der Simulation ersichtlich wird das plötzliche Absinken des Zwischenringdrucks durch diese Maßnahme verhindert, wodurch eine Optimierung des Blow-By auf 33- 35 l/min zu erzielen ist. Diese Verbesserung wurde auch durch Motorversuche nachgewiesen führte aber zu nicht befriedigten Ergebnissen, da gleichzeitig ein Anstieg des Ölverbrauchs zu erkennen war (Abb.9). Unterschiedliche Sensibilitätsanalysen und Designanpassungen haben gezeigt, dass Einzelmaßnahmen in der Design Änderung nur sehr selten zum erwünschten Erfolg führen. Lediglich die Anpassung des Gesamtsystems Kolben, -Kolbenring kann Abhilfemaßnahmen schaffen und somit die Blow-By Grenzen nach unten verschieben.

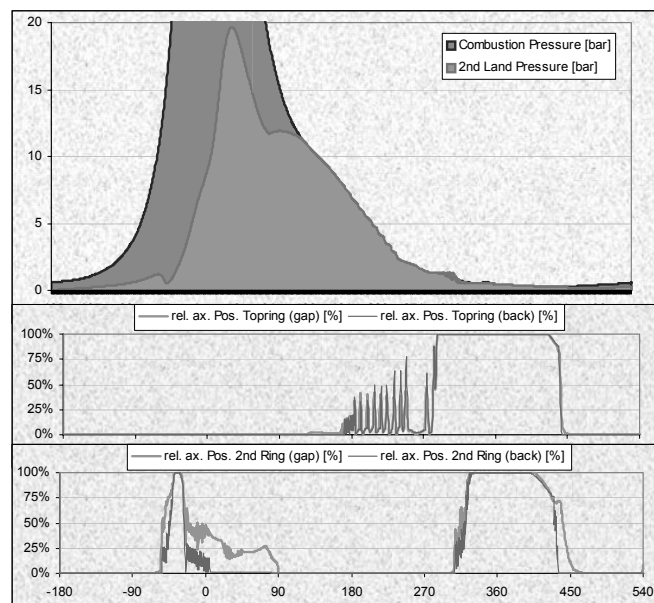


Abb. 9: Darstellung der Designvariante Optimierung Stoßspiel des 2. Rings
Illustration of design optimization closed gap 2nd ring

Wie in Abb.9 erkenntlich ist der Topring während der Ausstoßphase in einer instabilen Lage. Deutlich erkennbar ist eine Ringbewegung des Topringes die aufgrund der schnell wechselnden Momente und der einsetzenden Massenkraft zu keiner stabilen Lage führt, sondern in einer Art Flattern endet. Das heißt der Ring kann weder an der unteren noch an der oberen Nutflanke eine stabile Anlage finden. Obwohl diese Optimierung eine Blow-By Verbesserung nach sich zieht, ist durch die unruhige Topringbewegung mit Ölverbrauchseffekten zu rechnen. Insbesondere sogenanntes „blow back durch die Nutspalten“ und/oder einer falschen Orientierung der Lauffläche in dieser Phase ist für diesen Effekt verantwortlich.

5.2.3 Optimierung des Gesamtsystems

Anpassung der Kolbenvolumina und die Optimierungsmassnahmen aus Punkt 5.2.2.

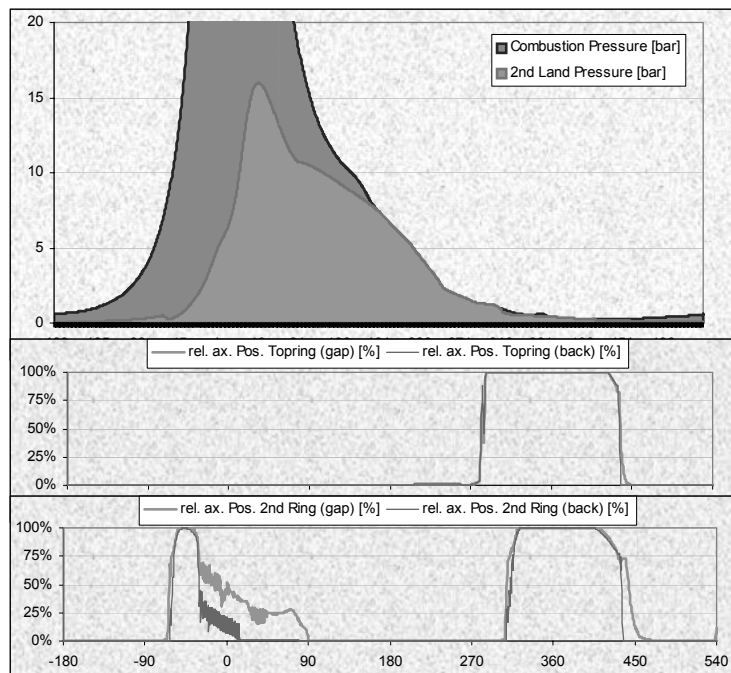


Abb. 10: Bewegungsverhalten des optimierten Kolben/Kolbenringsystems
Movement behavior of optimized piston/ piston ring system.

Abb.10 zeigt, dass die Anpassung des 2. Ringdesigns bei gleichzeitiger Anpassung des Kolbendesigns zu einem wesentlich stabileren Kolbenringsystem führt. Die Optimierung des Kolbendesigns durch Schaffung eines leicht erhöhten Zwischenringvolumens und Anpassung des Kolbenspiel kann den Druck auf eine optimierte Größe von ca.16 bar gegenüber der Variante aus 5.2.2 absenken, um das Ringsystem im gesamten Zyklus zu stabilisieren. Während der Verbrennungsphase ist der 2. Ring in einer stabileren Lage durch einen erhöhten Zwischenringdruck gegenüber der Variante 5.2.1. Die Anhebung der Zwischenringdruckkurve in dieser Phase wurde durch die Abstimmung der Stoßspiele 2. Ring mit den Kolbenspielen erreicht. Das Blow-By reduzierte sich durch diese Optimierung auf 36- 38 l/min (was einer Verbesserung von ca.15% entspricht).

Erst die weiterführenden Optimierungen konnten sowohl das Blow-By senken, wie auch den Ölverbrauch konstant halten. Die Absicherung der Ergebnisse wurde durch eine Sensibilitätsanalyse der Optimierungsmaßnahmen abgesichert, hierdurch wird sichergestellt das die theoretischen Betrachtungen auch in der Realität bestehen können, da sowohl die Toleranzen der Bauteile wie auch unterschiedliche Last und Drehzahlpunkte betrachtet werden können.

6 Formelzeichen und Indizes

F_m Massenkraft

F_{gas} Gaskraft

F_R Reibungskraft

P₀ Verbrennungsdruck

P_U Zwischenringdruck

P_b Druck im Totvolumen

V Gasgeschwindigkeit

c Schallgeschwindigkeit

r mittlerer Kolbenringradius

a Wanddicke

E E-Modul

h Hebelarm

I(φ) variables Flächenträgheitsmoment

Δp ist dimensionslos auf den mittleren Kolbenringdruck p₀ bezogen.

M Momente

k Kolbenring Faktor

T nn-Matrix

I(φ) variables Flächenträgheitsmomente

E E-Modul

7 Literatur

[1] ENGLISCH, C.
Kolbenringe, Bd I und II. Wien Springer-Verlag 1958

[2] GINTSBURG, B. J.
Splitless-type Piston Rings
Russian Engineering Journal Volume XLV III Nr.7

-
- [3] MITTLER, R.; MIERBACH, A.; RICHARDSON, D.
Understanding the fundamentals of piston ring axial motion and twist and the effects on blow-by, ICES2009-76080
May 2009
- [4] MIERBACH, A.
Gasdynamik am Kolbenring, Technischer Bericht 81/E-0092
01.09.81
- [5] SHAPIRO, A. H.
Compressible Fluid Flow, Band I und II, John Wiley & Sons
New York 1953
- [6] SCHLICHTING, H.
Grenzschichttheorie
- [7] MIERBACH, A.
Berechnung der Radialdruckverteilung eines Kolbenringes
MTZ 55/2, 1994
- [8] WOSCHNI, G.; BENEDIKT, K.; ZEILINGER, K.
Untersuchung des Wärmetransportes zwischen Kolben, Kolbenringen und Zylinderbüchse
MTZ 59/9, 1998
- [9] MIERBACH, A.; DÜCK, G. E.; NEWMAN, B. A.
Heat Flow Through Piston Rings and Its Influence on Shape
SAE Technical Paper Series 831283
Milwaukee Wisconsin 1983
- [10] MITTLER, R.; MIERBACH, A.
Einfluss der Auslegung von Kolbenringen auf das Formfüllvermögen MTZ

