

Die Abhängigkeit der Lagerbelastbarkeit von der Lagerbauform.

Von Ing. Buske, BMW, Berlin - Spandau.

Es ist bekannt, daß die Ergebnisse von Lagerversuchen, die auf einer bestimmten Lagerprüfmaschine gewonnen wurden, meist nicht mit den Versuchsergebnissen anderer Lagerprüfmaschinen in Übereinstimmung gebracht werden können. An einigen Beispielen wird der Grund der unterschiedlichen Belastbarkeiten verschiedener Lagerbauformen mit verschiedenen Grundformen, Breitenverhältnissen und Nachgiebigkeiten gezeigt. Aus den hierbei abgeleiteten Gesetzmäßigkeiten wird eine Lagereinheitsform entwickelt, die eine Übertragung von Versuchsergebnissen von einer Prüfmaschine auf die andere gestattet. Gleichzeitig wird ein Einblick in die Belastbarkeit von Schmierfilmen gegeben und ein Eindruck von der Beanspruchung eines Ölfilmes vermittelt.

Zur Untersuchung der Zusammenhänge zwischen Ölfilm-druckverteilung und Lagerform wurden Temperatur- und Ölfilm-druckmessungen an hochbelasteten Lagern in einer Lagerprüfmaschine für ruhende Last durchgeführt. Die Gestalt und die Abmessungen der untersuchten Lagerkörper sind in der Abb. 1 angegeben. Die örtlichen Drücke im Schmierfilm wurden bei ruhender Lagerlast nach dem bekannten Verfahren bestimmt, bei dem kleine radiale Bohrungen von etwa 0,5 mm \varnothing mit normalen Rohrfedermanometern verbunden werden. Als Buchsenwerkstoff wurde die eutektische Aluminium-Siliziumlegierung KS 1275 verwendet. Die Versuchswellen bestanden aus Einsatz- und Nitrierstählen mit über 58 Rc Oberflächenhärte.

Die Ergebnisse der Ölfilm-druckversuche sind in den Bildern 2 und 3 dargestellt. Die Ölfilm-druckverteilungen über der Lagerbreite zeigen den Einfluß der Lagergestaltung auf die Ölfilm-druckausbildung besonders deutlich. Bei der Bundbuchse in dem starren Lagerkörper trat durch die stark durchgebogene Welle bei höheren Belastungen eine Verengung

des Schmierspalt an den Kanten der Lagerung und eine Verstärkung des Ölfilmes in der Lagermitte ein (vgl. Abb. 2a). An dem bundlosen Buchsenrande stieg der Ölfilmdruck infolge der guten Abdichtung durch die Welle verhältnismäßig steil an und verflachte sich in der Lagermitte, da hier der Schmierspalt durch die Wellendurchbiegung dicker war, so daß sich der Druck im Ölfilm besser ausgleichen konnte. Da die Buchse am Außendurchmesser des Buchsenbundes nicht im Gehäuse auflag, gab an dieser Seite die Lagerbuchse im Bereich des Bundes unter den Ölfilmdrücken und durch die Wärmedehnung nach, sodaß der Ölfilmdruck über die Buchsenbundbreite nur sehr sanft vom Außendruck aus anstieg. Erst an der Stelle, wo die Buchse im Gehäuse gestützt wurde, trat eine starke Verengung des Schmierspalt durch die Wellendurchbiegung auf, die wieder stark gegen den hohen Ölfilmdruck in der Lagermitte abdichtete und einen plötzlichen Anstieg des Schmierfilmdruckes in der Lagerbreite zur Folge hatte. Die Lagerung erscheint bei dieser Ölfilmdruckausbildung mit steilem Druckanstieg an den Lagerkanten gleichmäßiger zum Tragen herangezogen als bei einer parabelförmigen Druckverteilung über der Lagerbreite. Die Lagerung ist jedoch durch den sehr dünnen Schmierfilm an den Lagerkanten, vor allem auf der Bundseite, stark gefährdet.

Auch bei der Erörterung der auf das Lager wirkenden Kräfte ergeben sich die gleichen Schlüsse. Da die Summe der örtlichen Ölfilmdrücke bei reiner Flüssigkeitsreibung der Lagerlast das Gleichgewicht halten, muß bei der freien Einstellbarkeit des Lagers die Resultierende dieser Ölfilmdrücke durch die Wirkungslinie der Lagerlast gehen. Außerdem muß das Moment aus sämtlichen Ölfilmdrücken auf der einen Lagerhälfte durch das Moment der Ölfilmdrücke der anderen Lagerhälfte ausgeglichen werden. Wird nur der Längsschnitt durch die Lastebene des Lagers betrachtet (Abb. 2a) und als charakteristisch für das gesamte Lager angesehen, so muß das Moment der Ölfilmdruckfläche der linken Lagerhälfte F_1 multipliziert mit dem Schwerpunktsabstand S_1 dieser Fläche von

der Mittellinie gleich dem Produkt der entsprechenden Werte F_2 und S_2 der anderen Lagerhälfte sein. Überwiegt das Moment der einen Hälfte, so wird durch die Ölfilmdrücke das Lager um die Walze gekippt, sodaß der Schmierspalt auf dieser Seite stärker wird und sich der Druck im Schmierfilm durch die weniger gute Abdichtung entspannt. Auf der anderen Seite wird der Schmierspalt dagegen enger und durch die bessere Dichtigkeit der Ölfilmdruck höher. Auf diese Weise stellt sich selbsttätig ein stabiler Gleichgewichtszustand ein. Durch die weiche Nachgiebigkeit des Buchsenbundes wird die Ölfilmdruckverteilung im Lager über der Breite unsymmetrisch, da die Bundfläche fast keine Lagerlast übernimmt. Hierdurch erhält die Fläche F_1 eine weniger wirksame Breite als die Fläche F_2 , sodaß der Schwerpunktsabstand S_1 kleiner wird als der Abstand S_2 . Da nun

$$F_1 \cdot S_1 = F_2 \cdot S_2 \text{ und } S_1 < S_2 \text{ folgt } F_1 > F_2.$$

Nach dieser Überlegung muß die Fläche F_1 größer sein als die Fläche F_2 und infolge der kleineren Basis von F_1 muß der höchste Ölfilmdruck auf der Bundseite des Lagers auftreten. Da zur Abdichtung gegen diesen hohen Ölfilmdruck auf der Bundseite eine kleinere Länge zur Verfügung steht als auf der bundlosen Seite, ist auch der dichtende Spalt zwischen Lager und Welle auf der Bundseite enger und der Ölfilmdruckabfall steiler als auf der bundlosen Seite. Zur Erreichung dieser verschiedenen Schmierspaltelänge muß sich das frei beweglich aufgebaute Lager entsprechend schief einstellen. Die Lagerung ist auf der Bundseite der Buchse im Bereich der stützenden Kante des Lagergehäuses durch den außerordentlichen engen Spalt zwischen Lager und Welle am stärksten gefährdet. Da der Schmierspalt in der Belastungszone eines hochbeanspruchten Lagers meist kleiner als 10μ ist, wird sich diese Schiefstellung in der Größenordnung von einem oder einigen μ , gemessen über die gesamte Lagerbreite, bewegen.

Bei Grenzbelastungsversuchen auf der Lagerprüfmaschine mit Lagern verschiedener Werkstoffe in den Lager-

körpern nach Abb.1a bestätigen sich die aus den Ölfilmdruckmessungen gezogenen Folgerungen.

Die Buchsen aus sämtlichen untersuchten Werkstoffen fraßen in den Lagerkörpern nach Abb.1a stets auf der Seite des Buchsenbundes an der Stelle, an der die Buchse durch die Kante des Lagergehäuses unterstützt wurde, während der Buchsenbund immer frei von jeder Beschädigung war (vgl. Abb.4). Hatten die Buchsen außerdem noch an der bundlosen Seite gefressen, so waren die Beschädigungen an dieser Stelle immer sehr viel geringer als auf der Bundseite, und sie lagen stets an der äußersten Buchsenkante.

Auch bei Trockenlaufversuchen in der Lagerprüfmaschine konnte die Richtigkeit dieser Überlegungen noch einmal nachgewiesen werden. Zur Durchführung dieser Versuche mußte das aus den Stützlager fließende Öl von dem Versuchslager ferngehalten werden. Hierzu wurden in die Stützlagerkörper Simmerringe eingebracht. Die 50 mm breiten Stützlager mußten zur Aufnahme der Simmerringe auf der Seite des Versuchslagers mit Eindrehungen von 13mm versehen und hierdurch die Lagerbreite einseitig um dieses Maß verschmälert werden (vgl. Abb.5, linkes Lager). Bei den Versuchen, mit dieser Anordnung die Trockenlauferprobungen durchzuführen, versagten die reichlich geschmierten Stützlager durch Fressen an den Kanten, die dem Versuchslager zugekehrt waren. Auch hier wurde durch die Ausdrehung eine zur Lastaufnahme unsymmetrische Lagerfläche geschaffen, wobei sich ein Ölfilmdruckverlauf einstellte, der nach den vorstehenden Ausführungen etwa den in dem linken Stützlager des Bildes 5 angedeuteten Verlauf nahm. Das Stützlager kippte um die zur freien Einstellung angebrachte Walze soweit nach außen, bis der Gleichgewichtszustand der Momente aus den Ölfilmdruckflächen rechts und links der Mittellinie des Stützlagers zustande kam. Bei dieser Einstellung wurde eine Verstärkung des Schmierpaltes und ein Abbau der Drücke im Schmierfilm auf der Außenseite, sowie eine Ver-

engung des Spaltes zwischen Lager und Welle bei Anstieg der Ölfilmdrücke auf der inneren, dem Versuchslager zugekehrten Seite, bewirkt. Hierdurch traten Störungen an den Innenkanten der Lager schon bei geringen Belastungen auf, sodaß die Trockenlaufversuche mit dieser Anordnung nicht durchgeführt werden konnten. Bei einer Begrenzung der Kippbewegung der Stützlager durch entsprechend angebrachte Anschläge an den Außenseiten der Lagerfüße, hätte sich eine symmetrische Ölfilmdruckverteilung über die durch die Nacharbeit verschmälerte Lagerbreite bei den Stützlagern erreichen lassen. Die Störungen wären durch diese Maßnahmen vermeidbar gewesen. Die richtige Einstellung der Stützlager hätte jedoch sicher Schwierigkeiten bereitet. Aus diesem Grunde wurde diese Anordnung nicht versucht. Da die Unsymmetrie der Lagerfläche zur Lastebene eindeutig als Ursache der Lagerfresser erkannt war, wurden die Stützlager durch Ausdrehungen auf den Außenseiten in der gleichen Tiefe von 13 mm wie vorher zum Einbau der Simmerringe auf den Innenseiten wieder symmetrisch gestaltet. Trotzdem die Lagerfläche der Stützlager dadurch weiter um 35 v.H. verkleinert wurde, konnten mit dieser Änderung die Trockenlaufversuche ohne Störungen an den Stützlagern durchgeführt werden. Durch die Lagerfläche der Stützlager war zwar der höchste Ölfilmdruck in diesen Lagern höher als bei den unsymmetrischen Lagern (vgl. Abb. 5 des rechten Stützlagers), jedoch war die größte Steilheit der Ölfilmdruckänderung bei den symmetrischen Lagern geringer und die Lager dadurch betriebssicherer. Das Beispiel dieser Stützlager zeigt, daß eine freie Einstellbarkeit allein noch nicht für einen betriebssicheren Lagerlauf entscheidend ist, sondern daß darüber hinaus für einen symmetrischen und über die Lagerbreite möglichst parabelförmig aufgebauten Ölfilmdruckverlauf bei hochbelasteten Gleitlagern gesorgt werden muß.

Zur Vermeidung der gefürchteten Kantenpressungen wurden bei Beibehaltung des Breitenverhältnisses $b:d=1$ La-

gergehäuse mit dünnwandigen Nabenenden geschaffen (Abb. 1 b und 1c). Hierbei sollten die dünnwandigen Nabenenden unter den Ölfilmdrücken an den Lagerkanten nachgeben, sodaß sich die Lauffläche der Lagerbuchse in der belasteten Zone den Durchbiegungen der Welle anpassen konnte und gefährliche Fressungen an den Kanten der Lager ausgeschlossen wurden. Bei Verwendung von Laufbuchsen mit hohen Wärmedehnungszahlen sollten außerdem die Gehäuseenden durch die Wärmedehnungskräfte der Buchsen aufgedrückt werden und die Wirkung der Ölfilmdrücke unterstützen. Die ersten Lagerkörper dieser Art wurden mit 2mm Wandstärke an den Nabenenden ausgeführt. Bei den Grenzlastläufen und den Ölfilmdruckmessungen stellte sich heraus, daß das Gehäuse an den Lagerenden bei dieser Bemessung stärker nachgab als sich die Welle durchbog, sodaß die Lagerung in der Mitte stärker als an den Enden zum Tragen kam und der Schmierfilm im belasteten Bereich in der Lagermitte dünner war als an den Kanten. Die Lager fraßen aus diesem Grunde alle in der Lagermitte (vgl. Abb. 6a). Auch aus dem Ölfilmdruckverlauf (Abb. 2b) ist ersichtlich, daß die Lagerenden durch das zu starke Nachgeben der Lagerkanten nur sehr gering zur Druckübertragung ausgenutzt werden. Hier kann sich der Ölfilmdruck durch den vergrößerten Schmierpalt an den Lagerkanten zu leicht nach außen entspannen, sodaß praktisch nur der mittlere Teil der gesamten Lagerfläche die Lastübertragung wirksam übernimmt. Hierdurch ist die spezifische Flächenpressung dieses Teiles viel höher, als sich aus der aufgebrachten Last und der Lagerfläche ergibt. Trotzdem ist dieses Lager zur Übertragung hoher Lasten geeigneter als ein entsprechend stark verschmälertes Lager.

Diese Versuchsergebnisse veranlaßten den Bau neuer Lagerkörper mit 4 mm, 6 mm und 8 mm Wandstärke an den Nabenenden (Abb. 1c). Die Grenzbelastbarkeiten der Lager in diesen Gehäusen nahmen gegenüber dem Stahlkörper mit 2mm Wandstärke am Nabenende mit steigender Wanddicke zu. Für den Leichtmetall-Lagerwerkstoff KS 1275 (3210.9) konnte in dem

Lagerkörper mit 8 mm Wandstärke am Nabenende eine Grenzbelastbarkeit von etwa 1000 kg/cm^2 bei 2900 U/min (7,6 m/s) festgestellt werden. Bei allen Gehäuseformen mit dehnbaren Nabenenden fraßen die Buchsen jedoch noch immer in der Lagermitte (Abb.6b). Aus diesen Freßbildern war zu entnehmen, daß auch der Lagerkörper mit der stärksten Nabe noch zu nachgiebig war. Auch die Ölfilmdruckversuche an diesem Lagerkörper mit 8mm Wanddicke an den Nabenenden zeigten (Abb.2c), daß mit dieser Gehäuseform für die vorliegenden Verhältnisse noch nicht die beste Ausnutzung der Lagerfläche mit parabelförmiger Ölfilmdruckverteilung erhalten wurde. Der gemessene Ölfilmdruckverlauf über der Lagerbreite läßt jedoch erkennen, daß die ideale parabelförmige Ölfilmdruckverteilung schon fast erreicht war.

Um die Ölfilmdruckverteilung bei weiteren in der Technik stark verbreiteten Lagerformen kennen zu lernen, wurden Messungen an den starren Lagerkörpern mit und ohne Ausnehmung unter der Lagermitte (Abb. 1d, 1e u. 1f) durchgeführt. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen bei verschiedenen Belastungen zeigen die Abb.3a, 3b und 3c. Bei dem starren Lager ohne Ausnehmung verläuft der Ölfilmdruck (Abb.3a) bei niedrigen Belastungen noch annähernd parabelförmig. Bei höheren Lagerlasten trat durch die Wellendurchbiegung eine Vergrößerung der Schmierpaltstärke in der Lagermitte ein. Hierdurch konnte sich der Ölfilmdruck in der Lagermitte in Umfangsrichtung ausgleichen und entspannen, sodaß die Ölfilmdruckkurven in der Lagermitte einen abgeflachten Verlauf zeigen. Bei noch höheren Belastungen mit noch stärkeren Wellendurchbiegungen wurden in der Lagermitte sogar geringere Ölfilmdrücke festgestellt als in den Randgebieten des Lagers. Bei neueren Untersuchungen wurde - für eine Lagerlast von 400 kg/cm^2 bei 2900 U/min - der höchste Druck im Schmierfilm mit 1200 atü in 1,5 mm Abstand von der Lagerkante gemessen. Dieser Wert gibt eine Anschauung von der Kleinheit des engsten Schmierpalttes an der Lagerkante, da dieser hohe Druck durch den Spalt zwischen Lager und Welle auf einer Länge von 1,5mm gegen

die Normalatmosphäre gedichtet werden muß, sodaß die geringe Ölförderung der Welle ausreicht, um diesen Druck aufrecht zu erhalten.

Bei den Lagern mit den Ausdehnungen unter der Lagermitte traten die Abflachungen und Einsattelungen der Ölfilm-druckkurven schon bei geringeren Belastungen auf als bei dem Gehäuse ohne diese Ausnehmungen. Durch die Ölfilmdrücke und die Wärmedehnungskräfte wurde der dünnwandige mittlere Lager- teil nach außen durchgewölbt. Zu der Schmierspaltverstärkung infolge der Wellendurchbiegung im mittleren Teil des Lagers addierte sich jetzt noch der Anteil aus der Gehäusedurch- beulung. In diesem starken Spalt, der sich ähnlich schädlich auswirkt wie eine im belasteten Bereich angebrachte Schmier- nute, war ein verhältnismäßig leichter Ausgleich der Ölfilm- drücke in Umfangsrichtung möglich. (Abb. 3a, 3b und 3c).

Es wurde nun versucht, einen gesetzmäßigen Zusammen- hang zwischen dem Ölfilmdruckverlauf über der Lagerbreite und der Schmierspaltänderung zu finden, um gegebenenfalls hieraus eine Berechnungsunterlage für die Beurteilung der Belastbarkeit eines Gleitlagers zu schaffen.

Bei starrem Lager und starrer Welle ist nach der hydrodynamischen Schmiertheorie der Ölfilmdruckverlauf über die Breite parabelartig. Als Richtwert aus eigenen und frem- den Ölfilmdruckmessungen kann angenommen werden, daß unter diesen Voraussetzungen, die einen konstanten Schmierspalt über der Lagerbreite ergeben, der höchste Ölfilmdruck p_{\max} , der im Lager im belasteten Bereich in der Lagermitte auf- tritt, etwa den dreifachen Wert der mittleren Flächenbe- lastung $p = \frac{P}{d \cdot b}$ erreicht. Für den jeweiligen Ölfilm- druck p in der Lagerbreite gilt dann die Gleichung:

$$p = 4 p_{\max} \left(\frac{x}{b} - \frac{x^2}{b^2} \right) = 12 \frac{P}{d \cdot b} \left(\frac{x}{b} - \frac{x^2}{b^2} \right)$$

Die Ölfilmdrücke, die in der Lagermitte auftreten und die bei hochbelasteten Lagern Werte von einigen hundert bis einigen tausend Atmosphären annehmen können, werden durch

den engen Schmierspalt gegen den normalen Luftdruck gewissermaßen abgedichtet. Die seitlich aus dem Spalt abfließende Ölmenge muß durch die Ölförderung der Welle wieder ausgeglichen werden. Sind die Schmierspaltverluste zu groß, so daß die Ergänzung des Lecköles durch die Pumpenwirkung der Welle nicht mehr ausreicht, so können die Ölfilmdrücke zwischen Lager und Welle nicht mehr aufrecht erhalten werden. Das Lager wird also nicht mehr vom Ölfilm hydrodynamisch getragen. Durch die Lagerlast wird das Lager unter Verkleinerung des Schmierspaltens dichter an die Welle herangepreßt. Durch die Verkleinerung des Lagerpaltes wird das seitliche Abfließen erschwert, und die Leckölverluste werden herabgesetzt. Die Drücke im Ölfilm nehmen damit wieder zu, bis die gesamte Lagerlast wieder vom Schmierfilmdruck getragen wird. Je höher die Lagerbelastung und damit auch der Druck im Schmierfilm ist, umso enger wird der Schmierspalt und umso schwerer das seitliche Abfließen in dem Lastbereich. Hat der Schmierspalt über der Lagerbreite durch die Wellendurchbiegung oder Lagerverformung keine gleichmäßige Stärke, so ist die Abflußmöglichkeit an den einzelnen Stellen der Lagerbreite verschieden und der Ölfilmdruckverlauf weicht mehr oder weniger stark von der parabelähnlichen Form ab. Nach diesen Überlegungen wurde aus den Ölfilmdruckmessungen und den Laufbildern an Lagern verschiedener Gestaltung ein Zusammenhang zwischen der Ölfilmdruckverteilung und dem Schmierspaltverlauf über der Lagerbreite gefunden. Es wurde festgestellt, daß die durch zweimalige Differentiation der Ölfilmdruckkurve erhaltene neue Kurve mit der Form des Schmierspaltens, die aus der Lagergestaltung und den Laufbildern gefolgert werden konnte, immer übereinstimmte. Eine Änderung der Schmierspaltstärke hatte also auch eine Änderung der Steilheit im Verlauf des Ölfilmdruckgradienten zur Folge. Bei dem Ideal-lager mit parabelartiger Ölfilmdruckverteilung ergab sich für die zweite Ableitung der konstante Wert

$$p'' = - \frac{24 P}{d \cdot b^3}$$

und damit auch ein über der Lagerbreite gleichmäßig stark bleibender Schmierfilm, wie er im Bild 7 schematisch durch senkrechte Schraffur gekennzeichnet wurde. Die aus den Ölfilmdruckuntersuchungen mit den Lagern der starren und nachgiebigen Bauweise erhaltenen Kurven wurden in den Abb. 8a bis 8e graphisch differenziert. Die sich hieraus ergebenden Veränderungen der Schmierpalte in der Lagerlängsrichtung, die auch in diesen Bildern durch senkrechte Schraffur hervorgehoben sind, bestätigen die aus den Grenzlastläufen beobachteten Freßbilder. So trat bei dem Lagerkörper nach Abb. 1a der engste Schmierpalt, der aus der Differentiation des Ölfilmdruckverlaufes in Abb. 8c bestimmt wurde, hinter dem Bund der Buchse im Bereich der unterstützenden Gehäusekante auf. Der Schmierpalt auf der bundlosen Seite war dagegen stärker als auf der Bundseite der Buchse. Aus dem gemessenen Ölfilmdruckverlauf für den Lagerkörper mit 2 mm dünnwandigen Nabenenden wurde in Abb. 8b der engste Spalt zwischen Lager und Welle in der Lagermitte am Übergang der Nabenenden in den Gehäusefuß festgestellt. Auch bei dem schon fast ideal parabelartig verlaufenden Ölfilmdruck, der bei dem Lager mit 8mm wandstarken Nabenenden gemessen wurde, ergab die zweite Ableitung der Ölfilmdruckkurve nach Abb. 8a noch eine Verengung des Schmierpaltess in der Lagermitte. Auch bei diesen Lagern stimmten die aus den Ölfilmdruckverteilungen gefolgerten Schmierpaltänderungen mit den bei den Grenzbelastungsläufen beobachteten, gefährdeten Stellen in den Lagern überein. Bei dem starren Lagerkörper mit der Buchse ohne Bund (Abb. 8d) und bei den Gehäusen mit den Ausnehmungen unter der Lagermitte (Abb. 8e) ergaben die aus den Ölfilmdruckverläufen gefolgerten Schmierpaltstärken je nach der Lagerbelastung mehr oder weniger gefährliche engste Spaltweiten an den Lagerkanten.

Um auch die Temperaturverteilung im Lager bei den verschiedenen Belastungen und Drehzahlen kennen zu lernen, wurden einige Lager im Dehnstahlgehäuse mit 10mm wandstarken Nabenenden mit besonders vielen Thermoelementen ausge-

rüstet und der Temperaturverlauf gemessen. In den Abb. 9a und 9b sind die wesentlichsten Ergebnisse dieser Untersuchungen angegeben. Diese Darstellungen zeigen, daß bei hohen Drehzahlen starke Temperaturunterschiede im Lager auftraten. So wurde bei einer Drehzahl von 2900 U/min und einer Belastung von 1000 kg/cm^2 die niedrigste Temperatur mit 99°C am Öleintritt im Lager und die höchste Temperatur mit 171°C in der Lagermitte bei 210° Lagerumfang gemessen. Der Temperaturverlauf über dem Umfang an den Lagerkanten (Abb. 9a) zeigt, daß die höchsten und die niedrigsten Temperaturen der Lagerenden allgemein etwas in Drehrichtung versetzt hinter der Hauptbelastungsebene auftraten. Bei betriebssicheren Belastungen war die Temperatur an den Lagerkanten stets um einige Grad Celsius höher als in der Lagermitte. Da das Frischöl bei fast jedem Lager mit seiner niedrigsten Temperatur in der entlasteten Lagerhälfte in der Lagermitte zufließt und an den Kanten aus dem Lager austritt und bei seinem Weg durch das Lager infolge seiner inneren Reibung immer heißer wird, müssen die Lagertemperaturen von der Lagermitte zu den Lagerkanten hin ansteigen. Auch der Wärmefluß in dem Dehnlagerkörper bedingt, solange das Lager einigermaßen gleichmäßig über der Lagerbreite trägt, daß die Nabenenden höhere Temperatur haben als der Lagerfuß, da sonst keine Wärme von den Lagerkanten in den Fuß abgeführt werden kann. Die höheren Lagertemperaturen an den Lagerkanten gegenüber der Lagermitte verursachen gleichzeitig durch die damit verbundenen größeren Wärmedehnungen eine geringe Balligkeit der Lagersoberfläche, vor allem bei Verwendung von Buchsenwerkstoffen mit hohen Wärmedehnungszahlen.

Die Temperaturverteilung in der Buchse wurde bis zu außergewöhnlich hohen Umfangsgeschwindigkeiten von 131 m/s bei nennenswerten Belastungen von 100 kg/cm^2 (Lagerlast von 2500 kg bei 50 mm Zapfendurchmesser und 50 mm Lagerlänge) gemessen (Abb. 9b). Hierbei traten Temperaturspitzen von 208°C an den Meßstellen der Buchsen auf. Im Ölfilm waren die Temperaturen selbstverständlich noch um bestimmte Werte höher. Bei einer weiteren Drehzahlsteigerung überstiegen

die höchsten Schmierfilmtemperaturen den Flammpunkt des Öles. In den Unterdruckzonen der Lager hatten sich bei den Schnellaufversuchen durch die hohen Temperaturen dunkelbraune Niederschläge von Ölkohlerückständen und Öllack gebildet. Bei neueren Versuchsläufen konnten Belastungen bis 150 kg/cm^2 bei Umfangsgeschwindigkeiten von 100 m/s erreicht werden.

An einigen Beispielen von serienmäßig hergestellten Lagern und Führungen, bei denen sich die Fehler in der Lagergestaltung in den Laufbildern dieser Teile besonders deutlich ausprägen, sollen die aufgestellten gesetzmäßigen Zusammenhänge noch einmal geschildert werden.

Durch die bei der Sternmotorenbauart übliche Anlenkung sämtlicher Schubstangen und Kolben am Hauptpleuelkopf überträgt der Pleuelstern durch sein beträchtliches Gewicht schon bei mäßigen Drehzahlen große Fliehkräfte über das Hauptpleuellager auf den Hubzapfen der Kurbelwelle. Diese Fliehkräfte werden durch die entgegenwirkenden Gasdrücke nur zeitweilig verringert, jedoch nie überschritten, sodaß das Hauptpleuel immer an der der Kurbelwellenmitte zugewandten Hälfte des Kurbelzapfens anliegt.

Bei der üblichen Bauform hat der Hauptpleuelkopf einen U-förmigen Querschnitt (Abb. 10a). Die stabartigen Nebenpleuelstangen werden in dem gabelförmigen Hauptpleuelkopf angelenkt. Durch diese Gestaltung entstehen für die Hubzapfenlagerung äußerst ungünstige Bedingungen. Da die Fliehkräfte und die Gasdrücke durch die seitlichen hohen Stege des Hauptpleuelkopfes auf den Kurbelzapfen übertragen werden, entstehen an den Kanten der Lagerung hohe Pressungen. In der Mitte der Lagerung kann der dünnwandige Querschnitt des Pleuelkopfes den hohen Ölfilmrücken, die je nach der Belastung etwa 1000 bis 1500 atü betragen müßten, nicht widerstehen und gibt unter Vergrößerung des Schmierpaltens zwischen Hauptpleuelkopf und Hubzapfen nach. Hierdurch kann sich der Schmierfilmdruck in der Lagermitte z.T. in Umfangsrichtung entspannen und über die Lagerbreite

ausgleichen bis sich ein Gleichgewichtszustand zwischen der Federung des mittleren Pleuelkopfteiles und den Drücken im Ölfilm eingestellt hat. Der Abbau der hydraulischen Lagerkräfte in der Pleuelmitte hat eine Annäherung des Pleuels an die Kurbelwelle und eine Steigerung der Schmierfilmdrücke an den Lagerkanten zur Folge, sodaß die gesamte Pleuelkraft wieder von den Drücken im Ölfilm aufgenommen wird.

Besonders wertvolle Aufschlüsse über die Vorgänge in der Hauptpleuellagerung gibt der im Entstehen abgefangene Lagerfresser (Abb. 10b, 10c und 10d). Bei dem entsprechenden Motormuster wurde die Zapfenlauffläche durch eine fest auf dem Kurbelarm geschrumpfte, stählerne Hubzapfenbuchse gebildet, die auf ihrem äußeren Umfang einen Bleibronzeüberzug zur Bildung der Lauffläche trug. (Abb. 10d und 10e) Um die Kantenpressungen durch die Verbiegung des Kurbelzapfens zu vermeiden, war die äußere Lauffläche dieser Hubzapfenbuchse ballig hergestellt, sodaß der Durchmesser in der Zapfenmitte etwa 0,06mm stärker war als die Durchmesser an den Zapfenden. In der Lagerfläche der Hauptpleuelbohrung hatten sich die dünnwandigen Pleuelquerschnitte unter den Nebenpleuelausnehmungen (vgl. Abb. 10a) durch die Kräfte im Ölfilm soweit durchgedrückt, daß die durchgebogenen Flächen von der Bleibronze, die von der Hubzapfenbuchse auf den Laufspiegel des Pleuels aufgeschmiert wurde, nicht mehr überdeckt waren. (Abb. 10b) Die Stegverstärkung zwischen den einzelnen Nebenpleuelausnehmungen (vgl. Abb. 10a) widerstand jedoch den Ölfilmdrücken. An diesen Stellen ist nur deutlich das stärkere Tragen der Lagerkanten trotz der Verwendung eines balligen Zapfens zu beobachten. Aus Abb. 10c ist zu ersehen, daß die Lagerfläche unter dem Pleuelschaft, wo der U-förmige Querschnitt des Hauptpleuelkopfes in die volle Wandstärke übergeht, die nur durch eine kleine Erleichterungsbohrung durchbrochen wird, nicht nachgegeben hat. Die drei Abbildungen lassen auch erkennen, daß der Schmierspalt an der Ölfangringseite durch

die unsymmetrische Aufteilung der Lagerfläche seine geringste Stärke hatte und eine Schiefstellung des Pleuels eingetreten war. Da der Schmierpalt zwischen Pleuel und Zapfen aus Wellenverlagerungsmessungen an der Lagerprüfmaschine im belasteten Bereich unter 0,01 mm geschätzt werden kann, betrug die Schiefstellung des Pleuellagers nur einige tausendstel Millimeter. Durch diese Schiefstellung hatte sich der von der Zapfenbuchse auf die Pleuelbohrung übertragene Werkstoff an der Ölfangringseite viel weiter in die durchgedrückten Flächen übertragen als auf der anderen Seite. Die im allgemeinen geringe Übertragung des Werkstoffes der Hubzapfenbuchse in die beiden dem Pleuelschaft am nächsten liegenden Einbeulungen läßt darauf schließen, daß der Schmierfilm unter dem Pleuelschaft durch die gesunde Wandstärke dieses Hauptpleuelquerschnittes dicker war als an den übrigen Stellen des Pleuels und daß sich der Bereich des stärkeren Schmierfilmes noch auf die Ausbildung des Laufspiegels dieser beiden Einbeulungen ausgewirkt hat.

Auch die beschädigte Zapfenbuchse der Abb.10d zeigt, daß der Lagerfresser von der Seite des engsten Schmierpalttes ausgeht. (Abb.10a)

Im Laufbild der Hubzapfenbuchse der Abb.10e sind deutlich die Wirkungen der Kantenpressungen der beiden Hauptpleuelstege zu erkennen. Auch dieser Hubzapfen ist mit einem um 0,06mm stärkeren mittleren Zapfendurchmesser ballig ausgeführt. Die weiche Nachgiebigkeit des Hauptpleuelkopfes kommt in diesem Bild besonders stark zum Ausdruck, da trotz des stärkeren Zapfendurchmessers in der Lagermitte immer noch die Zapfenenden hart tragen. Es ist vielleicht sogar möglich, daß bei einer weiteren Vergrößerung der Balligkeit des Zapfens und die dadurch hervorgerufene stärkere Verformung des Pleuelkopfes durch die Drücke im Ölfilm Dauerbrüche im Hauptpleuel auftreten würden.

Die durch die Unsymmetrie der Lagerfläche hervorgerufene Schiefstellung des Hauptpleuels auf dem Hubzapfen

führt zu einer Längsverschiebung des Pleuels auf dem Zapfen, da die Ölfilmdrücke die schiefgestellte Lagerfläche in Richtung der Ölfangeindrehung längs zu verschieben trachten. Bei symmetrisch zur angreifenden Kraft verteilten Lagerfläche tritt dieser nachteilige Längsschub nicht auf.

Aus den vorher geschilderten, auf der Lager-Maschine gewonnenen Erkenntnissen wurde nun ein Pleuelstern entwickelt, bei dem die gegabelten Nebenpleuel an einen umlaufenden Mittelsteg des Hauptpleuels angelenkt wurden. (Vgl. Abb. 10 f). Durch diese Gestaltung wurde erreicht, daß sich das Hauptpleuellager bei den nachgiebigen Lagerenden sauber an die Durchbiegung des Kurbelzapfens anpaßt und der Schmierespalt zwischen Hubzapfen und Pleuellager über der Lagerbreite auch unter der Lagerbelastung eine konstante Stärke behielt.

Weitere Beispiele für die falsche Aufteilung und falsche Gestaltung der Lagerflächen zeigen die Laufbilder von Flugmotorenkolben. (Abb. 11) Meist wird der Kolbenbolzen zur Erreichung niedriger Bauhöhen direkt unter der obersten Kolbenringnut angeordnet, sodaß die Gleitbahnhöhe oberhalb der Kolbenbolzenmitte kürzer wird als die Fläche unterhalb des Kolbenbolzens. Zur Erreichung der Gleichheit der Ölfilmdruckmomente oberhalb und unterhalb der Kolbenbolzenmitte muß sich die Kolbengleitbahn zur Zylinderlauffläche schief einstellen und um die Kolbenbolzenachse kippen, so daß der engste Schmierespalt auf dem kürzeren Teil der Gleitbahn an dem Kolbenringteil auftritt. Außerdem werden die Wandstärken der Gleitbahnen an den Stellen, wo die höchsten Ölfilmdrücke auftreten, meist so dünn gehalten, daß sich die Gleitbahnen nach innen durchwölben und die Laufbilder in diesen Bereichen Ölkohleablagerungen zeigen. (Vgl. Abb. 11a und 11 b).

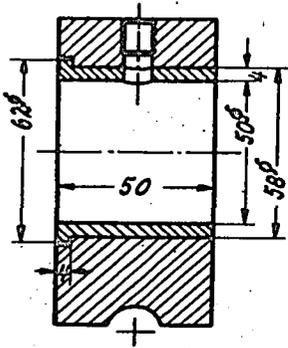


Abb. 1a: Starrer Lagerkörper mit Bundbuchse

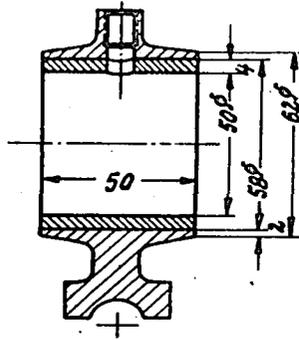


Abb. 1b: Dehnkörper m. 2 mm Nabenwandstärke

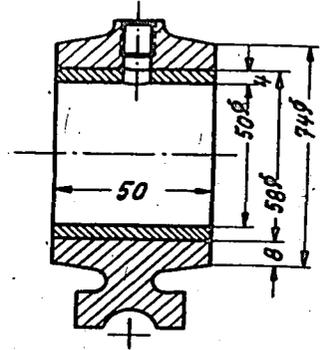


Abb. 1c: Dehnkörper m. 8 mm Nabenwandstärke

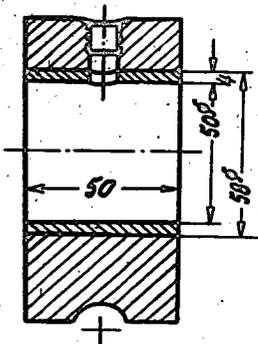


Abb. 1d: Starrer Lagerkörper mit Buchse ohne Bund

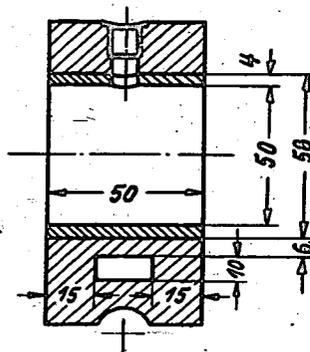


Abb. 1e: Starrer Lagerkörper mit kleiner Ausnehmung unter der Lagermitte

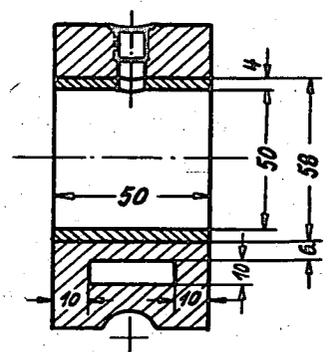


Abb. 1f: Starrer Lagerkörper mit großer Ausnehmung unter d. Lagermitte

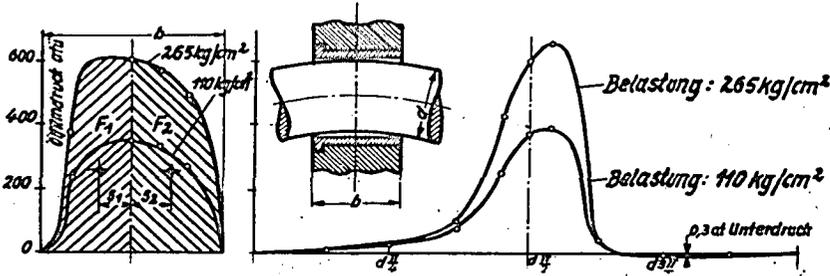


Abb. 2a: Ölfilmdruckverteilung bei starrem Lager

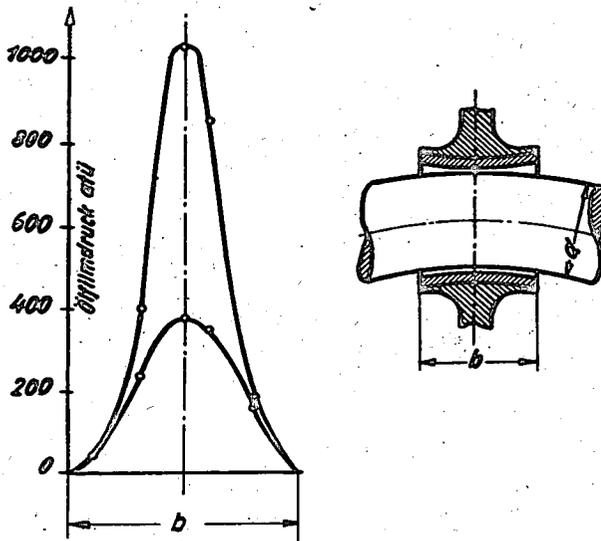


Abb. 2b: Ölfilmdruckverteilung beim Dehnkörper mit 2mm Wandstärke an den Nabenenden

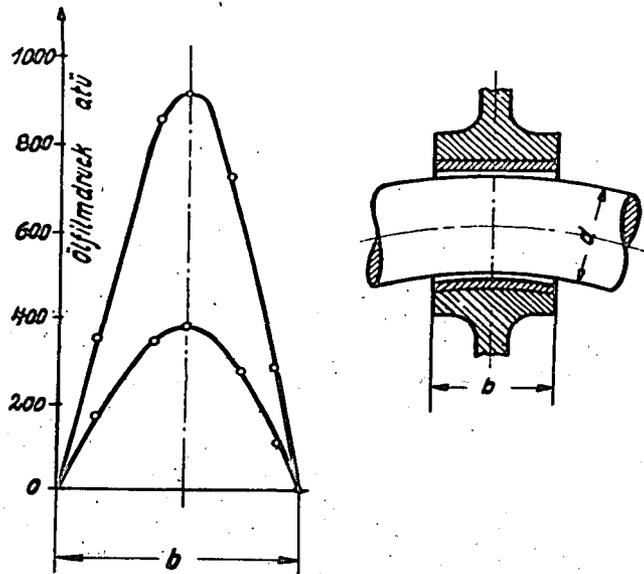


Abb. 2c: Ölfilmdruckverteilung beim Dehnkörper mit 8mm Wandstärke an den Nabenenden.

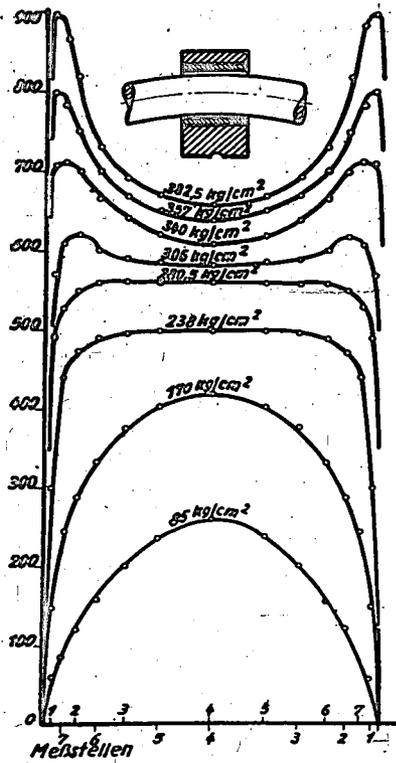


Abb. 3a: Ölfilmdruckverteilung beim starren Lager

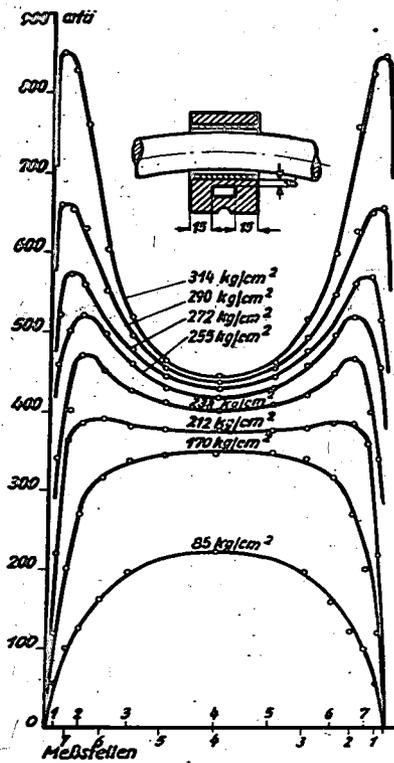


Abb. 3b: Ölfilmdruckverteilung beim starren Lager m. kleiner Ausnehmung unter der Lagermitte

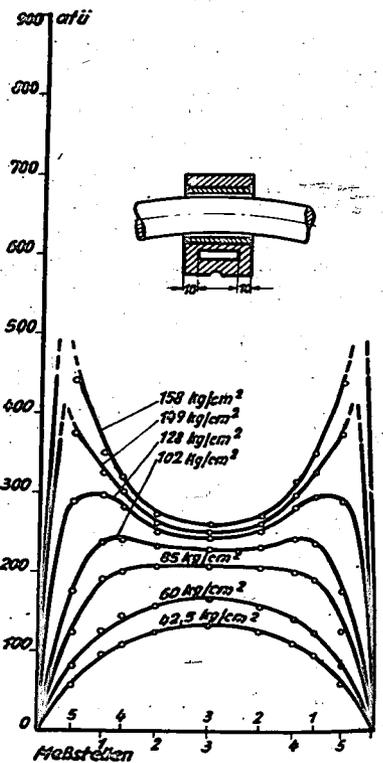


Abb. 3c: Ölfilmdruckverteilung beim starren Lager mit großer Ausnehmung unter der Lagermitte

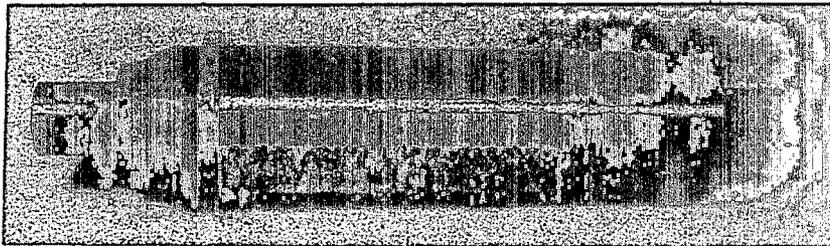
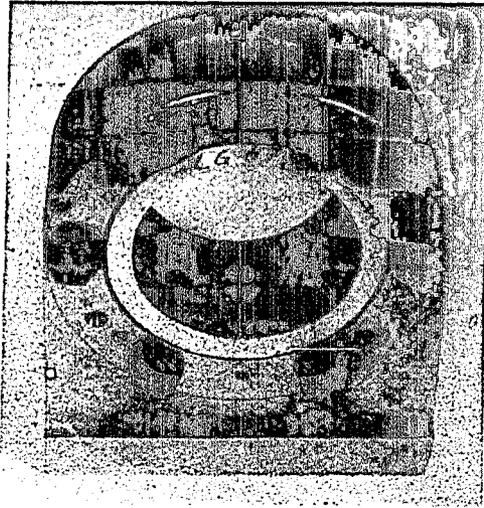


Abb.4: Buchsenfresser einer Lagerbuchse im starren Lagerkörper

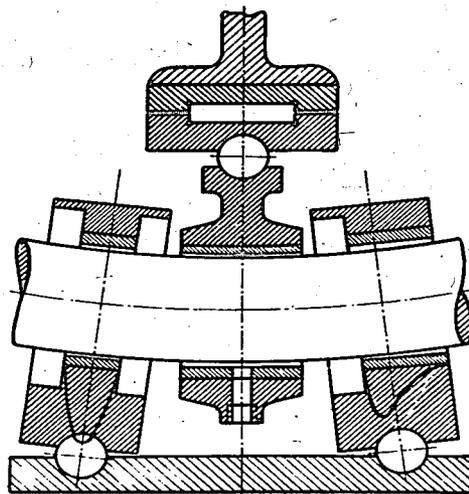


Abb.5: Aufbau der Lagerprüfmaschine (symmetrisch und unsymmetrisch belastetes Stützlager).

001589

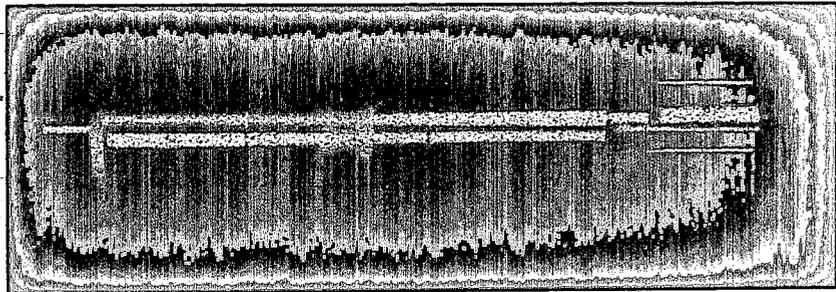
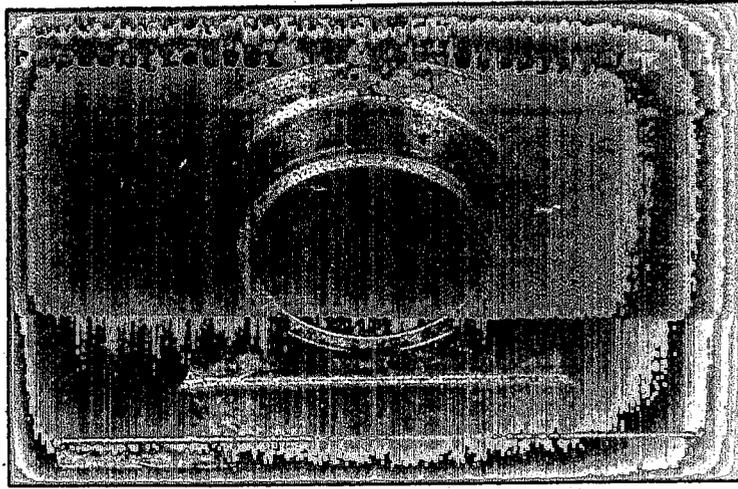


Abb.6a: Buchsenfresser im Dehnstahlblock mit 2 mm wandstarken Nabenenden

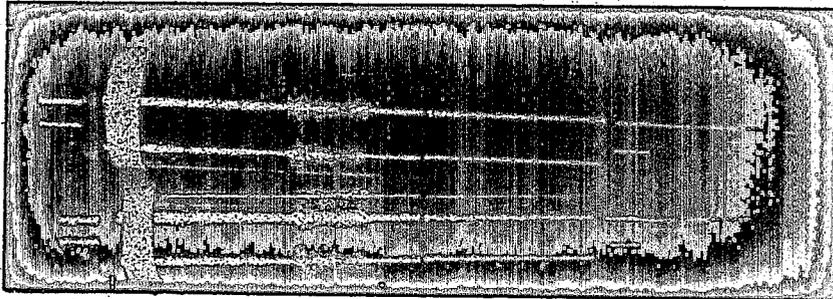
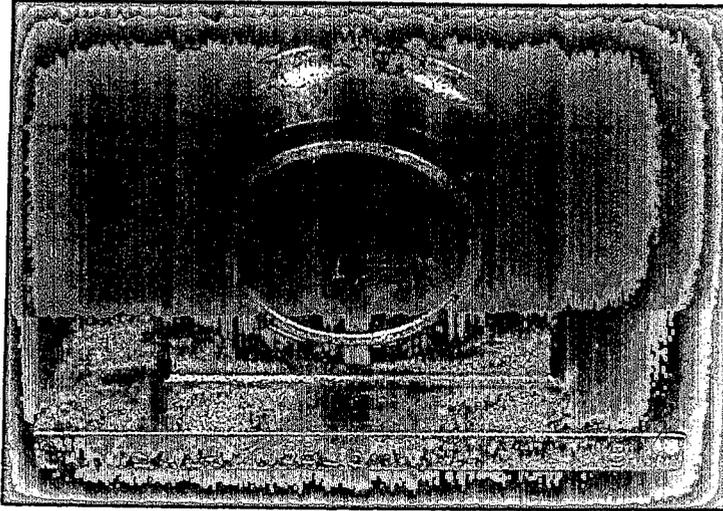


Abb. 6b: Buchsenfresser im Dehnstahlblock mit
6 mm wandstarken Nabenenden

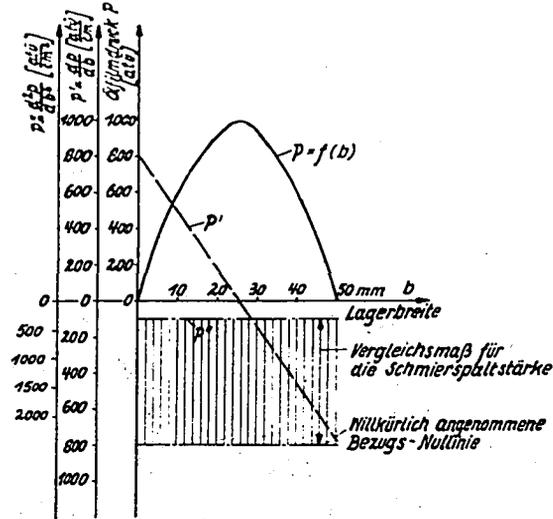


Abb. 7: Ableitung der Schmierstaltstärke aus dem Ölfilmdruckverlauf bei parabelförmiger Ölfilmdruckverteilung.

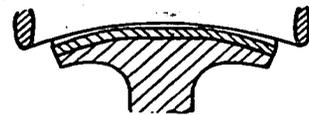
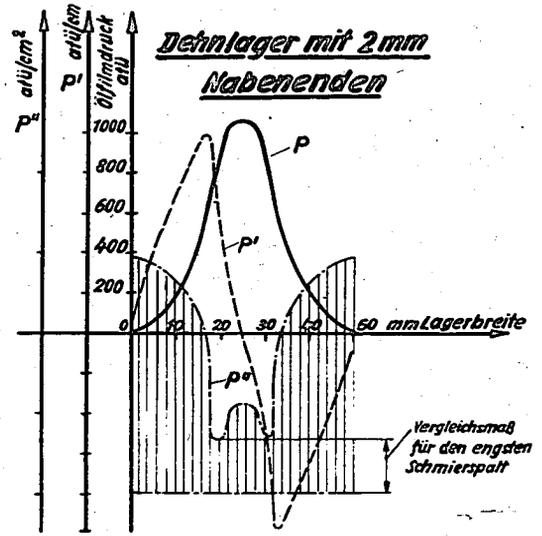
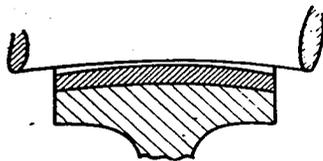
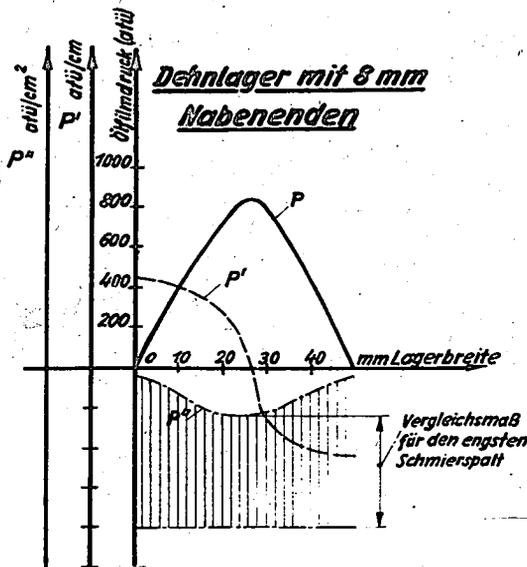


Abb. 8a: Ölfilmdruckverlauf und Schmierstaltstärke beim Dehnkörper mit 8 mm Nabenenden

Abb. 8b: beim Dehnkörper mit 2 mm Nabenenden

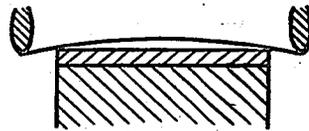
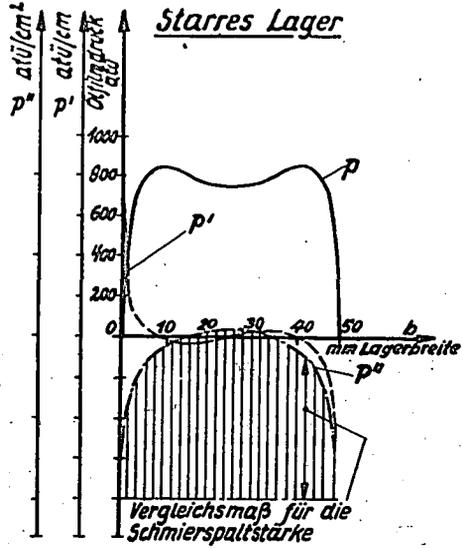
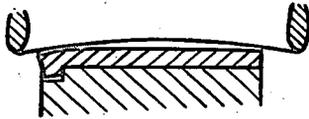
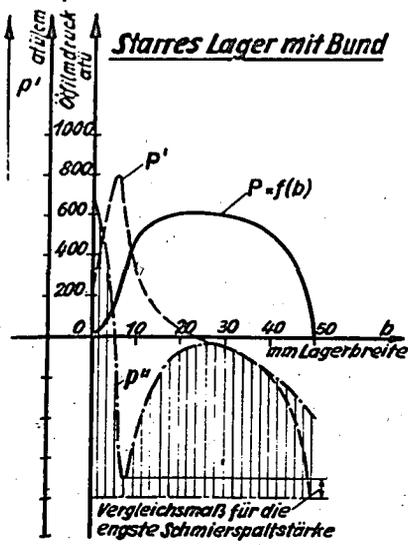


Abb. 8c: beim starren Lager mit Bundbuchse

Abb. 8d: beim starren Lager mit Buchse ohne Bund

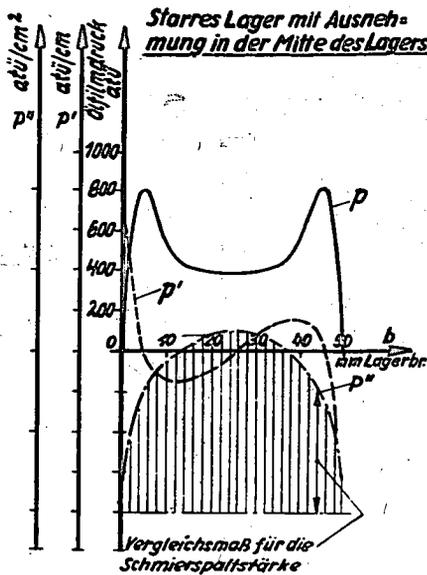


Abb. 8e:

Ölfilmdruckverlauf und Schmierpaltstärke beim starren Lager mit Ausnehmung unter der Lagermitte

001583

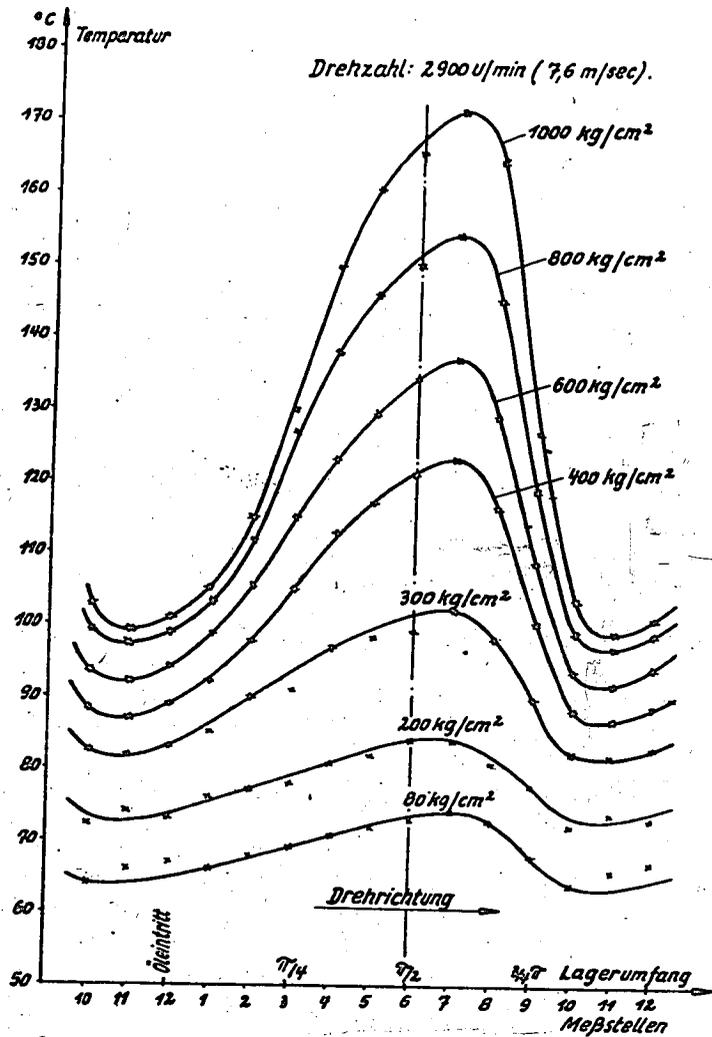


Abb. 9a: Temperaturverlauf an der Lagerstirnfläche für verschiedene Belastungen bei gleicher Drehzahl.

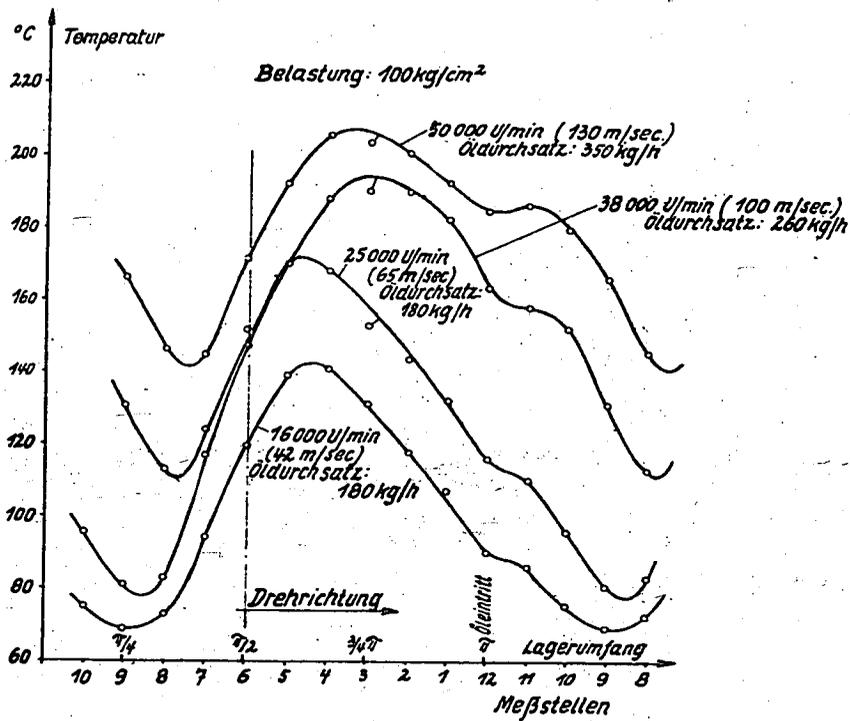


Abb. 9b: Temperaturverlauf im mittleren Querschnitt eines Lagers für verschiedene Drehzahlen bei gleicher Belastung.

001591

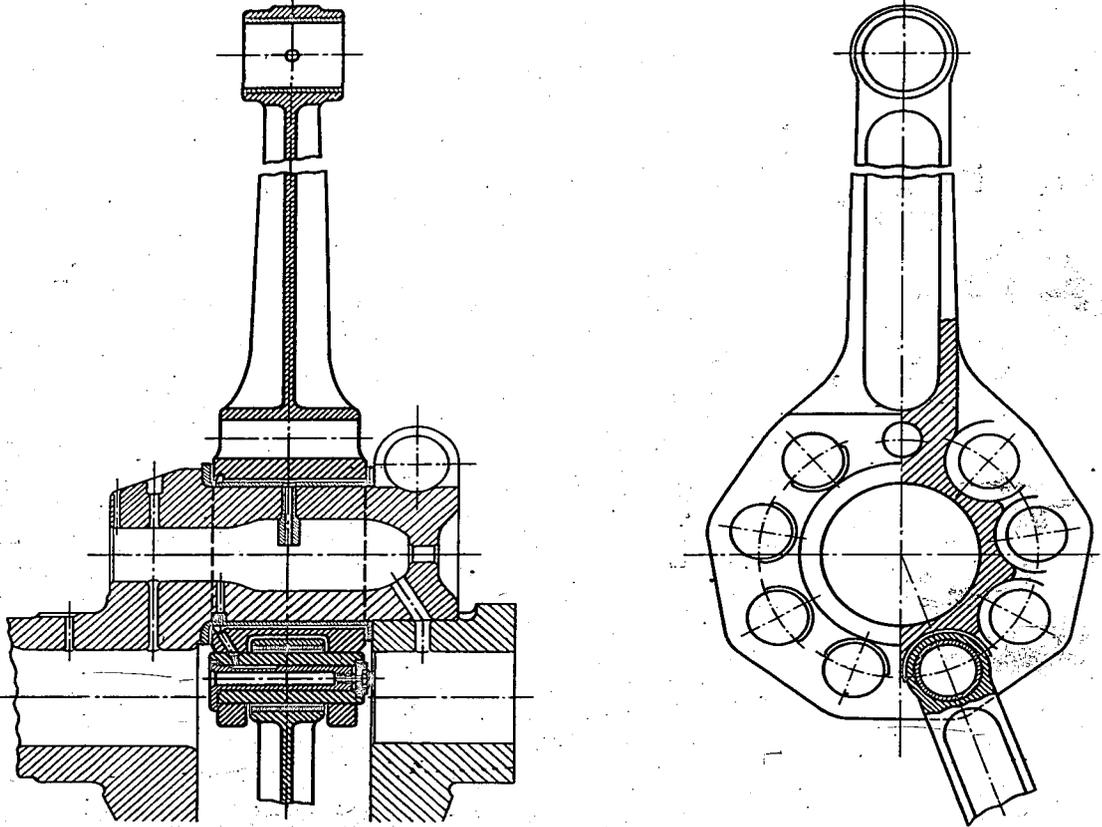


Abb. 10a: Hauptpleuel üblicher Bauart mit U-förmigem Querschnitt

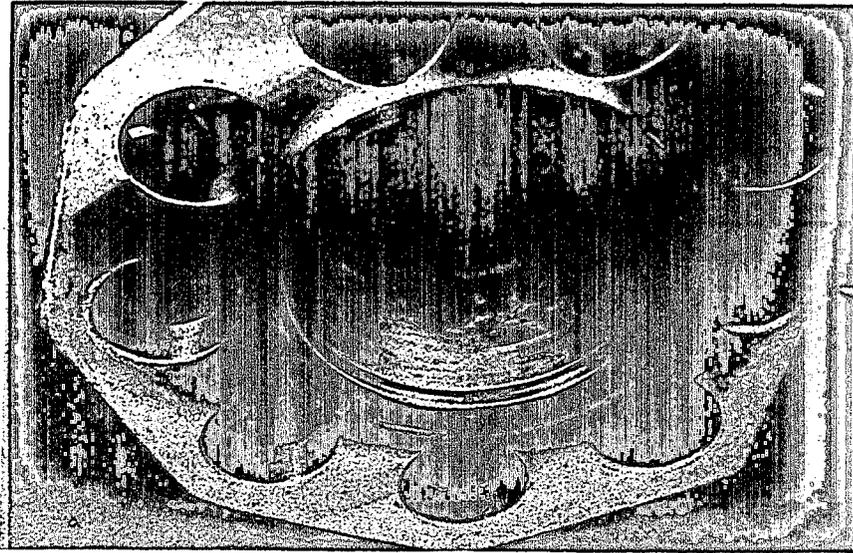


Abb.10b: Laufbild des Hauptpleuels mit U-förmigen Querschnitt nach einem frühzeitig abgefangenen Lagerfresser

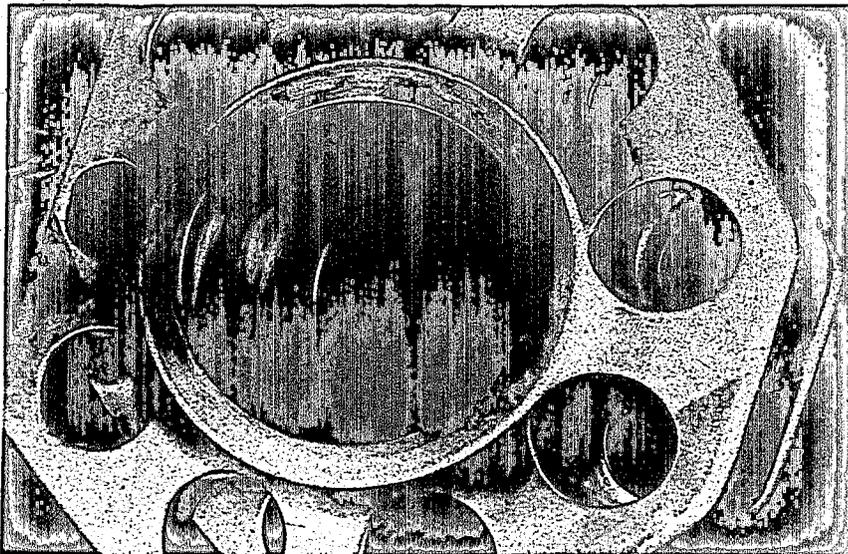


Abb. 10 c: Lagerfläche des Pleuels nach Abb.10b (Pleuelschaftseite)

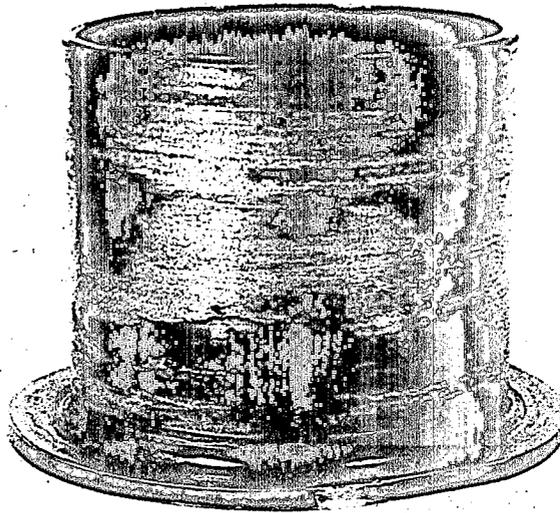


Abb. 10d: Durch Lagerfresser zerstörte Zapfenbuchse des Pleuelsternes üblicher Bauart

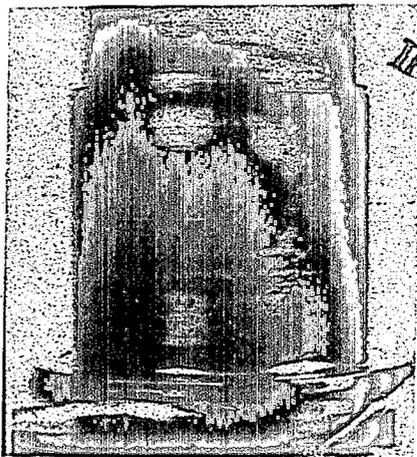


Abb. 10e: Laufbild einer befriedigend gelaufenen Zapfenbuchse

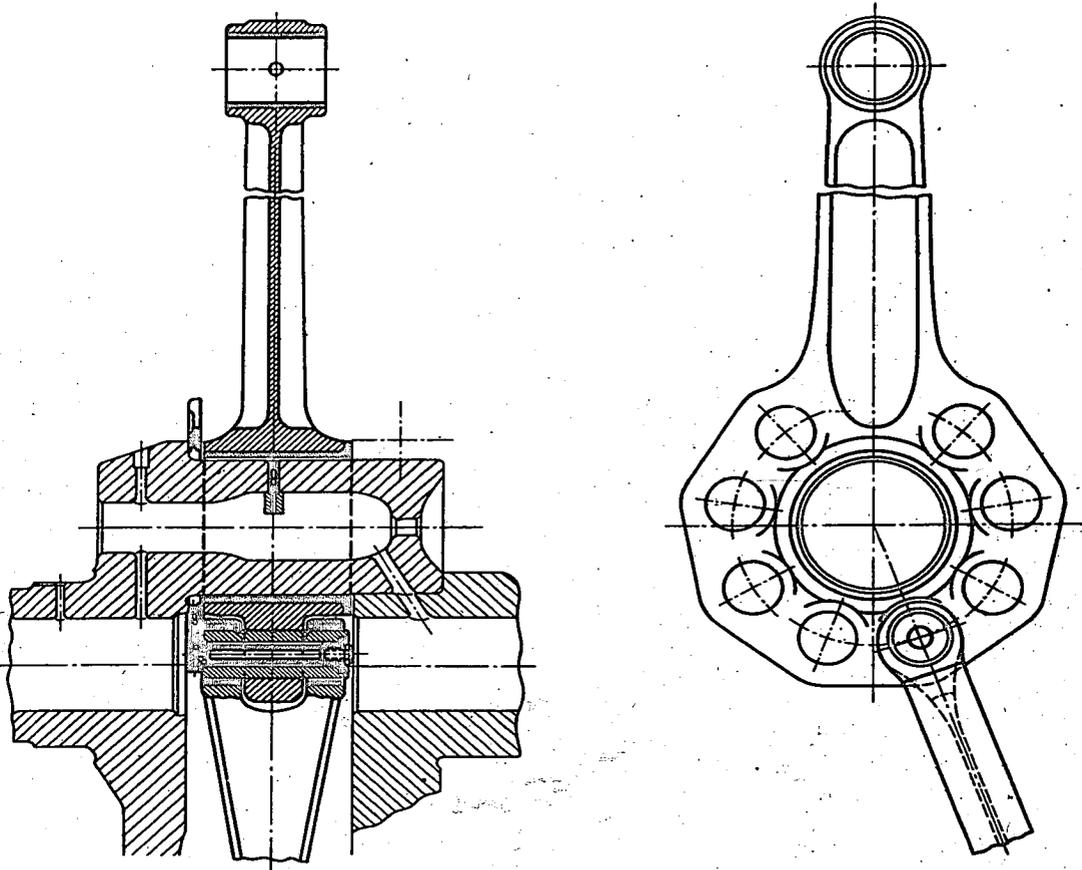


Abb.10f: Hauptpleuel neuer Bauart mit Mittelsteg.

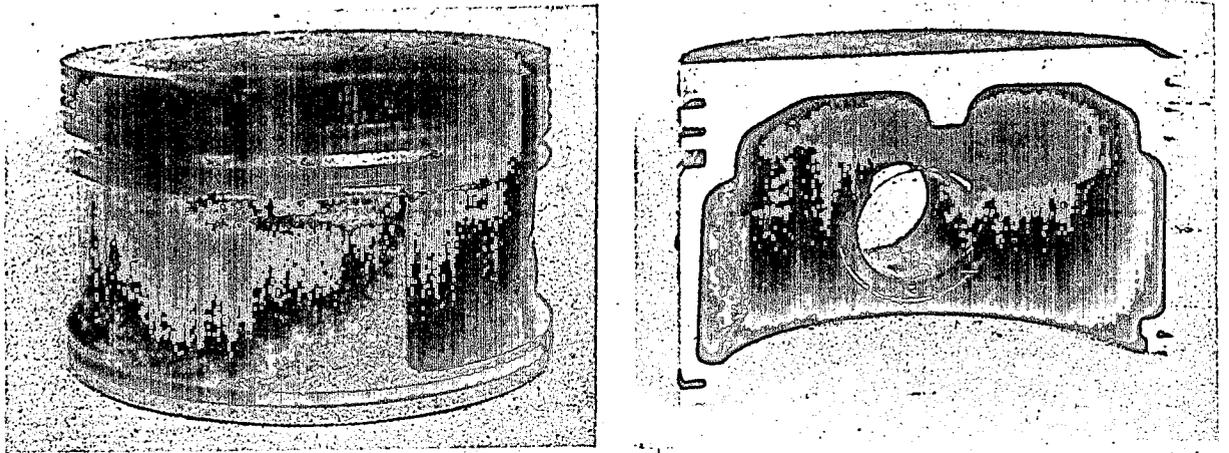


Abb. 11a: Laufbild eines deutschen Sternmotorenkolbens, bei dem die Laufläche durch den Ölfilmdruck nach innen durchgewölbt wurde

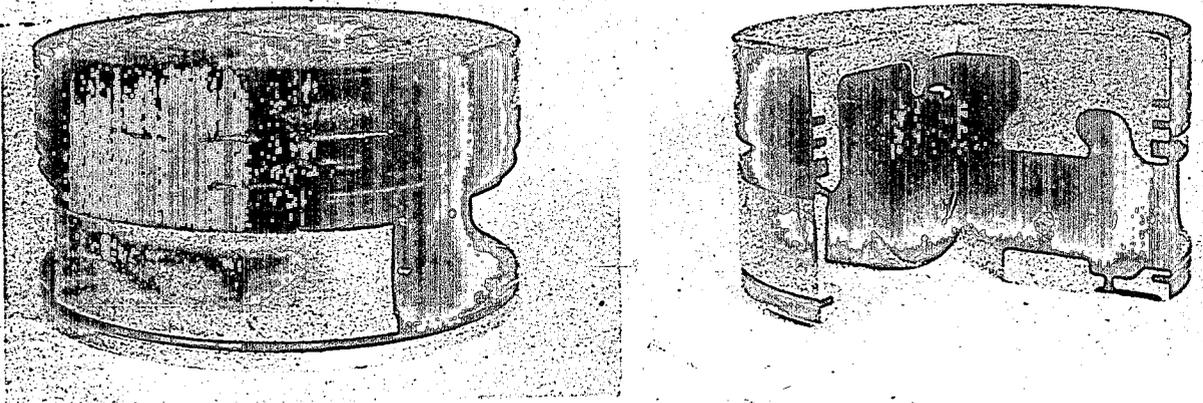


Abb. 11b: Englischer Flugmotorenkolben mit durchgedrückter Gleitbahnfläche.