



Doctoral Thesis

Kolbenringschmierung und -verschleiss

Author(s):

Hannoschöck, Nikolaus

Publication Date:

1984

Permanent Link:

<https://doi.org/10.3929/ethz-a-000340427> →

Rights / License:

[In Copyright - Non-Commercial Use Permitted](#) →

This page was generated automatically upon download from the [ETH Zurich Research Collection](#). For more information please consult the [Terms of use](#).

Diss. ETH 7635

Kolbenringschmierung und -Verschleiss

ABHANDLUNG

zur Erlangung
des Titels eines Doktors der Technischen Wissenschaften
der
EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE ZÜRICH

vorgelegt von
NIKOLAUS HANNOSCHÖCK
Dipl. Masch.-Ing. ETH
geboren am 10. Juni 1954
von Düsseldorf (Bundesrepublik Deutschland)

Angenommen auf Antrag von
Prof. M. BERTHOLD, Referent
Prof. Dr. M. K. EBERLE, Korreferent

Zusammenfassung:

Kolbenringe verursachen in Verbrennungsmotoren einen grossen Teil der mechanischen Verluste. Der Verschleiss der Gleitpaarung Kolbenring und Zylinderbüchse bestimmt weitgehend das Revisionsintervall eines Motors.

Diese Arbeit befasst sich mit der Kolbenringschmierung und dem Verschleiss seiner Gleitfläche. Es wird ein Modell entwickelt, das die Wechselwirkung zwischen der Kinematik des Kolbenringes, der Hydrodynamik des Schmierfilms und dem Gleitflächenverschleiss berücksichtigt. Diese Gesichtspunkte dürfen nicht isoliert betrachtet werden. Das Modell soll eine detaillierte Analyse des Kolbenringverhaltens ermöglichen.

Die Untersuchung geht von der Mechanik des Kolbenringes aus. An dem Ring, der in seiner Nute liegt, greifen Kräfte an, die durch die Gasdrücke, durch die Kolbenbewegung (Trägheit) und durch die Eigenspannung hervorgerufen werden. Ausserdem wirken die Reaktionen an den Auflagepunkten. Es werden rotationssymmetrische Verhältnisse vorausgesetzt, und es wird angenommen, dass die Flanken der Kolbenringnuten bombiert sind. Die Geometrie der verschlissenen Kolbenringgleitfläche und die Gasdrücke, die in den Räumen zwischen den Ringen wirken, sind aus Messungen bekannt.

Die Hydrodynamik geht über die Tragkraft des Schmierfilms in das radiale Gleichgewicht ein. Die Reibungskomponenten der Auflagekraft an den Nutenflanken und an der Lauffläche des Ringes sind verhältnismässig klein und können vernachlässigt werden. Daher kann das radiale Gleichgewicht unabhängig von denen in axialer und in tangentialer Richtung untersucht werden. Aus den Gleichgewichtsbedingungen und der Geometrie von Ringquerschnitt und Nute folgen die axiale Bewegung und die Verdrehung (Twist) des Ringes um die tangential Achse.

Die Theorie von *Reynolds* beschreibt den Druckverlauf in einem hydrodynamisch geschmierten Lager. Die Dicke des Schmierfilms folgt aus der Anpressung des Ringes an die Zylinderbüchse. Die Scherspannungen, die im Schmierfilm auftreten und welche die Reibungsverluste verursachen, sind durch den Ansatz von *Newton* gegeben.

Wenn die hydrodynamische Schmierfilmdicke die kombinierte Rauigkeit der beiden Gleitflächen unterschreitet, tritt Mischreibung und Verschleiss auf. *Archard* gibt eine Gleichung an, die das verschlissene Materialvolumen einer Oberfläche auf den Gleitweg bezieht und in Funktion des Flächendruckes und der Härte der betrachteten Oberfläche ausdrückt. *Fleischer* berichtet von der spezifischen Energie, die für den Verschleiss eines bestimmten Materialvolumens benötigt wird. Nach der Diskussion beider Ansätze wird der Verschleiss der Kolbenringgleitfläche bestimmt.

Das mechanische Verhalten des Ringes wird durch die Geometrie der Nutenflanke bestimmt. Sie beeinflusst die Verdrehung des Ringquerschnittes wesentlich. Die

Auswertungen zeigen, wann es zu axialem und zu radialem Ringflattern kommt. Ringe in Nuten, die nach innen geweitet sind, neigen vermehrt zu axialem Flattern. Ein ähnliches Verhalten zeigen Ringe mit niedriger axialer Höhe.

Grosse Verdrehungen des Ringquerschnittes haben eine negative Wirkung auf die Hydrodynamik des Schmierfilmes. Sie sind für die intensive Mischreibung und den entsprechenden Verschleiss, die während des Expansionshubes auftreten, verantwortlich. Das Berechnungsmodell vermag die Änderung der Gleitflächeengeometrie durch Verschleiss zu erklären. Die Intensität und der Ort der Abnutzung sind stark vom Twistwinkel und damit von der Geometrie der Nute und des Ringes abhängig. Für die Beispiele, die im Rahmen dieser Arbeit untersucht worden sind, variiert die Verschleissintensität über die (axiale) Länge der Gleitfläche. Daher verändert das Gleitprofil mit der Zeit seine Form.

Die Wahl härterer Werkstoffe für die Gleitflächen ist nur bedingt geeignet, den Verschleiss zu mindern. Die Verschleisspartikel dieser Oberflächen können stark abrasiv wirken, so dass eine härtere Oberfläche zu einem erhöhten Verschleiss führen kann.

Eine Erhöhung der Viskosität des Schmiermittels im Bereich des oberen Totpunktes führt zu einer Verbesserung des Schmierungs- und Verschleissverhaltens. Besonders wichtig ist eine sorgfältige Gestaltung der Nuten- und Ringflanken. Ihre Geometrie soll sich im Betrieb nicht ändern, damit die Verdrehung des Ringquerschnittes durch äussere Kräfte klein bleibt.

Abstract:

Piston rings of internal combustion engines are a major contributor to friction losses. The wear of the rings and of the cylinder liner substantially determines the time between overhaul.

This investigation deals with piston ring lubrication and with the wear of the sliding surfaces. The purpose of this investigation is to develop a model which describes the interaction between piston ring kinematics, hydrodynamics of the lubrication film and the wear of the sliding surfaces. These effects cannot be analysed isolated. The model as proposed is expected to simulate the piston ring behaviour realistically.

The analysis is fundamentally based on piston ring dynamics. Forces due to gas pressure, inertia and elasticity, as well as the reactions at the supporting points are acting on the ring. Rotational symmetry and cambered groove profiles are assumed. The geometry of the worn ring sliding profile have been measured, and the gas pressures acting on the ring have been taken from experiments.

The balance of forces in radial direction is determined by the load capacity of the lubrication film. Friction forces of the ring moving in the groove in radial direction as well as the friction forces of the ring sliding in the cylinder liner are comparatively small and are therefore neglected. Thus, the balance in radial direction can be determined independent of the axial equilibrium. Axial movement and ring tilt are derived from the condition of equilibrium and the geometry of the ring section and the groove.

Reynolds theory describes the pressure distribution in a hydrodynamically lubricated bearing. The oil film thickness is given by the load acting on the lubrication film. The shear stresses within the lubrication film causing friction losses can be calculated by *Newton's Law*.

If the hydrodynamic oil film thickness becomes smaller than the combined roughness of both sliding surfaces metallic contact and, thus, wear will occur. *Archard* formulates an expression for the volume of material worn from a surface as a function of the load acting on the sliding surface, the surface penetration hardness and of the sliding distance. *Fleischer* reports about the specific energy which is necessary to wear a certain volume of material. After discussing both statements the wear of the sliding surface is derived.

The geometry of the groove profiles determines the mechanical behaviour of piston rings. The ring tilt is strongly effected by this geometry. The investigation indicates the condition for radial and axial ring flutter. Grooves widening towards their bottom have a stronger tendency to axial ring flutter. Rings with small axial groove clearance demonstrate similar characteristics.

Excessive ring tilt diminishes the range of the hydrodynamic oil film. It causes metallic contact and subsequent wear during the expansion stroke. The analysis explains the range of the ring surface geometry by wear, which is a function of the groove and the ring. For the cases investigated in this study the wear of the sliding surfaces is uneven across the axial ring height. Therefore the shape of the ring profile changes with time.

The choice of harder metals does not always, as might be expected, reduce the wear. Hard particles taken off this surface by wear are rather abrasive causing higher wear. Higher lubricant viscosities in the area of top dead centre improve lubrication and wear characteristics. Further, a careful design of the groove and the ring profiles is essential. In operation their geometry should remain unchanged in order to maintain a low twist of the rings by external forces after extended engine operation.