

Genehmigung

ur durch

or

Kraut

ronn

Bl. 16

Übersetzung aus der japanischen Zeitschrift

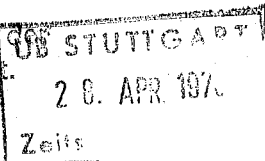
"Nainen Kikan" (Die Brennkraftmaschine)

Band 5, Heft Nr.48, Juni 1966, Seite 58 - 60

Die Schwingungen der Ventilsysteme

von Fumio Ito

Nutzung innerhalb
Stuttgart bestimmt.



Firma Mitsubishi Jukogyo K.K.,
Werk Tokyo

1. Vorwort

Zu den Problemen der Brennkraftmaschinen, die bei hohen Drehzahlen kritisch werden, gehören die Schwingungen des Ventilsystemes. Diese Schwingungen wirken sich für den Motor in einer Verringerung seiner Leistung aus, sie haben einen starken Einfluß auf den Abriebverschleiß der Nocken, der Rollenstößel und der Ventilsitzflächen, wie auch auf die Bruchschäden an den Ventilen, auf die Geräusche usw., diese Schwingungen sind deshalb eines der Hindernisse, die sich der Erhöhung der Motordrehzahl in den Weg gestellt haben.

Wir wollen in der vorliegenden Arbeit versuchen, die als Folge der Ventilschwingungen auftretenden Erscheinungen an Beispielen zu erklären und so einen einfachen Weg zu finden für die Bewertung eines Ventilsystemes.

2. Die Schwingungserscheinungen in den Ventilsystemen

Das Ventilsystem einer Brennkraftmaschine besitzt im allgemeinen die in der Abb.1 dargestellte Konstruktion; in einer leicht verständlichen Form aufgezeichnet wird dieses System, wie wir dies in der Abb.2 sehen, durch ein Schwingungssystem mit vielen Freiheitsgraden ausgedrückt. Die schwingungserzeugende Kraft dieses Schwingungssystemes

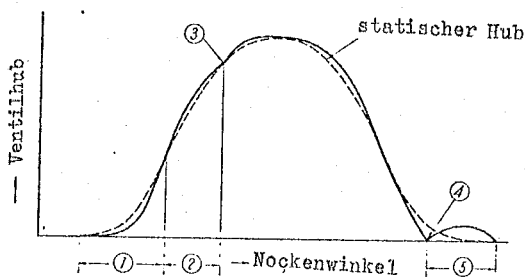


Abb. 4 图-4

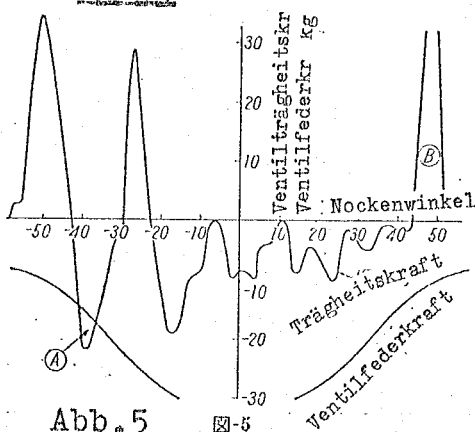


Abb. 5 图-5

Bei der in der Abb.4 dargestellten Ventilbewegung sehen wir im Teil ① den niedrigen Anhub im Vergleich mit dem durch die Durchbiegung des Ventilsystemes unter der Einwirkung der Trägheitskräfte hervorgerufenen statischen Anhub, im Teil ② haben wir die in der Abb.5 als Beispiel dargestellte Schwingungswellenform, die von den auf die Ventile wirkenden Trägheitskräften herrührt (aus dem praktisch gemessenen Anhub errechnet). Hier sehen wir deutlich wie im Teil A die Haltekraft der Ventildfeder überwunden wird, was zur Folge hat, daß das Ventil sich vom Ventilsystem löst (Valve jump). Auf diese Weise kommt es bei ③ zum Stoß gegen die Nockenfläche. Diese Erscheinung führt zu dem problematischen Abriebverschleiß der Nockenfläche und der Rollenstößelfläche.

In der Nähe des Punktes, in welchem das Schließen des Ventiles beendet wird, haben wir in der Abb.5 den Punkt B, in welchem durch die Trägheitskraft das Ventilsystem

durchgebogen wird, was zur Folge hat, daß das Ventil mit großer Geschwindigkeit auf seinen Sitz aufschlägt, so daß wir im Punkt ④ der Abb.4 das Prellen (das Rückprallen?) haben. Diese Erscheinung bezeichnet man als "Valve bounce". Die Abb.6 zeigt Beispiele von Meßergebnissen, die man bei der gleichzeitigen Messung des Ventilhubes, der Ventildehnung und der Dehnung des Ventilstößels bei hohen Drehzahlen erhalten hat; man erkennt dabei deutlich, daß beim Aufsetzen des Ventils auf seinen Sitz am Ventil stoßartige Dehnungen auftreten. Dies führt zu Verringerungen der Leistungsfähigkeit des Motors infolge des Abriebverschleißes der Ventilsitzflächen und infolge der Änderung der Ventilöffnungszeiten. Außerdem werden dadurch Störgeräusche erzeugt und es wird die Gefahr eines Ventilbruches heraufbeschworen.

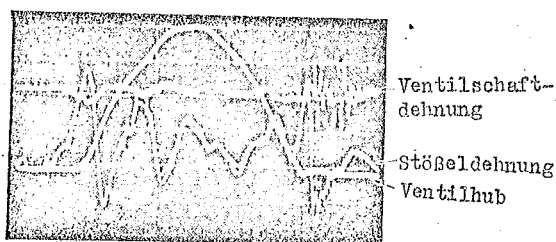


Abb.6

3. Die Bewertung des Ventilsystems mit bezug auf die Schwingungen

Es ist natürlich nicht möglich, die im Abschnitt 2 dargelegten durch die Schwingungen des Ventilsystems im Bereich der hohen Motordrehzahlen entstehenden Probleme restlos zu lösen, man kann sich jedoch anstrengen, diese Schwierigkeiten auf ein Mindestmaß zu reduzieren und es sind hierüber schon viele Forschungsarbeiten veröffentlicht worden, so daß wir hier nicht auf Einzelheiten einzugehen brauchen; ich will deshalb hier in erster Linie über die grundsätzliche Bewertung sprechen.

Die Schwingungen des Ventilsystemes sind in hohem Maße von der Steifigkeit des Systemes und vom Nockenprofil abhängig um deshalb zu einer qualitativen Beurteilung der Vorzüge und der Nachteile eines Ventilsystemes zu kommen, kann man so vorgehen, daß man einen Amplitudenvergleich des Anteile der höheren Harmonischen eines Nockenprofiles durchführt, welches die gleiche Eigenschwingungszahl besitzt, wie das Ventilsystem. Selbstverständlich ist es wünschenswert, daß die Amplituden des in dem Betriebsbereich des Motors fallenden Schwingungsanteiles möglichst klein sind. Es genügt die Eigenschwingungszahlen des Ventilsystems zu messen oder aber diese Eigenschwingungszahlen dadurch zu bestimmen, daß man das in der Abb.2 dargestellte System durch das in der Abb.7 gezeigte ventilseitige Achsensystem ersetzt und so berechnet.

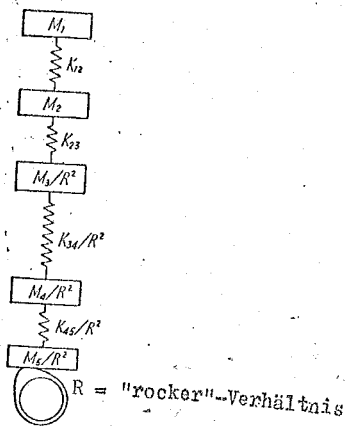


Abb. 7

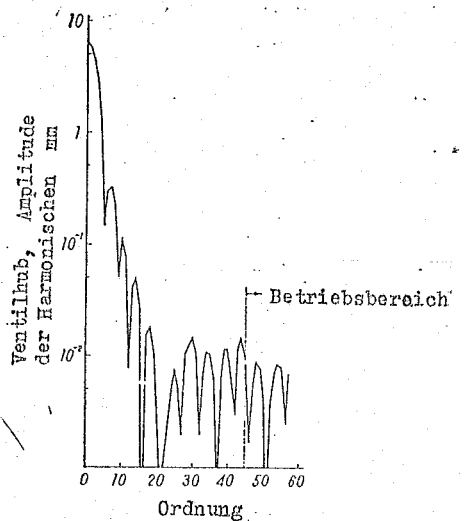


Abb. 8

Die Amplitude des Anteilcs der höheren Harmonischen des Nockenprofiles wird auf dem Wege einer Fourier-Analyse gefunden; in der Abb.8 sind einige mit einer elektronischen Rechenmaschine gefundene Ergebnisse dargestellt.

Das genannte Verfahren ist zwar für die Durchführung ver-

gleichender Untersuchungen von Ventilsystemen ganz hervor-
 ragend, es ist jedoch nicht geeignet, wenn es sich um die
 Diskussion über die praktischen Bewegungen des Ventiles,
 wie etwa das Springen (jumping) oder das Prellen (bouncing
 des Ventiles handelt; aber auch bei der Untersuchung des
 "surging" der Ventulfedern haben wir es nicht mit einem
 statischen Ventilanhub zu tun, und wir müssen dabei die
 Resonanz des dynamischen Ventilanhubes mit dem Anteil der
 höheren Harmonischen prüfen. Auch bei der Berechnung und
 Konstruktion der modernen sogenannten Polydyn-Nocken, bei
 denen man die Durchbiegung des Ventilsystemes berücksich-
 tigt hat, muß man ganz selbstverständlich die dynamische
 Ventilbewegung kennen.

Eine vollständige Lösung des Problemes dieser Ventilbewe-
 gung ist, da das Ventilsystem selbst äußerst kompliziert
 ist, praktisch unmöglich; jedoch dürfte einer gewissen Ver-
 einfachung nichts im Wege stehen! Trotzdem gibt es hierbei
 noch sehr viele vollständig ungeklärte Punkte, wie etwa
 die Reibungskräfte, die Viskositätskräfte usw., es gibt
 also immer noch viele ungelöste Probleme. Natürlich ist
 auch die Berechnung sehr kompliziert, heute jedoch, wo die
 elektronische Rechenmaschine bis zu einem so hohen Grad
 der Vollkommenheit entwickelt worden ist, läßt sich eine
 solche Berechnung ganz leicht bewältigen.

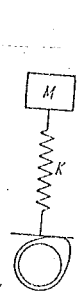


Abb. 9

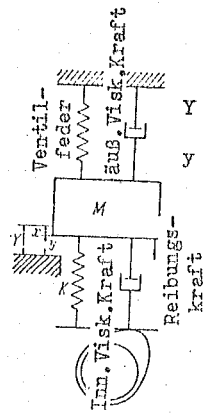


Abb. 10

Y : Ventilhub ohne Durchbiegung
 y : wirklicher Ventilhub

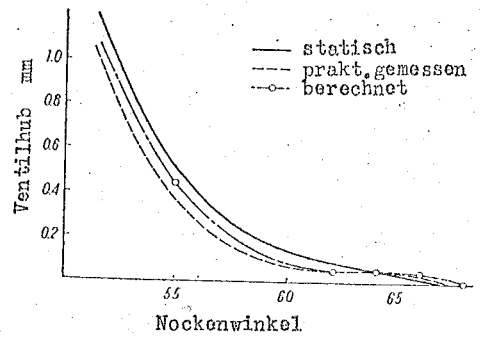


Abb. 11

Die Berechnung der Ventilbewegung wird im allgemeinen in der folgenden Weise ausgeführt. Um das System zu vereinfachen, wird das in der Abb.7 dargestellte System durch das System mit einem Freiheitsgrad der Abb.9 ersetzt. Die äquivalente Masse M und die äquivalente Federkonstante K hat man so bestimmt, daß ihre Eigenschwingungszahl und ihre Schwingungsenergie gleich sind, wie bei den in den Abb.7 und 9 dargestellten Systemen. Demnach können wir als das Ventilsystem so ausdrücken, wie dies in der Abb.10 dargestellt ist (hierbei sind jedoch die von dem "surging" der Ventildedern herrührenden Kräfte, sowie der Gasdruck vernachlässigt worden). Wenn wir die Bewegungsgleichungen für dieses System aufstellen, dann erhalten wir für die Bewegung der Ventile die nachstehenden Differentialgleichungen:

Wenn $\frac{dy}{dt} \geq 0, \frac{dy}{dt} < 0, x < 0$ sind, erhalten wir:

$$\ddot{x} + 2\zeta_1\nu_1\dot{x} + \nu_1^2x = \frac{1}{M}F(t)$$

$$\ddot{x} + 2\zeta_2\nu_2\dot{x} + \nu_2^2x = \frac{1}{M}F(t)$$

$$\ddot{x} + 2\zeta_3\nu_3\dot{x} + \nu_3^2x = \frac{1}{M}F(t)$$

$F(t)$ stellt die an der Nockenfläche, wenn keine Durchbiegung des Ventilsystems erfolgt, angreifende Kraft dar und da diese Kraft einen bereits bekannten Wert besitzt, so kann man durch Lösung der obenstehenden Gleichungen die Ventilbewegung kennenlernen.

Die Abb.11 zeigt die Bewegung des Ventiles in der unmittelbaren Nähe des Zeitpunktes seines Aufsetzens auf den Ventilsitz; wir haben dabei die berechneten Werte, die statischen Werte und die praktisch gemessenen Werte miteinander verglichen.

Durch diese Berechnung kann man bis zu einem gewissen Grade die Bewegung des Ventiles vorausschätzen, die Berechnung macht also die Bewertung eines Ventilsystemes möglich

In der oben beschriebenen Weise haben wir also heute die Möglichkeit, die Schwingungserscheinungen eines Ventilsystemes, welche einen schlechten Einfluß auf den Motor ausüben, geklärt und erfaßt, und mit Hilfe einer elektronischen Rechenmaschine können wir unsere Berechnung auch auf die Untersuchung der Konstruktion eines Ventilsystemes anwenden, wenn es sich darum handelt, die Drehzahl eines Motors zu erhöhen.

Literaturhinweise

- 1) P.Barkan: Calculation of High Speed Valve Motion with a Flexible Overhead Linkage. SAE.Trans.Vol.61, 1953.
- 2) R.A.Roggenbuck: Designing the Cam Profil for Low Vibration at High Speeds. SAE Trans. Vol.1953.
- 3) H.C.Schulz: Oszillographische Untersuchungen an der Ventilsteuerung von Dieselmotoren.MTZ 1959, 10.
- 4) Saya u.a.: Verfahren zum Messen der Bewegungen des Ventilmeehanismus eines Motors, Zeitschrift "Jidosha Gijutsu", Bd.12, Heft Nr.9,1958.
- 5) Masuda u.a.: Ein Verfahren zum Messen der Bewegungen der sich bewegendenden Teile eines Motors und einige Meßbeispiele, Zeitschrift "Jidosha Gijutsu", Bd.12, Heft Nr.5, 1958.
- 6) Masuda, Sato: Betrachtungen über eine Frequenzanalyse eines Ventilbewegungssystemes, Referat auf der Haupttagung der Jap.Gesellschaft der Automobilingenieure (Mai 1963).
- 7) Furubayashi: Experimentelle Untersuchung der Ventilbewegung, Referat auf der Haupttagung der Jap. Gesellschaft der Automobilingenieure (Juli 1961).
- 8) Nakamura u.a.: Eine Frequenzanalyse der Bewegung des Ventilantriebsmechanismus mit Hilfe einer äquivalenten elektrischen Schaltung, dies. Zeitschrift, Bd.4, Heft Nr.41, November 65 S.11-20
(Original dieser Arbeit beim Übersetzer vorhanden).