

MTZ

02 Februar 2014 | 75. Jahrgang

Sonderdruck/Offprint

aus/from MTZ 02|2014

Springer Vieweg

Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH

REIBUNGSREDUZIERUNG IM KOLBENSYSTEM BEI PKW-DIESELMOTOREN

FRICTION REDUCTION IN POWER CYLINDER SYSTEMS FOR PASSENGER CAR DIESEL ENGINES

Das Kolbensystem aus Kolbenringen, Kolben und Zylinderlaufbahn erzeugt bis zu 50 % der Reibung im Grundmotor und hat damit einen sehr großen Einfluss auf die Reibungsverluste. KSPG hat untersucht, wie die Reibungseigenschaften des Kolbensystems bei Dieselmotoren verbessert werden können.

AUTOREN



WOLFGANG HANKE

ist Fachreferent Kolbensysteme bei der KS Kolbenschmidt GmbH in Neckarsulm.



HAJIME ANDO

ist Assistant Senior Engineer bei der Nippon Piston Ring Co., Ltd in Saitama (Japan).



MATTHIAS FAHR

ist Leiter der Abteilung Kolbenentwicklung Pkw (EU) bei der KS Kolbenschmidt GmbH in Neckarsulm.



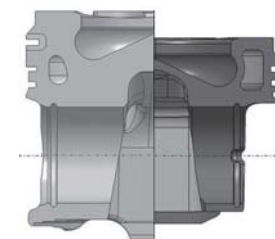
DR. MARCO VOIGT

ist Technischer Referent Simulation, Zentrale Entwicklung, bei der Kolbenschmidt-Pierburg AG in Neckarsulm.

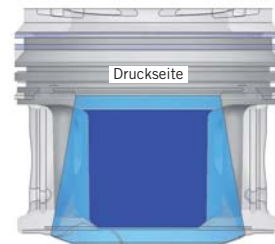
KOMPLEXES TRIBOLOGISCHES SYSTEM

Aufgrund der steigenden Leistungsdichte, in Verbindung mit den Anforderungen, die sich aus den niedrigen CO₂-Emissionen ergeben, steigen die tribologischen Beanspruchungen in Verbrennungsmotoren. Das Kolbensystem (PCS: Power Cylinder System), bestehend aus Kolbenringen, Kolben und Zylinderlaufbahn, nimmt in Bezug auf Verschleißbeständigkeit und Reibungsreduzierung eine zentrale Rolle ein. Alle Anstrengungen, die Reibung zu reduzieren, führen direkt zum PCS, da es bis zu 50 % der mechanischen Verluste des Grundmotors verursacht. Dieses komplexe tribologische System kann die steigenden Anforderungen in hochbelasteten Verbrennungsmotoren

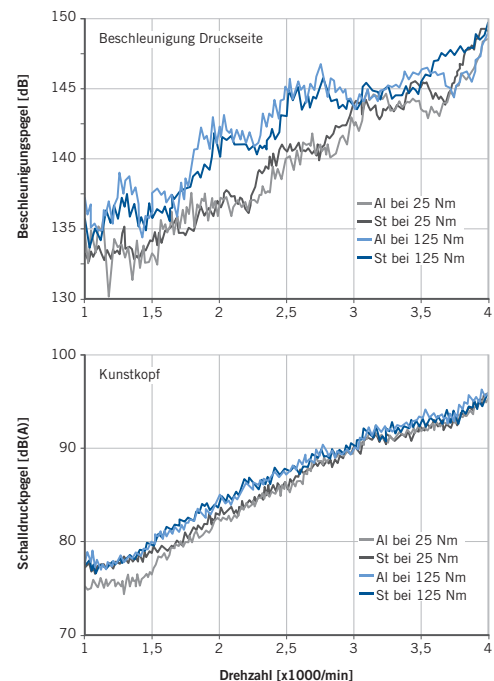
nur durch ständige Innovationen auf den Gebieten Material und Beschichtung, Simulation, Erprobung und Fertigungstechnologie erfüllen. Eine Reibungsreduzierung im Kolbensystem bedarf einer hochauflösenden Quantifizierung der Reibungsverluste, hierfür werden Simulationen für Auslegung und Reibungsoptimierung durchgeführt. Die Reduktion der Reibung wird erstmals für einen europäischen Pkw-Dieselmotor mit Direkteinspritzung in einem Einzylinder-Messmotor, der nach dem Floating-Liner-Prinzip arbeitet, nachgewiesen. Dieser ist auf die Abmessungen und Betriebsbedingungen eines 2,3-l-Dieselmotors mit Graugussblock für Pkw mit einer spezifischen Leistung von 61 kW/l angepasst. Die Überprüfung auf Geräusch (NVH), Blow-by und Ölverbrauch erfolgt am Vollmotor.



Aluminium Stahl



Aluminium Stahl

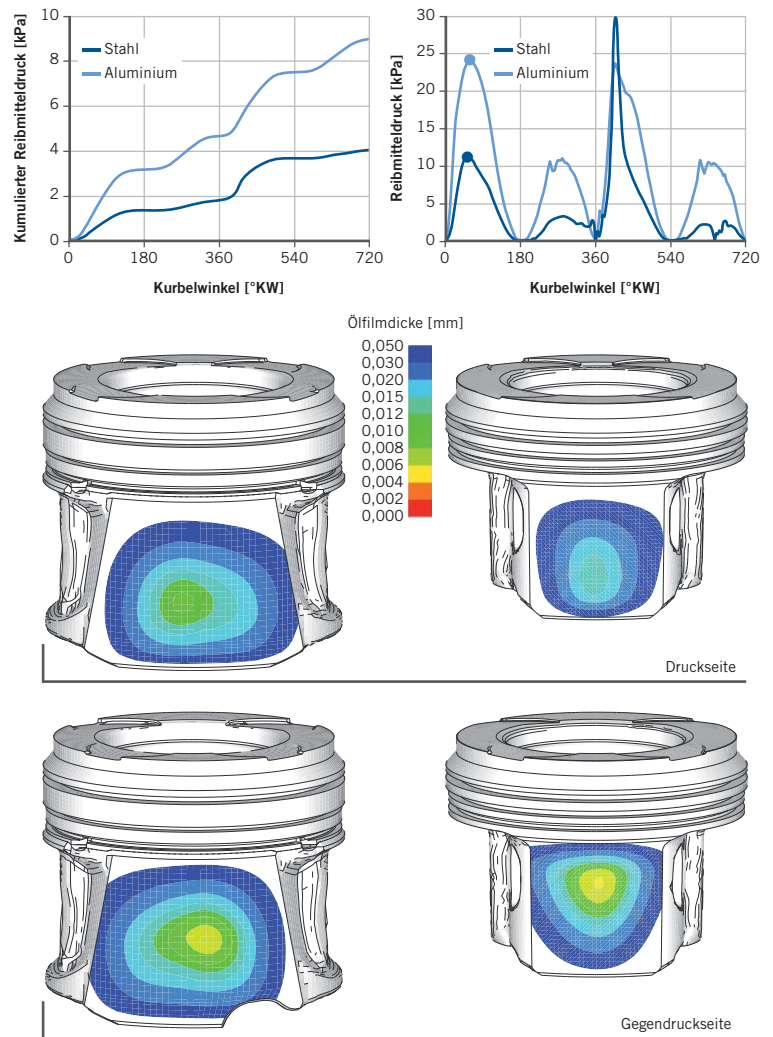


❶ Vergleich Aluminium- versus Stahlkolben: Unterschiede in der Kompressionshöhe und den Schaftkontaktflächen (links) und druckseitiger Beschleunigungspegel (Frequenzband 1-6 kHz) und Schalldruckpegel (SDP) für zwei Lastpunkte über der Drehzahl (rechts)

KOLBENKONSTRUKTION UND MOTORGERÄUSCH

Der Serien-Aluminiumkolben des Referenzmotors ist mit einem Kühlkanal, einem Ringträger und einem symmetrischen Schaftprofil ausgestattet. Beschichtet ist der Schaft mit einer Standardbeschichtung für geringe Reibung mit der Bezeichnung Lofriks. Das nominale Einbauspil (EBS) zwischen Kolben und Zylinderlaufbahn beträgt 0,085 mm. Für die Floating-Liner-Anwendung wurde die Feuersteggeometrie an die Zylinderkontur angepasst. Um das Potenzial des reibungsreduzierten Ringsatzes (Low Friction Standard: LFS) zu beurteilen, wurden die Nuthöhen adaptiert. Im nächsten Schritt stand das Reibleistungspotenzial des Kolbens im Vordergrund, der LFS-Ringsatz wurde beibehalten. In Kombination mit einer reibungsarmen Schaftbeschichtung der nächsten Generation, Nanofriks genannt, auf 0,1 mm vergrößertem EBS und reduziertem Rückfall im oberen und unteren Schaftbereich wurde eine erste reibungsarme Kolbengestaltung definiert und mit LF Al (Low Friction Aluminium) bezeichnet. Zusätzlich zu dieser Laufspielmodifikation am Kolbenschaft wurde ein asymmetrisches Makroplateauprofil mit einer Senke entwickelt.

Neben dem Aluminiumkolben wurde auch ein Stahlkolben für den Floating-Liner- und den Vollmotor konstruiert. Um einen Einfluss auf die Reibungsmessung durch unterschiedliche oszillierende Massen auszuschließen, wurde der Stahlkolben auf die gleiche Masse getrimmt. Im Vergleich zum Aluminiumkolben hat der Stahlkolben [1] eine geringe Kompressionshöhe, kompensiert durch ein längeres Pleuel, und eine deutlich reduzierte Schaftkontaktfläche, ❶ (links). Aufgrund von Bearbeitungseinschränkungen ist die minimale Nuthöhe bei Stahlkolben auf 2,0 mm begrenzt. Der Schaft des einteiligen Stahlkolbens mit seinem barrierefreien Kühlkanal und seiner geräuschoptimierten Schaftgestaltung ist ebenfalls mit Nanofriks beschichtet. Ein repräsentativer Auszug der umfangreichen Geräuschuntersuchung ist in ❶ (rechts) dargestellt. Der um den ZOT kurbelwinkelaufgelöst analysierte Körperschall weist bezüglich Geräuschcharakteristik keine nennenswerten Unterschiede bei den beiden Kolben-



❷ Ölfilmverteilung auf dem Kolbenschaft und Reibmitteldruck für den Aluminium- und Stahlkolben bei 1500/min, $p_{mi} = 400$ kPa

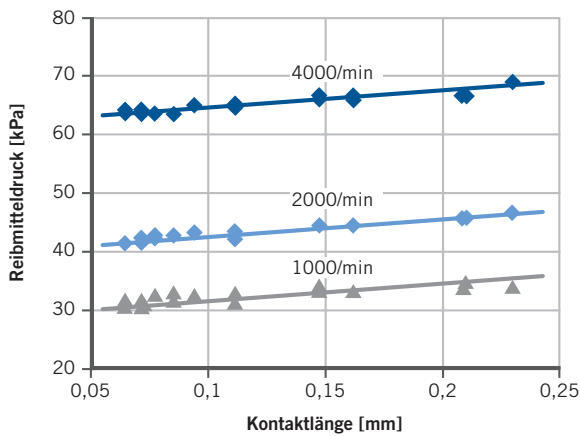
typen auf. Der für die Kundenakzeptanz wichtigere Luftschallpegel belegt diese Verhaltensweise.

REIBUNGSSIMULATION KOLBEN

Grundlage für die Berechnung der Reibungsverluste ist ein elasto-hydrodynamisches Kontaktmodell für die Bestimmung des Druckaufbaus im Ölfilm zwischen Kolbenschaft und Zylinderlaufbahn. Eingebunden in einen Mehrkörpersystem(MKS)-Algorithmus, berücksichtigt es die Axialbewegung des Kolbens im Zylinder sowie die kurbelwinkelabhängige Belastung durch Gas- und Massenkräfte. Die resultierende Reibkraft entsteht durch viskose Ölscherung und bei unzureichender Tragfähigkeit durch Mischreibung.

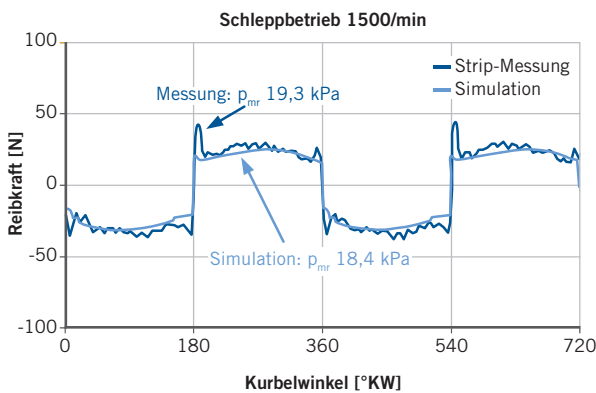
Für den untersuchten Betriebspunkt des Reibungsmessmotors erfolgt ein Ver-

gleich des Reibungsverhaltens von Aluminium- und Stahlkolben bei typischen Einbauspilen. Das zeitlich und örtlich veränderliche effektive Spiel bestimmt sich aus den thermischen und mechanischen Verformungen von Kolben und Zylinder, dem Einbauspil und dem Kolbenfeinprofil. Im Gegensatz zum Aluminiumkolben, der sich im warmen Zustand während des Arbeitsspiels in ausgeprägter Überdeckung im Zylinder bewegt, führen die unterschiedlichen thermischen Materialeigenschaften zu einer verringerten Seitenkraftbelastung des Stahlkolbens. Für die Reibungsverluste bedeutet dies eine Abnahme der Ölscherung beziehungsweise einen Anstieg der Ölfilmdicke, wie es in ❷ (unten) bei maximaler Axialgeschwindigkeit zu sehen ist. In Verbindung mit der kleineren ölbenetzten Schaftfläche sinkt der Reibmitteldruck um 55 %, von 9,0 kPa

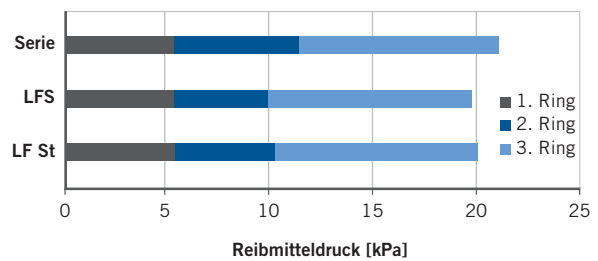
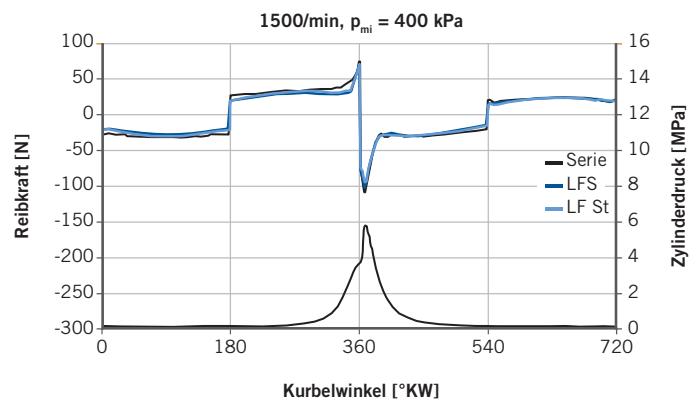


③ Zusammenhang Kontaktlänge und Reibung (links), technische Daten der reibungsreduzierten Ringfamilie (rechts, LFS: Low Friction Standard, LF St: Low Friction Steel)

	Serie	LFS	LF St
1. Nut			
Ringtyp			
h1 x a1 [mm]	2,5 x 3,1	2,0 x 2,9	2,0 x 2,9
s1 [mm]	0,31	0,31	0,31
Tangentialkraft [N]	13,1	10,0	10,0
Oberflächenbehandlung	Chrom-Keramik	PVD	PVD
2. Nut			
Ringtyp			
h1 x a1 [mm]	2,0 x 3,2	1,5 x 2,9	2,0 x 2,9
s1 [mm]	0,7	0,5	0,5
Tangentialkraft [N]	9,9	7,6	9,2
Oberflächenbehandlung	Mo Plasma	nitriert	nitriert
3. Nut			
Ringtyp			
h1 x a1 [mm]	2,0 x 3,2	2,0 x 2,75	2,0 x 2,75
s1 [mm]	0,38	0,25	0,25
Tangentialkraft [N]	30,0	20,0	20,0
Oberflächenbehandlung	Chrom	PVD	PVD
Gesamt-Tangentialkraft [N]	53,0	37,6	39,2



④ Validierung Ringsimulation im Schleppbetrieb (oben links) und Ringreibung im befeuerten Betrieb (oben rechts und unten)



für den Aluminiumkolben auf 4,0 kPa für den Stahlkolben, ② (oben). Das grundsätzlich niedrigere Niveau während der Aufwärtshübe ist eine Folge des dünneren Ölfilms auf der Zylinderlaufbahn. Ausgehend von diesem Berechnungsansatz lassen sich die Effekte der verwendeten Einbauspiel- und Feinprofilvarianten erfassen. Zudem können die Reibungsverluste in Anteile für den Kolben und die Kolbenringe separiert werden.

AUSLEGUNG KOLBENRINGFAMILIE

Kolbenringe müssen gleichzeitig vielfältige Leistungsanforderungen erfüllen, wie niedrige Reibung, geringen Verschleiß, hohe Fresssicherheit und gute Verträglichkeit mit dem Zylindermaterial. Für die Reibungsminderung ist die Verkleinerung der Kontaktlänge der Ringlauffläche der kritische Punkt, ③. Um die vollständige Dichtwirkung bei

Reduzierung der Tangentialkraft zu erhalten, ist der Kontaktdruck der Gleitfläche maßgeblich, und deshalb ist die Reduzierung der Kontaktfläche hier ein wirksames Mittel. In Dieselmotoren, die heutzutage hohe Anforderungen an die Lebensdauer haben, müssen Maßnahmen ergriffen werden, die verhindern, dass die benetzte Länge durch Verschleiß und damit die Reibung über die Laufzeit steigt. Unter Berücksich-

tigung dieser Punkte wurden die reibungsarmen Ringpakete LFS (Low Friction Standard) und LF St (Low Friction Steel), die in ③ dargestellt sind, konstruiert und ausgeführt.

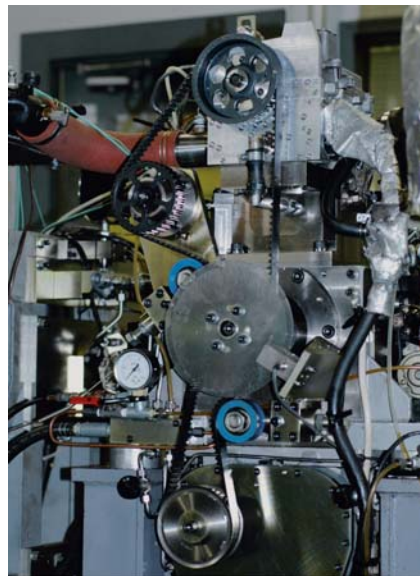
Wegen seiner hohen Flexibilität wurde Stahl als Material für die reibungsreduzierten Ringe ausgewählt. Die Höhe des Toprings beträgt $h_1 = 2,0$ mm. Der zweite Ring erhielt eine schlankere Gestalt mit $h_1 = 1,5$ mm für den Aluminiumkolben und $h_1 = 2,0$ mm für den Stahlkolben. Damit die Kontaktfläche lange konstant bleibt und nicht vorzeitig verschleißt, wurde der Ölabstreifring mit einer gestuften Lauffläche versehen. Die Lauffläche von Top- und Öling wurde für eine hohe Beständigkeit gegen Verschleiß bei niedriger Fressneigung mit PVD (physikalische Gasphasenabscheidung) beschichtet, die Lauffläche des zweiten Rings wurde nitriert.

REIBUNGSSIMULATION KOLBENRINGE

Der Nachweis der Reibungsminderung wurde durch Simulation der reibungsreduzierten Ringpakete mit dem Programm Exite PR von AVL geführt. Ein Schlüsselfaktor für die Belastbarkeit der Reibungsergebnisse dieser Software ist die Verwendung von Laufflächenprofilen eingelaufener Ringe für die Laufflächenmodellierung der Simulation.

Eine erste Überprüfung der Simulationsergebnisse erfolgte durch den Vergleich mit Messungen der Ringreibung bei geschlepptem Motor. Der später beschriebene Reibungsmessmotor nach Furuhashi wurde verwendet, um die Reibung des Kolbensystems ohne Zylinderkopf im angetriebenen Zustand zu messen. Der Reibkraftverlauf der Kolbenringe wurde im Strip-Verfahren ermittelt und mit der Simulation verglichen, ④ (links). Mit Ausnahme der Bereiche in den Totpunkten, die wegen der dort niedrigen Kolbengeschwindigkeit keinen Anteil am Reibmitteldruck p_{mr} haben, stimmen Simulation und Messung in jedem Hub gut überein. In der Auswertung ergeben sich nur geringe Abweichungen beim Reibmitteldruck, die die Simulationsergebnisse endgültig validieren. ④ (rechts) zeigt die Simulation im gefeuerten Betrieb unter diesen Randbedingungen.

Im Vergleich zu den Serienringen erlaubt das reibungsreduzierte Ringpaket



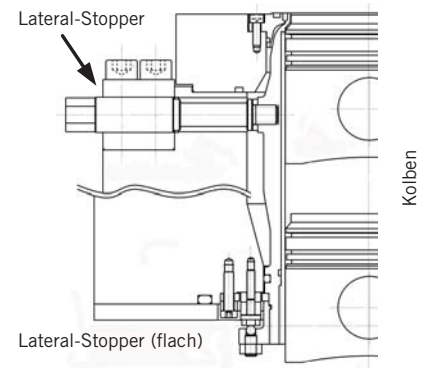
Motorbeschreibung	
Motortyp	Einzyl.-Dieselmotor DI TCI
Bohrung x Hub [mm]	85,0 x 101,3
Hubvolumen [cm³]	575
Verdichtungsverhältnis	18

⑤ Reibungsmessmotor nach dem Floating-Liner-Prinzip

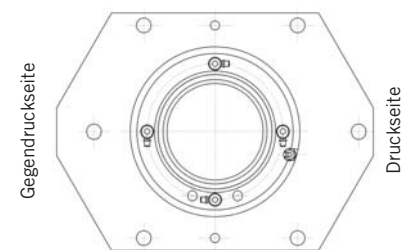
LFS eine Verringerung der Tangentialkraft um bis zu 15 N, was zu einem um 1,2 kPa gesenkten Reibmitteldruck führt. Aufgrund der Forderung nach einer Ringhöhe von $h_1 = 2,0$ mm für den zweiten Ring bei Stahlkolben erlaubt der Ringsatz LF St im Vergleich zur Serie eine Absenkung der Tangentialkraft um 13 N. Dies führt zu einer Reibungsreduzierung von 0,9 kPa. Die Simulation bestätigt die erwarteten Effekte in der Reibungsreduzierung der beiden Ringpakete.

REIBUNGSMESSMOTOR

Der Reibungsmessmotor, ⑤, der die axiale Zylinderkraft mit Druckkompensation nach dem Floating-Liner-Prinzip misst, wurde zur Reibungsmessung am PCS unter befeuerten Bedingungen verwendet. Ein Einzylinder-Dieselmotor mit Common-Rail-System bildet den Grundmotor. Das Reibungsmesssystem war ursprünglich vom Otto-Messmotor übernommen worden, musste aber wegen instabiler Phänomene im Reibkraftverlauf, die durch Kippbewegungen des



Position Aufnehmer (Ansicht von unten)



Zylinders hervorgerufen wurden, überarbeitet werden. Folgende Gegenmaßnahmen wurden am Messmotor umgesetzt:

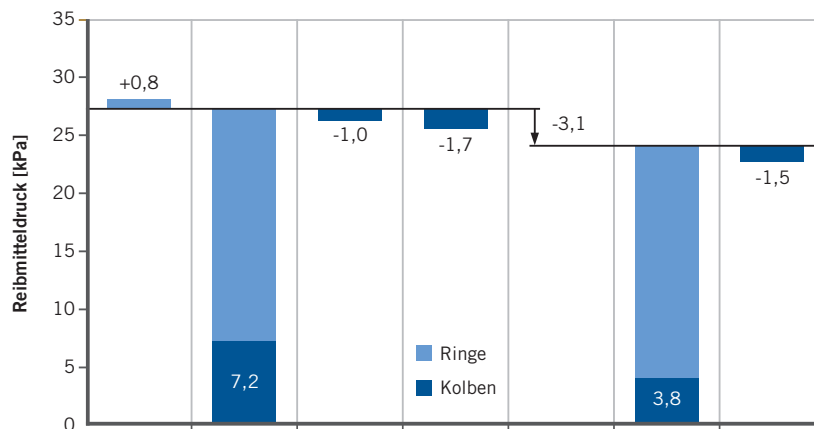
- : Es wurden Kraftsensoren an Front- und Steuerseite appliziert, zusätzlich zu den existierenden Messsonden an Druck- und Gegendruckseite.
- : Die oberen Lateralstopper wurden im Durchmesser von 14 auf 18 mm vergrößert.

Die Reibkraftverläufe in den vier Quadranten mit Seitenkraftstabilisierung zeigten eine deutlich verbesserte Stabilität. Die Reibkraftmessung wurde in dieser Konfiguration durchgeführt.

REIBUNGSMESSERGEBNISSE UND AUFTEILUNG AUF KOMPONENTEN

Da die Auswertung der Floating-Liner-Messung nur Reibmitteldruckergebnisse für das gesamte Kolbensystem liefert, wurden für die Aufteilung der Reibung auf die Komponenten die Simulationsergebnisse für die identischen Betriebsbedingungen (1500/min, $p_{mi} = 400$ kPa) verwendet. Die Ergebnisse des Reibungs-

Ringsatz Kolben Einbauspil	Serie Serie 85 µm	LFS LF Al + Plateau 100 µm	LF St Stahl 60 µm	110 µm
----------------------------------	-------------------------	-------------------------------------	-------------------------	--------



	Δp_{mr}	$\Delta p_{mr, Komp.}$	$\Delta p_{mr, PCS}$
Ringsatz LFS	- 0,8 kPa	- 4 %	
Kolben LF Al 100 µm	- 1,0 kPa	- 14 %	
PCS LF Al	- 1,8 kPa		- 6 %
LF Al Plateau 100 µm	- 1,7 kPa	- 24 %	
Kolben St 60 µm	- 3,4 kPa	- 47 %	
PCS LF St	- 3,9 kPa		- 14 %
Kolben St 110 µm	- 4,6 kPa	- 64 %	

6 Reibungsergebnisse mit dem Floating-Liner-Motor bei 1500/min, $p_{mi} = 400$ kPa und Komponentenreibung

messmotors sind im 6 dargestellt. Die Reibmitteldrücke an Dieselmotoren mit Direkteinspritzung sind höher als bei Ottomotoren [2, 3]. Grund sind größere Mischreibungsanteile infolge höheren Zylinderspitzen drucks und niedrigerer Drehzahl. Der Beitrag des Ringsatzes LFS im Vergleich zu den bereits reibungsoptimierten Serienringen beträgt $\Delta p_{mr} = -0,8$ kPa. Dieser Vorteil basiert auf dem optimierten und mit PVD stabilisierten Toppingprofil und auf der Ausle-

gung des zweiten Rings. Der Beitrag des Kolbens LF Al zur Reibungsreduktion im Vergleich zur Serie ist -1,0 kPa, was durch vergrößertes Spiel, ein optimiertes Schaftprofil und die Schaftbeschichtung mit Nanofriks begründet ist. Der Kolben LF Al mit Plateauprofil zeigt einen Reibungsvorteil von $\Delta p_{mr} = -1,7$ kPa.

Der Stahlkolben mit angepasstem Ringsatz LF St zeigt eine Reduzierung von 3,1 kPa im Vergleich zum Serienkolben mit LFS-Ringen, ein Ergebnis redu-

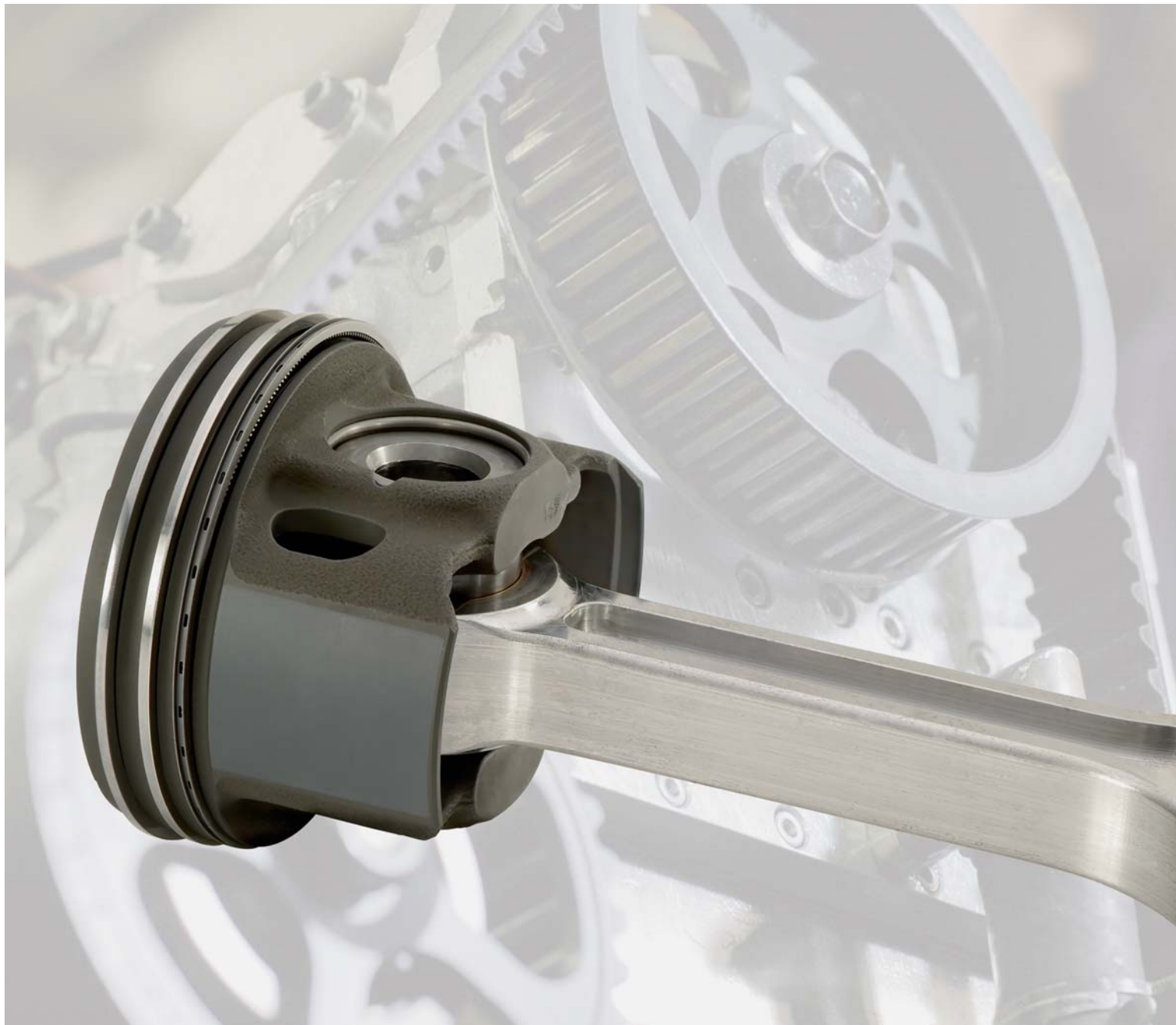
zierter Überdeckungskräfte, verkleinerter Schaftfläche, Nanofriks-Beschichtung und vergrößerter Pleuellänge. Eine zusätzliche Verringerung von -1,5 kPa auf -64 % der Komponentenreibung ist für Stahlkolben bei 110 µm Einbauspil erreichbar.

ZUSAMMENFASSUNG

Reibungsarme Kolbensysteme (PCS) wurden für hocheffiziente Pkw-Dieselmotoren mit Kolben aus Aluminium (Al) und Stahl (St) entwickelt. Die Reibungsreduzierung des Kolbensystems LF Al, das aus reibungsarmen PVD-Ringen und optimierten Aluminiumkolben besteht, wurde in Simulationen und im Floating-Liner-Motor nachgewiesen. Die Reduzierung beträgt -6,4 % $p_{mr, PCS}$ bei 1500/min. Weitere Reduzierungen von -2,5 % $p_{mr, PCS}$ können erreicht werden, wenn ein Plateauprofil verwendet wird. Das reibungsarme Kolbensystem mit Stahlkolben erreicht im Vergleich zur Serie auf gleichem NVH-Niveau eine Reibungsreduzierung von -13,9 % $p_{mr, PCS}$. Weiteres Reduzierungspotenzial auf -64 % der Komponentenreibung ergibt sich beim Stahlkolben durch ein vergrößertes Einbauspil, das mit den Geräuschanforderungen der jeweiligen Anwendung ausbalanciert werden muss.

LITERATURHINWEISE

- [1] Ottliczky, E.; Voigt, M.; Weimar, H.-J.; Weiss, E.: Stahlkolben für Pkw-Dieselmotoren. In: MTZ 71 (2011), Nr. 10
- [2] Hanke, W.; Buschbeck, R.; Letourneau, S.; Sinclair, D. et al.: Power Cylinder System Friction and Weight Optimization in High Performance Gasoline Engines. SAE 2009-01-1958
- [3] Hanke, W.; Fahr, M.; Rehl, A.; Voigt, M.; Ando, H.: Friction Reduction in Power Cylinder Systems for Downsize Gasoline Engines with Modern Surface Technologies of Aluminum Crankcases. SAE 2012-01-1332



FRICITION REDUCTION IN POWER CYLINDER SYSTEMS FOR PASSENGER CAR DIESEL ENGINES

The piston system, consisting of the piston rings, the piston and the cylinder running surface, generates up to 50 % of the friction in a base engine, and therefore has a major influence on friction losses. KSPG has examined how the friction properties of the piston system in diesel engines can be improved.

AUTHORS

**WOLFGANG HANKE**

is Technical Specialist Piston Systems at the KS Kolbenschmidt GmbH in Neckarsulm (Germany).

**HAJIME ANDO**

is Assistant Senior Engineer at the Nippon Piston Ring Co., Ltd in Saitama (Japan).

**MATTHIAS FAHR**

is Senior Manager Piston Development Passenger Cars (EU) at the KS Kolbenschmidt GmbH in Neckarsulm (Germany).

**DR. MARCO VOIGT**

is Staff Engineer Simulation, Central Development, at the Kolbenschmidt-Pierburg AG in Neckarsulm (Germany).

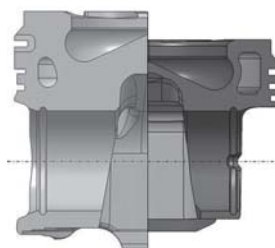
COMPLEX TRIBOLOGICAL SYSTEM

Due to increasing specific power density in combination with the requirement for reduced fuel consumption and emissions, the tribological demands on the internal combustion engine are expanding. The power cylinder system (PCS), consisting of piston rings, pistons and cylinder surfaces, plays a central role here in terms of wear resistance and friction reduction. The desire to minimise friction in the basic engine leads directly to the PCS, which accounts for a significant amount of engine friction. This complex tribological system can meet the increasingly stringent requirements imposed on heavily stressed internal combustion engines only through continuous research and development in the fields of materials and coatings, simulation, testing and production technology. Of course, reducing friction in any system requires high-precision quantification of friction losses. Therefore simulation tools are used for layout and fric-

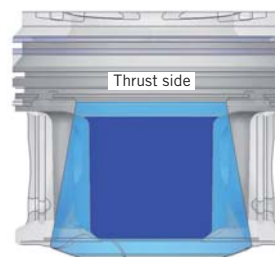
tion optimisation. As a novelty for a European PC diesel engine with direct injection, the friction reduction is verified using the so-called floating liner research engine with adjusted dimensions and operating conditions according to the 2.3-l TCI engine with specific power of 61 kW/l having a CI crankcase. Tests on NVH, blow-by and oil consumption are conducted on the entire engine.

PISTON DESIGN AND ENGINE NOISE

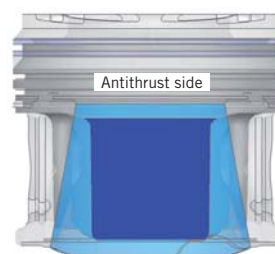
The series aluminium (Al) piston of the reference engine has a cooling gallery, ring carrier and a symmetrical skirt profile with the standard low friction coating called Lofriks. The nominal assembly clearance of piston to liner is 0.085 mm. For the floating liner application the top land geometry was adjusted to the liner contour. To evaluate the friction reduction potential of the low friction ring set LFS (Low Friction Standard) only the ring groove heights were adapted. In a



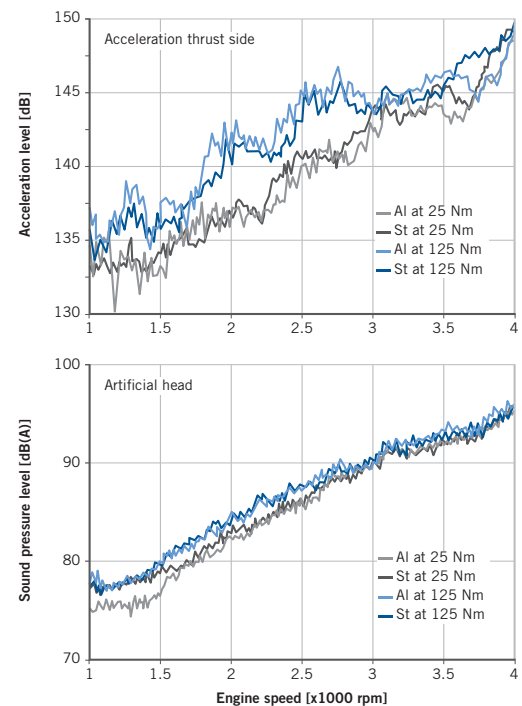
Aluminium Steel



Aluminium Steel



Antithrust side



❶ Comparison of Al piston versus steel piston design: differences in compression height and skirt contact areas (left) and thrust side acceleration level (frequency 1 to 6 kHz) and artificial head sound pressure level for two load conditions over engine speed (right)

next step the friction reduction potential of the piston was in focus keeping LFS ring set. Combined with the next generation low friction skirt coating called Nanofriks, increased assembly clearance to 0.1 mm and reduced drop in the upper and lower skirt area a first low friction piston design was defined (LF Al). In addition to the skirt profile modification an asymmetrical macro plateau profile with one depression was developed.

Beside the Al piston a steel (St) piston was also designed for floating liner and entire engine. To avoid any influence of different oscillating mass on friction measurement, the steel piston module was trimmed to identical mass. Compared to the Al PCS the steel piston [1] is characterised by a small compression height compensated by increased conrod length and remarkable reduced skirt contact area, ❶ (left). Due to machining limitations minimum groove heights for steel PC pistons are 2.0 mm. The skirt of the single piece steel piston with its barrier-free cooling gallery design and NVH optimised skirt design is also coated with Nanofriks. Abstract of the substantial NVH analysis are representatively illustrated in ❶ (right). The around firing TDC crank angle related analysed structure-borne noise level does not point out any considerable differences in the NVH characteristic for both piston types. For customer acceptance more relevant airborne noise level confirms this behaviour.

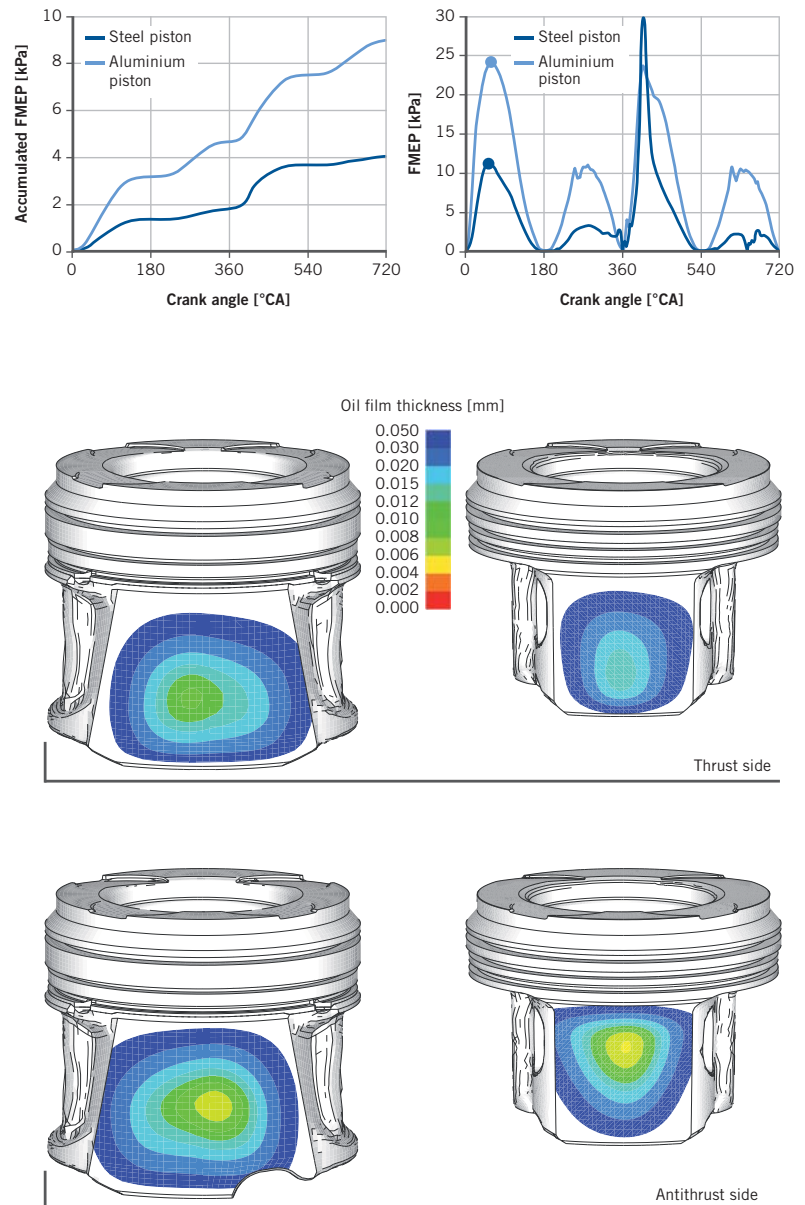
PISTON FRICTION SIMULATION

The computation of the frictional power loss uses an elasto-hydrodynamic contact model for the analysis of the pressure built-up in the oil film between piston skirt and cylinder. Integrated into a superior multi body system it takes into account the axial motion of the piston relative to the cylinder and the crank angle related loading by gas and mass forces. The resulting friction force is caused by viscous shear stress and – in the case of insufficient load capacity – by boundary friction.

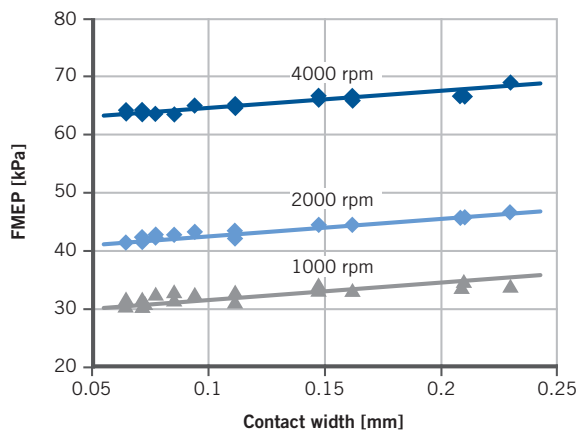
For the observed load condition of the floating liner engine at 1500 rpm and 400 kPa IMEP the frictional behaviour of an aluminium and steel piston is compared at typical assembly clearance conditions. The temporally and locally changing effective clearance is a result of the

cylinder bore distortion due to thermal and assembly load, the assembly clearance, the thermal deformation of the piston, and the piston skirt profile. Opposite to the aluminium piston, which operates at hot conditions with a significant interference fit between skirt and cylinder during the combustion cycle, the different thermal material properties of the steel piston lead to a reduced side force load on thrust and antithrust side. With respect to the frictional power loss the oil film thickness increases due to the decreased oil film pressure, as it is shown in ❷ (bot-

tom) for the middle stroke phase with maximum axial velocity. In connection with the minimised area of the oil wetted piston skirt the accumulated frictional mean effective pressure FMEP decreases by -55 % from 9.0 kPa for the aluminium piston to 4.0 kPa for the steel piston, ❷ (top). In general the lower level during the upward strokes is caused by a thinner oil film on the cylinder surface. Based on this simulation approach the effects of realised assembly clearances and piston skirt profiles on the frictional power loss are investigated for the friction component split.

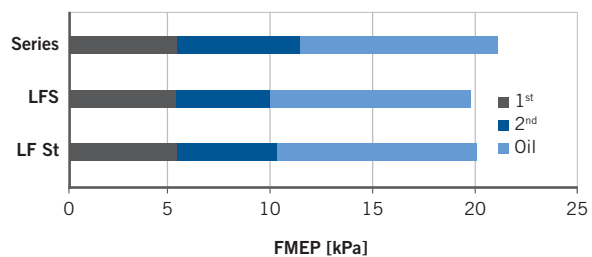
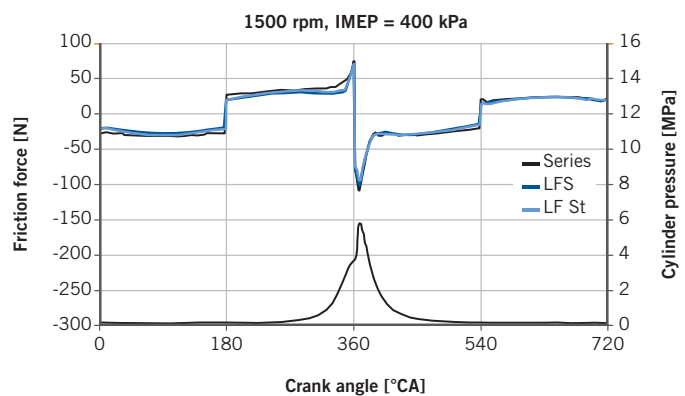
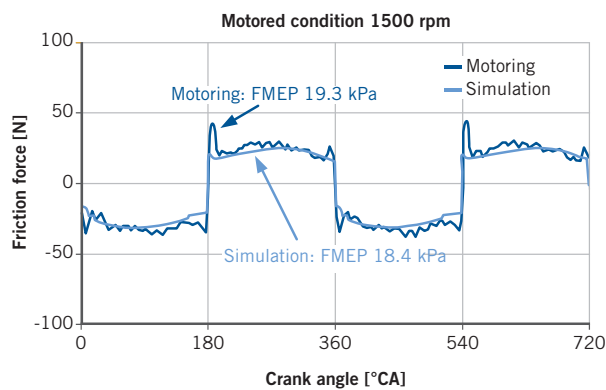


❷ Oil film distribution at piston skirt and frictional mean effective pressure FMEP for aluminium and steel pistons at 1500 rpm, IMEP = 400 kPa



③ Relationship between ring contact width and friction (left) and ring family design (right, LFS: Low Friction Standard, LF St: Low Friction Steel)

	Series ring package	LFS	LF St
Top ring			
Type	HKBA	BA IF	BA IF
h1 x a1 [mm]	2.5 x 3.1	2.0 x 2.9	2.0 x 2.9
s1 [mm]	0.31	0.31	0.31
Ft [N]	13.1	10.0	10.0
Outer periphery	Chrome ceramic	PVD	PVD
Second ring			
Type	M IFU	M IFU	M IFU
h1 x a1 [mm]	2.0 x 3.2	1.5 x 2.9	2.0 x 2.9
s1 [mm]	0.7	0.5	0.5
Ft [N]	9.9	7.6	9.2
Outer periphery	Mo sprayed	Nitride	Nitride
Oil control ring			
Type	DSF	DSF	DSF
h1 x a1 [mm]	2.0 x 3.2	2.0 x 2.75	2.0 x 2.75
s1 [mm]	0.38	0.25	0.25
Ft [N]	30.0	20.0	20.0
Outer periphery	Chrome	PVD	PVD
Total Ft [N]	53.0	37.6	39.2



④ Validation of ring simulation at motoring condition (left) and results in firing condition (right)

RING FAMILY DESIGN

Piston rings must simultaneously fulfill multiple performance requirements, such as low friction, wear and scuffing resistance, and good compatibility to mated liner material. In particular, minimising the contact width of the ring peripheral surface is the most critical point when reducing the friction, ③. In order to maintain the proper sealing per-

formance that is inherently required for rings when also reducing the ring tangential force, the sliding surface contact pressure of the ring with respect to the cylinder is critical, and therefore minimising the contact width is effective. However, in diesel engines, which have normally higher durability requirements, measures must be taken to prevent increase of the contact width caused by deterioration over time. Taking the above

into consideration, low friction ring packages LFS (Low Friction Standard) and LF St (Low Friction Steel) listed on ③ were designed and prepared.

For the LF piston ring material, steel, which features a high flexibility in terms of ring type, has been selected. The width of the top ring was applied with $h1 = 2.0$ mm. Similarly, for the second ring, narrower design using $h1 = 1.5$ mm for aluminium pistons, and $h1 = 2.0$ mm

for steel pistons, were prepared. In addition, for the design of the oil ring, a stepped peripheral shape was selected, because it's a robust design against the change in the contact width by wear over time. For the ring surface coating, the top and oil ring were coated with PVD, one of a good solution for the wear and scuffing resistance, and nitriding were selected for the second ring periphery.

RING FRICTION SIMULATION

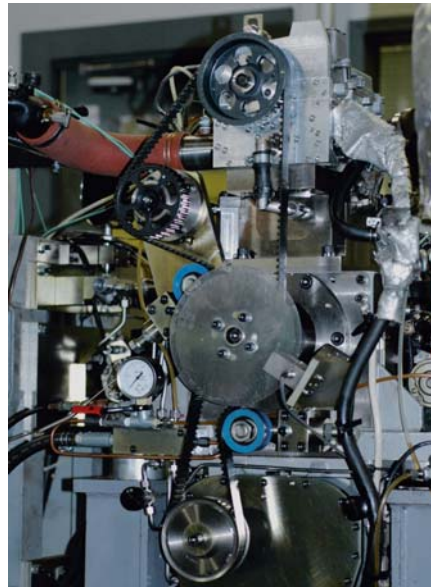
The effectiveness of friction reduction was evaluated by simulating the low friction ring packages using the Exite PR software made by AVL. Calculations were performed using a model of the ring peripheral surface geometry, one of the key factors in the use of this tool, which was created based on sliding surface profile results from actual engine tests.

First, the necessary verification of the validity of the ring simulation was carried out by comparing the results from the evaluation of ring friction in motoring with the results of a simulation of that evaluation. A floating liner friction measurement device, introduced in a later section, was used for the motoring evaluation to take measurements with the cylinder heads open. The results are shown in ④ (left). Despite minor differences in the spikes at each dead centre position, the shape of the friction waveform is very similar for each stroke. In addition, there are no significant differences in FMEP, which confirms the overall validity of the currently set calculation conditions. ④ (right) shows the ring simulation result performed with those conditions.

Compared to series rings, the LFS low friction ring package for aluminium pistons makes a tangential force reduction of up to 15 N possible, with an anticipated friction reduction effect of approximately 1.2 kPa for FMEP. Although it has slightly higher results than the LFS package, the LF St low friction ring package for steel pistons allows for an approximately 13 N tension reduction compared to series pistons, and, for FMEP, exhibits a friction reduction of approximately 0.9 kPa. The simulation confirmed effects of friction reduction for both low friction ring packages.

FLOATING LINER ENGINE

The floating liner friction measurement device shown in ⑤ was used to measure



Engine specification	
Engine type	Single cyl. TCI diesel engine
Bore x stroke [mm]	85.0 x 101.3
Displacement [cm ³]	575
Compression ratio	18

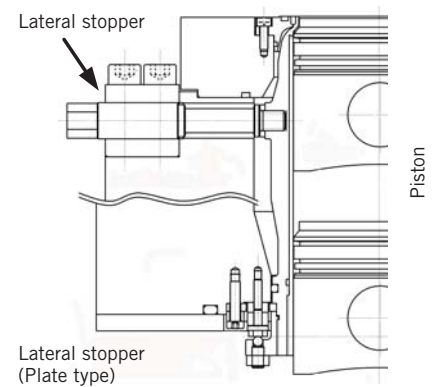
⑤ Floating liner type friction detector

friction at firing condition. A common-rail single cylinder diesel engine served as the base engine. Measurement system and layout are based on the gasoline floating liner device, however there was found unstable phenomena in the friction diagrams which is caused by excessive cylinder tilting angular deflection in this original setup. Consequently following countermeasures were taken to the measurement device:

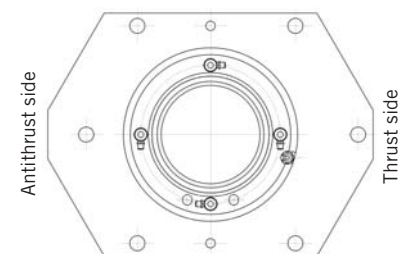
- : Load cells were placed not only at the existent thrust and antithrust positions, but also at the front and rear positions.
 - : Lateral upper rods were reinforced from a diameter of 14.0 mm to 18.0 mm.
- Accordingly the friction diagram, improved and reinforced four direction resultant was more stable than a diagram of the former bidirectional resultant, and measurements were undertaken using this device.

FRICTION MEASUREMENT RESULTS & COMPONENT SPLIT

As the floating liner engine enables only FMEP results for a complete PCS, the component friction simulation results



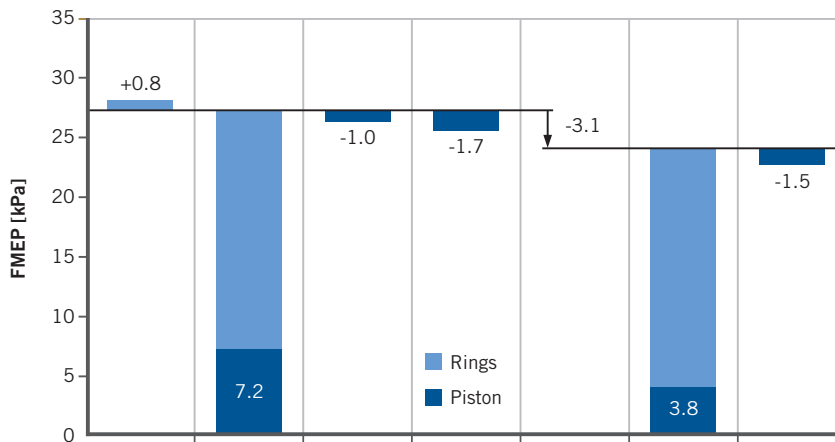
Pickup layout (see from the bottom side)



for the identical operation conditions (1500 rpm, 400 kPa IMEP) are used to determine the absolute friction contribution of the PCS components. The floating liner results are displayed in ⑥. Due to the higher peak cylinder pressure of the direct injection diesel engine and the reduced engine speed which cause a higher amount of boundary friction, the friction of the PCS at part load is higher than at reported gasoline engines [2, 3]. The contribution of the ring set LFS in relation to the already optimised serial ring set is 0.8 kPa. This advantage has its roots in the optimised and constant topring barrel face over time with PVD coating and the layout of the second ring. The LF Al piston in relation to series is -1.0 kPa, which is caused by increased clearance, an optimised skirt profile and Nanofriks coating. The piston LF Al with plateau skirt profile shows an FMEP advantage of -1.7 kPa.

The application of a steel piston with adequate ring set LF St gives an effect of 3.1 kPa in relation to the series piston with LFS rings, which is the result of reduced overlapping forces, reduced skirt contact area, Nanofriks

Ring set Piston Clearance	Series	LFS		LF St	
	Series 85 μm	LF Al 100 μm	+ Plateau 100 μm	Steel 60 μm	110 μm



	ΔFMEP	$\Delta\text{FMEP}_{\text{Comp.}}$	$\Delta\text{FMEP}_{\text{PCS}}$
Ring set LFS	- 0.8 kPa	- 4 %	
Piston LF Al 100 μm	- 1.0 kPa	- 14 %	
PCS LF Al	- 1.8 kPa		- 6 %
LF Al Plateau 100 μm	- 1.7 kPa	- 24 %	
Piston St 60 μm	- 3.4 kPa	- 47 %	
PCS LF St	- 3.9 kPa		- 14 %
Piston St 110 μm	- 4.6 kPa	- 64 %	

6 FMEP results of floating liner engine at 1500 rpm, IMEP 400 kPa and component friction effects

coating and increased conrod length. An additional advantage of -1.5 kPa to -64 % component friction is achievable for steel pistons with an assembly clearance of 110 μm .

CONCLUSIONS

For high efficient PC diesel engines, low friction PCS have been developed in Al and in steel piston layout. The low friction approach of the PCS LF Al consisting of LF PVD rings and LF Al piston is

proven with -6.4 % FMEP_{PCS} in floating liner measurement and in simulation at the operating condition 1500 rpm and IMEP 400 kPa. Additional 2.5 % FMEP_{PCS} could be achieved with a plateau skirt profile. The PCS LF St shows a friction reduction of 13.9 % FMEP_{PCS} at a NVH level comparable to the series engine with Al pistons. An additional potential for the steel piston down to -64 % in piston friction due to increased assembly clearance needs to be balanced to the NVH requirements of the specific application.

REFERENCES

- [1] Ottliczky, E.; Voigt, M.; Weimar, H.-J.; Weiss, E.: Stahlkolben für Pkw-Dieselmotoren. In: MTZ 71 (2011), No. 10
- [2] Hanke, W.; Buschbeck, R.; Letourneau, S.; Sinclair, D. et al.: Power Cylinder System Friction and Weight Optimization in High Performance Gasoline Engines. SAE 2009-01-1958
- [3] Hanke, W.; Fahr, M.; Rehl, A.; Voigt, M.; Ando, H.: Friction Reduction in Power Cylinder Systems for Downsize Gasoline Engines with Modern Surface Technologies of Aluminum Crankcases. SAE 2012-01-1332