

effektiver Mitteldruck, Drehzahl und Zünddruck ein funktioneller Zusammenhang besteht, der im voraus nicht bekannt ist. Er läßt sich aber durch die Aufnahme der Belastungskennlinie des Motors bestimmen oder beim Vorliegen entsprechender Arbeitsprozeßkennwerte mit hinreichender Genauigkeit berechnen. Der dem effektiven Mitteldruck $p_e = 1,08 \text{ MPa}$ und der Drehzahl $n = 1000 \text{ U/min}$ zugeordnete maximale Zünddruck ist $p_z = 9,81 \text{ MPa}$, wobei vorausgesetzt wird, daß dieser Druck auf die brennraumseitige Kolbenbodenoberfläche und die zylindrische Fläche des Feuersteiges in voller Größe wirkt (Bild 1).

Die thermische Belastung wird von der vorhergegangenen Temperaturfeldberechnung übernommen, wobei nicht die Absoluttemperatur ausschlaggebend ist, sondern nur die Temperaturdifferenz zu einer Bezugstemperatur, bei der Spannungsfreiheit herrscht, in die weitere Rechnung eingeht.

2.3. Die lagerungsbeschreibenden Daten

Die auf den Kolben wirkenden Gaskräfte werden durch die Kolbennabe über den Kolbenbolzen auf das Pleuel übertragen. Dabei wird der Kolbenbolzen vorrangig auf Biegung beansprucht. Aus konstruktiven Gründen, die im wesentlichen durch die Bauhöhe des Kolbens, die Pleuelstangenlänge und die Brennraumauführung bedingt sind, kann sich die Kolbennabe nur partiell auf die Verformung des Kolbenbolzens einstellen [2]. Als Folge dessen kommt es zur Ausbildung von Spannungsspitzen im oberen Scheitelpunkt der Kolbennabe. Daher ist es empfehlenswert, den Kolbenbolzen bei den durchzuführenden Untersuchungen in das Modell mit einzubeziehen. Die für die FEM-Rechnung erforderliche Verhinderung der Starrkörperverschiebungen des Kolbens wird in diesem Fall im Bereich der Lagerung des Kolbenbolzens im Pleuel realisiert.

Es sollte an dieser Stelle noch auf die Schwierigkeit der Festlegung der Randbedingungen hingewiesen werden, sobald keine definierte Abstützung vorliegt, sondern das betrachtete Teil mit anderen in Kontakt steht und eine gegenseitige Beeinflussung anzunehmen ist. Empfehlenswert ist in diesem Fall eine Einbeziehung der angrenzenden Bauteile in die Untersuchungen. Das führt natürlich zu einer Steigerung des Aufwandes bei der Bereitstellung der Eingabedaten und zu einer Erhöhung der Rechenzeit bei der Lösung der Aufgabe. Für den betrachteten Kolben sind außer der Lagerung des Kolbenbolzens die Randbedingungen auf den Symmetrieflächen zu realisieren (Bild 1).

3. Diskussion der Ergebnisse

3.1. Lastfall: Mechanische Belastung

Bei ausschließlich mechanischer Belastung erhält man die im Bild 2 dargestellten Deformationen in den Symmetrieebenen. Es ist festzustellen, daß sich der Kolben an seiner Mantelfläche infolge des Zünddruckes p_z ballig-wechselnd oval verformt (Bild 3) und die Ringnuten zusammengedrückt werden (Bild 4).

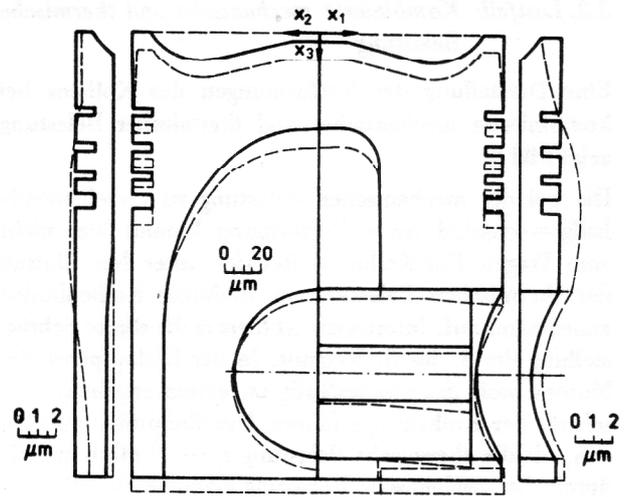


Bild 2
Verformung des Kolbens infolge der mechanischen Belastung

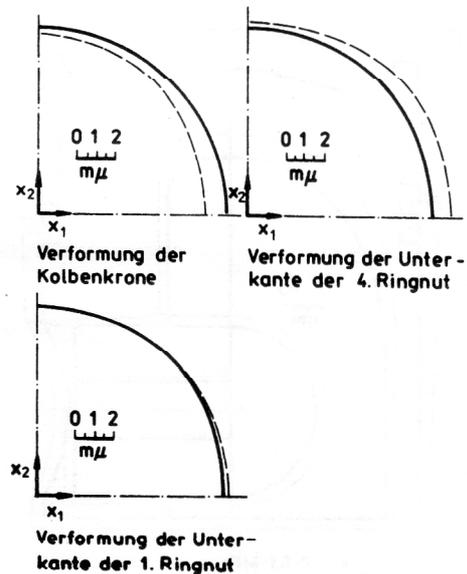


Bild 3
Einfluß der mechanischen Belastung auf die Ovalität des Kolbens

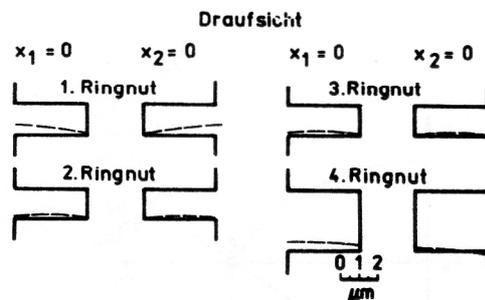


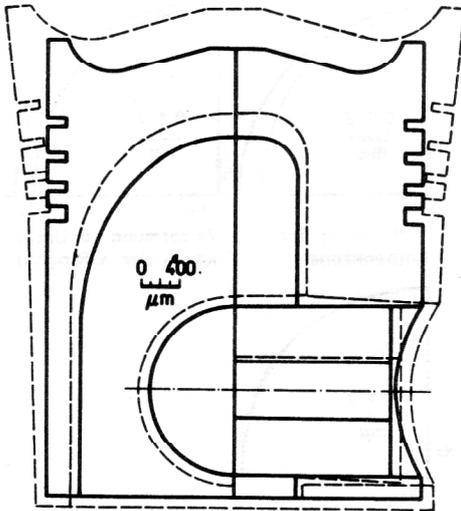
Bild 4
Verformung der Ringnuten infolge der mechanischen Belastung

Letztere Feststellung ist für den Motorenbauer insofern von Bedeutung, da er hierdurch die Möglichkeit erhält, das Einbauspiel für die Kolbenringe festzulegen.

3.2. Lastfall: Kombinierte mechanische und thermische Belastung

Eine Darstellung der Verformungen des Kolbens bei kombinierter mechanischer und thermischer Belastung zeigt Bild 5.

Die bei der mechanischen Belastung zu verzeichnende ballig-wechselnd ovale Verformung kommt hier nicht zum Tragen. Der Kolben weitet sich unter dem Einfluß der thermischen Belastung in Richtung Kolbenboden zunehmend auf. Interessant ist hierbei die starke Schrägstellung der 1. bis 3. Ringnut. In der Einlaufphase des Motors muß das zwangsläufig zu einem erhöhten Verschleiß der Kolbenringe führen. Um überprüfen zu können, ob die thermische Belastung einen Einfluß auf die durch die mechanische Belastung erzeugte Ovalität ausübt, werden die Verschiebungskomponenten in Richtung der Achsen x_1 und x_2 in Verschiebungen in radialer und tangentialer Richtung umgerechnet (Bild 6).



$p_z = 9,81 \text{ MPa}$
 $p_e = 1,08 \text{ MPa}$
 $n = 1000 \text{ U/min}$

Bild 5
 Verformung des Kolbens infolge kombinierter mechanischer und thermischer Belastung

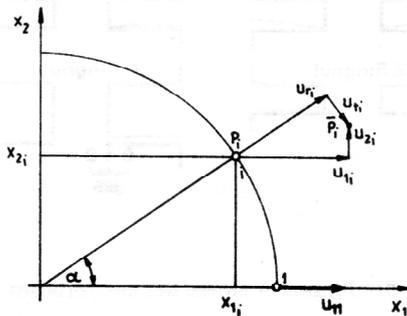


Bild 6
 Zusammenhang zwischen der Verformung in kartesischen und natürlichen Koordinaten

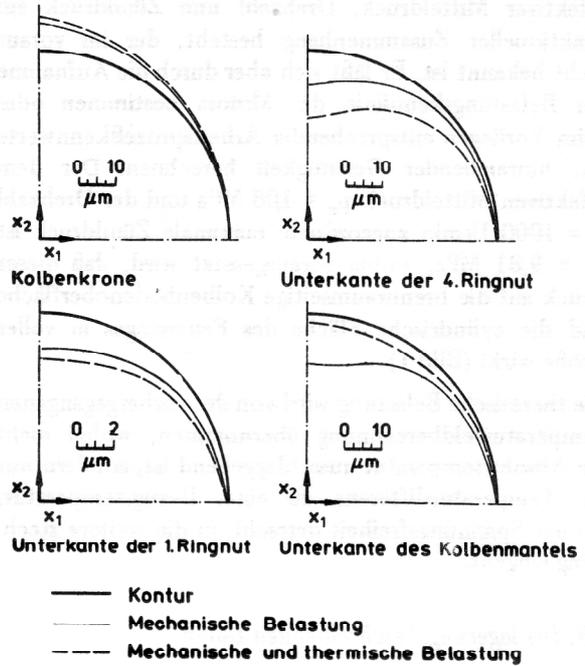


Bild 7
 Einfluß der mechanischen und thermischen Belastung auf die Form des Kolbens

Die radiale Verschiebungskomponente erhält man aus der Beziehung

$$u_{ri} = \frac{x_{1i}u_{1i} + x_{2i}u_{2i}}{\sqrt{x_{1i}^2 + x_{2i}^2}}$$

Als Bezugspunkt für den Nachweis der Ovalität wurde die relative radiale Verschiebung

$$\bar{u}_{ii} = u_{ri} - u_{11}$$

des Knotens 1 auf der x_1 -Koordinatenachse gewählt. Im Bild 7 sind die auf diesem Wege ermittelten Werte dargestellt.

Unmittelbar an der Kolbenkrone resultiert die Ovalität vorrangig aus der mechanischen Belastung, und der Einfluß der thermischen Belastung ist gering. Das verändert sich jedoch, je weiter man sich in Richtung der Unterseite des Kolbenmantels bewegt. In der Nähe der 4. Ringnut wird die Ovalität durch die thermische Belastung in einer Größenordnung verstärkt, die in etwa der der mechanischen Belastung entspricht. An der Unterseite des Kolbenmantels führt die thermische Belastung dagegen zu einer Abnahme der Ovalität.

3.3. Zusammenfassende Wertung

Das mit der FEM-Analyse berechnete Verschiebungsfeld gestattet es, die Formkurve des Kolbens für den unbelasteten Zustand und damit für die Fertigung zu bestimmen. Damit konnte gezeigt werden, daß bereits mit einer recht groben Vernetzung praxisrelevante Ergebnisse erreicht werden können. Für eine Spannungsanalyse müßte das Netz an einigen kritischen Bereichen

