

Eine Frequenzanalyse des Ventilbewegungs-
mechanismus mit Hilfe einer elektrischen
Modellschaltung

von Dr.Ing.H.Nakamura,
Sh.Matsui
und N.Iwase

Forschungsinstitut der Firma
Nissan Automobil AG.

Eines der größten Hindernisse, die sich der Steigerung der Motordrehzahl in den Weg stellen, ist das Springen und das Prellen (jumping and bouncing) der Ventile; man ist sich heute ganz allgemein darüber einig, daß eine notwendige Bedingung, um dieser störenden Ventilbewegung Herr zu werden, in einer Erhöhung der Resonanzfrequenz des Ventilsystemes besteht. Wir haben nun eine elektrische äquivalente Schaltung verwendet und die Frage geklärt, welcher Art die Resonanzfrequenz ist, die man als die oben erwähnte Resonanzfrequenz anzusprechen hat; in Verbindung damit haben wir eine Untersuchung durchgeführt, um ein konkretes Verfahren zur Erhöhung dieser Resonanzfrequenz zu finden.

1. Vorwort

Das Springen und Prellen (jumping and bouncing) der Ventile (im folgenden kurz als "Tanzen der Ventile" bezeichnet) ist eines der großen Hindernisse, die sich einer Erhöhung der Motordrehzahl in den Weg stellen, es ist die Ursache für die Stöße der Ventile gegen die Kolben (?), es ist verantwortlich für die Stöße gegen den Ventilsitz beim Beschleunigen, für die hereinkommenden Ungenauigkeiten beim Öffnen und Schließen der Ventile usw.; die Folgen bestehen im Bruch der Ventile, im Absinken des Ansaugwirkungsgrades

in einer Erhöhung der Motorgeräusche usw.

Anfangs hat man das Problem des Tanzens der Ventile so verstanden, daß die durch die dem Ventilsystem von den Nocken her mitgeteilte Beschleunigung und durch die Masse des Ventilsystems bestimmten Trägheitskräfte mit steigender Nockendrehzahl zunehmen, daß die Kräfte der Ventilfeuern, welche das Bestreben haben, das Ventilsystem am Nocken zu halten, durch Schwingungen unterbrochen werden, und daß das Ventilsystem vom Nocken her hochspringt und letztlich dadurch die Erscheinung des Tanzens der Ventile hervorgerufen wird^{1,2)}; man hat deshalb zunächst versucht, durch eine Erhöhung der Andrückkraft der Ventilfeuern diesem Tanzen der Ventile entgegenzuwirken. Diese Denkweise steht jedoch, wenn man sie auf die Motordrehzahl bezieht, bei der die Ventile zu tanzen beginnen, in einem starken Widerspruch zu den Versuchsergebnissen; diese Widersprüche haben es mit sich gebracht, daß man sich darüber klar geworden ist, daß sie daher rühren, daß man die Steifigkeiten außer derjenigen der Ventilfeuern ganz außer acht gelassen hat und man ist damit in der Denkweise um einen Schritt weiter vorwärts gekommen. Bei den Beschleunigungen, welche als Ursache für die an dem Ventilsystem angreifenden Trägheitskräfte in Frage kommen, dürfen außer der vom Nocken her mitgeteilten Beschleunigung die Beschleunigungen nicht vernachlässigt werden, welche mit der Frequenzcharakteristik des Ventilsystemes mit der Oszillationsfrequenz des Nockens und seiner Teile zusammenhängen und welche von den durch die Dämpfungskonstante des Ventilsystems bestimmten inneren Schwingungen herrühren
1)2)3)11)12)13)14)19)20)21)22).

Um diese inneren Schwingungen zu unterdrücken, muß man die Resonanzfrequenz des Ventilsystemes in denjenigen Frequenzbereich verlegen, in welchen die Erregungskomponenten klein sind und man muß die Dämpfungskonstante des Ventilsystemes groß machen. Die Hochfrequenzkomponente der Nockenhubkurve wird im allgemeinen bei den höheren Ordnungen kleiner, die erstgenannte Forderung kann deshalb dadurch erfüllt werden, daß man die Resonanzfrequenz des Ventilsystemes höher macht

Als notwendige Bedingungen dafür, daß die Ventile nicht tanzen, können wir somit die nachstehenden Bedingungen auführen:

1. Die Andrückkraft der Ventildedern muß groß sein.
2. Die Masse des Ventilsystems muß klein sein.
3. Die Hubbeschleunigung des Nockens muß klein sein.
4. Die Resonanzfrequenz des Ventilsystemes muß hoch sein.
5. Die Hochfrequenzkomponente der höheren Ordnungen des Nockens muß klein sein.
6. Die Dämpfungskonstante des Ventilsystems muß groß sein.

Ausgehend von diesen Überlegungen sind schon viele Gegenmaßnahmen gegen das Tanzen der Ventile versucht worden, und man hat so ganz allmählich die Leistungsfähigkeit des Ventilbewegungsmechanismus verbessert, und man hat auch die Verwirklichung eines Ventilsystems mit oben liegender Nockenwelle verwirklicht.

Bezüglich der oben unter 4. genannten Bedingung haben wir uns überlegt, welche verschiedenen Resonanzfrequenzen in Frage kommen, wenn man von der Resonanzfrequenz des Ventilsystemes spricht, sodann haben wir mit dem Ziel, die Resonanzfrequenz des Ventilsystemes zu erhöhen, konkrete Überlegungen angestellt, um herauszufinden, nach welchem Programm wir am günstigsten vorgehen müssen, um dieses Ziel zu

erreichen, und wir haben als Beispiel einen Motor mit einer Ventilantriebsstange (push rod) untersucht; aufgrund der Ergebnisse dieser Untersuchungen haben wir ein allgemein anwendbares Verfahren aufgestellt.

2. Das Analysenverfahren

Bisher mußte man, um die Bewegungen des Ventiltriebmechanismus, und dabei insbesondere die Bewegung der Ventile phänomenologisch zu erfassen und zu diskutieren die Theorie der nichtlinearen Schwingungen einführen. Wenn es sich jedoch darum handelt, das für uns im Augenblick dringendste Problem zu diskutieren, welches darin besteht, eine Antwort auf die Frage zu finden, was man tun muß, um als ein Verfahren zur Verhütung des Tanzens der Ventile, die Resonanzfrequenz des Ventilsystems zu erhöhen, dann scheint die lineare Schwingungstheorie ausreichend zu sein, ja sie bringt sogar darüber hinaus noch mehr Nutzen, da man ihre physikalische Bedeutung erfassen kann (?). Auch was die Erregungswellenform anbetrifft, scheinen die leicht zu erhaltenden Rechteckwellen zu genügen, da hier die Nockenprofilcharakteristik nicht diskutiert wird. Die Dämpfungskonstante des Systems sollte allerdings berücksichtigt werden, im Hinblick darauf jedoch, daß die Resonanzfrequenzeigenschaften geklärt und ihre Höhe gemessen werden soll, so kann die Dämpfungskonstante auch vernachlässigt werden, und es scheint, daß sie keinen wesentlichen Einfluß besitzt, und da es zudem auch schwierig ist, einen Zahlenwert festzulegen, so haben wir uns für diesmal entschlossen die Dämpfungskonstante nicht zu berücksichtigen.

Diese Überlegungen haben wir als Grundlage genommen und den Ventilbewegungsmechanismus durch ein aus einer Feder

und einem Massepunkt bestehendes lineares Schwingungssystem mit vielen Freiheitsgraden ersetzt; dieses System haben wir in einen äquivalenten elektrischen Stromkreis umgeformt, bei dem die Klärung der Schwingungscharakteristik noch leichter ist, und aufgrund dieses unter Verwendung eines Rechteckwellenoszillators als Schwingungserregungsquelle zustande gekommenen elektrischen Stromkreises sind wir an die analytische Lösung herangegangen.

3. Die Simulation des Ventilbewegungsmechanismus

3.1 Die Umformung des Ventilbewegungsmechanismus in ein Schwingungssystem mit vielen Freiheitsgraden

Unter Berücksichtigung der Tatsache, daß man die Frequenzcharakteristik des Ventilbewegungsmechanismus getreu reproduzieren kann, haben wir den Ventilbewegungsmechanismus durch das in der Abb.1 dargestellte Schwingungssystem ersetzt. Das Verfahren der Aufteilung in die einzelnen, den Ventiltriebmechanismus aufbauenden Elemente haben wir festgelegt, indem wir die Größe der Steifigkeit (die Federkonstante) der Elemente in dem gesamten System, ihren lagemäßigen Zusammenhang mit dem Schwingungssystem, sowie die Kapazität der elektrischen Schaltungselemente berücksichtigten. Für die auf den Eigenschaften des Nockens beruhende Schwingungserregungsquelle haben wir uns ein neues Verfahren ausgedacht, indem wir, wie dies in der Abbildung dargestellt ist, die Schwingungserregungswellenform mit einer Geschwindigkeit ablaufen (slight) ließen, welche der Schwingungserregungsfrequenz zwischen der Nockenwelle und dem Rollenstößel entsprach.

3.2 Die Umstellung auf die elektrische äquivalente Schaltung

Das in der Abb.1 dargestellte Schwingungssystem haben wir

unter Anwendung des M-C-Substitutionsverfahrens³¹⁾ durch eine elektrische, äquivalente Schaltung ersetzt; die sich dabei ergebende Schaltung ist in der Abb.2 dargestellt.

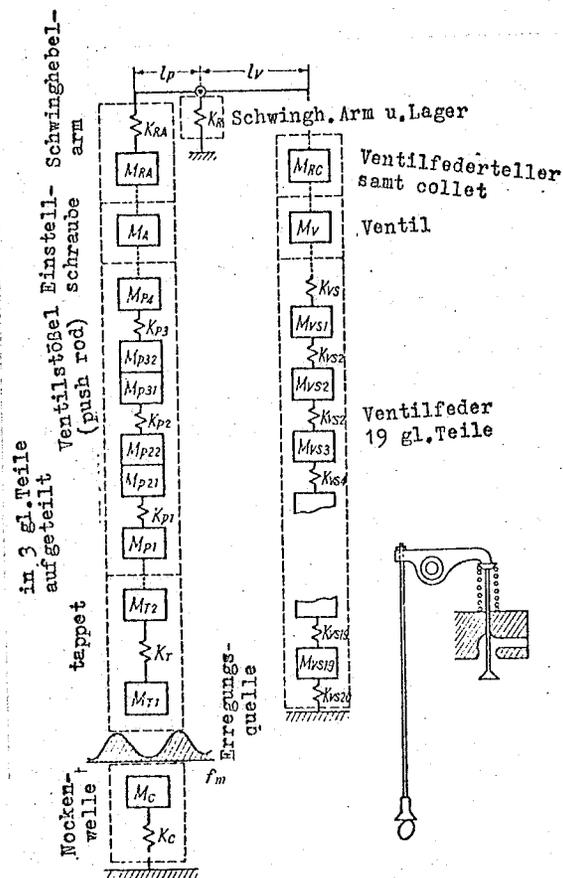


Abb.1 Das Schwingungssystem mit vielen Freiheitsgraden eines Ventilbewegungsmechanismus

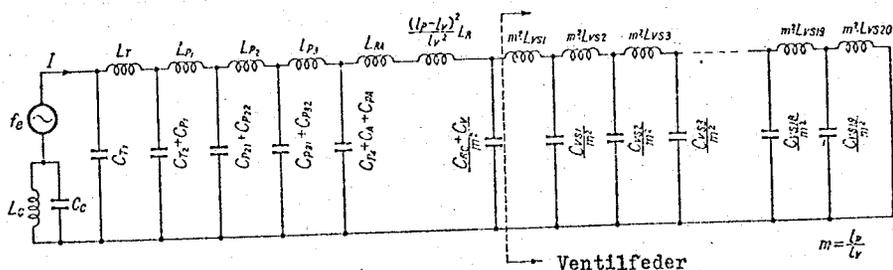


Abb.2 Die äquivalente, elektrische Schaltung eines Ventilbewegungsmechanismus

Zwischen den Konstanten der Abb.1 und der Abb.2 besteht, bei gleichem Einheitensystem die nachstehende Beziehung:

$$C_i = \alpha_{CM} \cdot M_i, \quad L_i = \alpha_{LK} \cdot (1/K_i), \quad f_e = \alpha_{em} \cdot f_m$$

Hierin sind $\alpha_{CM}, \alpha_{LK}, \alpha_{em}$ beliebige Konstanten, welche die Gleichung $(\alpha_{em})^2 = (\alpha_{CM})^{-1} \times (\alpha_{LK})^{-1}$ befriedigen³¹⁾.

Bei dieser Substitution haben wir das Verfahren der Umrechnung der einzelnen Konstanten auf die Ventilstößelseite hier angewandt, wir haben deshalb für die Umformung der Größe K_F und der ventilseitigen Konstanten auf die Ventilstößelseite die nachstehende Methode angewandt:

Das in der Abb.3(a) dargestellte mechanische System kann durch die elektrische Schaltung der Abb.3(b) ersetzt werden. Dadurch kommen die nachstehenden Gleichungen zustande.

$$\frac{e_1}{e_2} = \frac{l_P}{l_V} \quad \therefore \frac{E_1 - E_2}{l_P} = \frac{E_2 + E_0}{l_V} \quad \dots(1.1)$$

$$\frac{I_1}{I_2} = \frac{l_V}{l_P} \quad \dots\dots\dots(1.2)$$

$$(I_1 + I_2) \cdot j\omega L_R = E_0 \quad \dots\dots\dots(1.3)$$

und wir erhalten die Beziehungsgleichung

$$\begin{aligned} \frac{E_1}{I_1} &= j\omega L_R \cdot \frac{(l_P + l_V)^2}{l_V^2} + \left(\frac{l_P}{l_V}\right)^2 \left(\frac{E_2}{I_2}\right) \\ &= j\omega L_R \cdot \frac{(l_P + l_V)^2}{l_V^2} + \left(\frac{l_P}{l_V}\right) Z_e \quad \dots\dots(1.4) \end{aligned}$$

Die in der Abb.3(b) dargestellte Schaltung bekommt also jetzt die in der Abb.3(c) dargestellte Form; es genügt, wenn wir L_R mit $\left(\frac{l_P + l_V}{l_V}\right)^2$ und die ventilseitige Impedanz Z_e mit $(l_P/l_V)^2$ multiplizieren und damit auf die Ventilstößelseite verschieben³²⁾.

Nach diesem Substitutionsverfahren können wir, da die Spannung der Schwingungsgeschwindigkeit entspricht, indem wir mit bezug auf die Frequenz die Spannung in jedem einzelnen Punkte des Stromkreises mit der Eingangsspannung vergleichen, die Frequenzcharakteristik für die Schwingungsgeschwindigkeit in jedem einzelnen Punkte berechnen.

4. Die Frequenzcharakteristik des Ventilbewegungsmechanismus des von uns untersuchten Motors

Wir wollen in diesem Abschnitt die Ergebnisse darlegen, die wir bei der Berechnung der Frequenzcharakteristik unter Anwendung des im vorhergehenden Abschnitt besprochenen Ver-

fahrens auf den von uns untersuchten Motor erhalten haben; aufgrund dieser Ergebnisse wollen wir dann versuchen zu klären, auf welche Art von Resonanzfrequenz das hindeutet, was man im allgemeinen als die "Resonanzfrequenz eines Ventilsystemes" bezeichnet. Die Tafel 1 zeigt die wesentlichen Daten des Versuchsmotors.

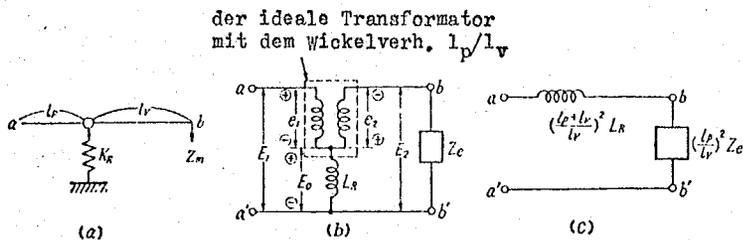


Abb.3 Der äquivalente Austausch zur Ventilstößelseite hin

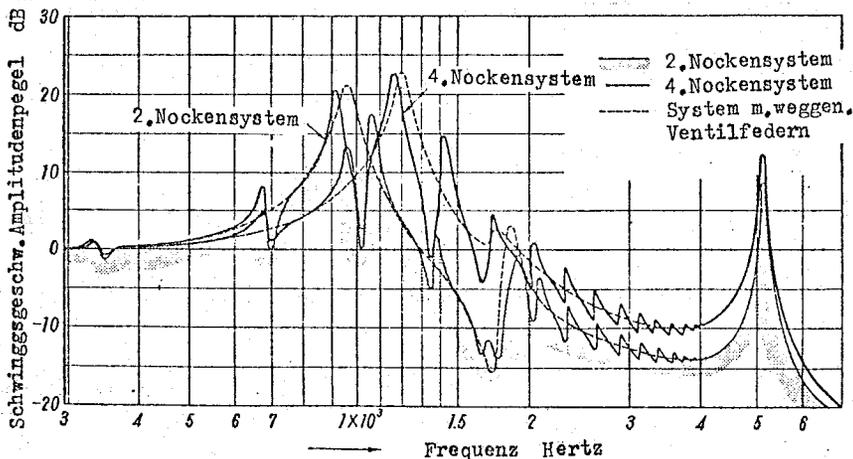


Abb.4 Die Frequenzanalyse der Schwingungsgeschwindigkeitsamplitude in der von der Nockenstellung ausgehenden auf die Geschwindigkeitsamplitude der Erregungsschwingung bezogenen Stellung der Ventile (0dB: Amplitude der Eingangsschwingungsgeschwindigkeit)

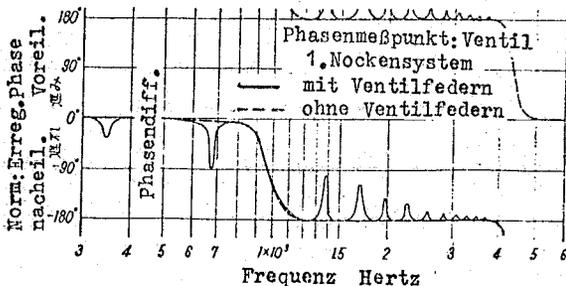


Abb.5 Die Frequenzcharakteristik bezüglich der Phasendifferenz in der auf die von der Nockenstellung ausgehenden auf die Phase der Erregungsschwingung bezogenen Ventilstellung (Grundnorm: Phase der Schwingungserregung)

Tafel 1

Die Daten des Versuchsmotors

Zahl und Anordnung der Zylinder	Vierzylinder-Reihenmotor
Arbeitstakte	Viertakt-Motor
Ventilmechanismus	oben gesteuert mit Ventilstößel
Zylinderdurchmesser x Hub (mm)	85 x 83 mm
gesamte Auspuffmenge	1.883 Liter
Kompressionsverhältnis	8.5
maximale Leistung	88/4800 PS/U.Min.
maximales Drehmoment	15.6/3200 mkg/U.Min.
Ansaugventil-Öffnungszeitpunkt	14° vor O.T.
Ansaugventil-Schließzeitpunkt	50° nach U.T.
Auspuffventil-Öffnungszeitpunkt	52° vor U.T.
Auspuffventil-Schließzeitpunkt	12° nach O.T.
Ansaugventilspiel	0.43 mm
Auspuffventilspiel	0.43 mm
Zündfolge	1-3-4-2

4.1 Die Ergebnisse der Berechnung der Frequenzcharakteristik des Ventilbewegungsmechanismus des Versuchsmotors

(a) Die auf die Geschwindigkeitsamplitude bezogene Frequenzcharakteristik

In der Abb.4 haben wir das 2. und das 4. Nockensystem (vom Ventilator her gezählt) als Beispiel genommen und die Frequenzcharakteristik der Amplituden der Schwingungsgeschwindigkeit der Ventile dargestellt. Der Unterschied zwischen diesen beiden Charakteristiken liegt in der Hauptsache im Unterschied des Ansaug- und Auspuffsystemes, sowie im

Unterschied der Lage der Nockenwelle und des sich über der "rocker sheft" befindenden Nockensystemes begründet (vergleiche Abb.8).

Die punktierte Linie in der Abbildung zeigt die bei weggenommenen Ventildfedern aufgenommene Charakteristik, und aus dem Vergleich der voll ausgezogenen Linien mit den punktierten Linien können wir Schlüsse auf den Einfluß ziehen, welchen die Ventildfedern auf die Ventilbewegung haben.

(b) Die auf die Phasen bezogene Frequenzcharakteristik

In der Abb.5 hat man die von dem Nocken herrührende Eingangphase als Grundnorm genommen und die auf diese Phase bezogene Frequenzcharakteristik des Ventiles für das 1. Nockensystem berechnet. Die voll ausgezogene Linie in der Abbildung zeigt die Charakteristik des gesamten Systems einschließlich der Ventildfedern, während die punktierte Linie die Charakteristik des Systemes bei weggenommenen Ventildfedern zeigt.

(c) Die Schwingungsform bei Resonanz

In der Abb.6 haben wir die Schwingungsform des Ventilbewegungsmechanismus bei Resonanz mit bezug auf das 1.Nockensystem aufgezeichnet. Als objektive Frequenz haben wir aufgrund der Nockendrehzahl und des Hochfrequenzkomponentenspektrums des Nockens eine bis in die Nähe der offenbar mit dem Tanzen der Ventile in Zusammenhang stehenden "Primärresonanzfrequenz des Systemes bei weggenommenen Ventildfedern" gehende Frequenz genommen. Bei dem in der Abbildung dargestellten Verfahren sind die Ventildfedern unmittelbar mit dem Ventil verbunden und das ganze System ist als ein einziges Translationssystem ausgedrückt und dargestellt. Einzelheiten des Darstellungsverfahrens mögen der Abb.7

entnommen werden.

4.2 Betrachtung über die Resonanzerscheinungen des Ventilbewegungsmechanismus

In dem Ventilbewegungsmechanismus, wie er in den Abb. 4, 5 und 6 dargestellt ist, sind, wie wir deutlich erkennen, im wesentlichen zwei Arten von Resonanzerscheinungen vorhanden. Die eine Art ist die in der Hauptsache bei einem System mit weggelassenen Ventildedern auftretende Resonanzerscheinung, welche einen großen Einfluß auf den Gesamtmechanismus ausüben. Eine weitere Art ist die, bei welcher die Ventildedern die Hauptsache sind, deren Einflußbereich lokal ist; wenn man von einem ganz besonderen Zustand absieht, findet der Energieaustausch nahezu ausschließlich im Innern der Ventildedern statt.

(a) Die Resonanzerscheinung, bei der das System mit weggelassenen Ventildedern die Hauptsache darstellt

Diese Resonanzerscheinung übt einen Einfluß auf die gesamte Frequenzcharakteristik des Ventilbewegungsmechanismus aus, sie besitzt eine große, die inneren Schwingungen des Ventilsystems beeinflussende Kraft. Da diese Resonanzfrequenz außerordentlich hoch ist, so geht man bei den Überlegungen natürlich von dem Hochfrequenzkomponentenspektrum aus, als Schwingungserregungskomponente bei diesen Frequenzen bekommt man zwar eine sehr kleine Komponente; da sich jedoch der Rand dieser Resonanzcharakteristik über einen sehr weiten Frequenzbereich erstreckt, so erstreckt sich dieser Einfluß bis in die ganz niederen Frequenzen mit großer Erregungskomponente und darf deshalb nicht vernachlässigt werden. Wenn wir diese Resonanzfrequenz hoch annehmen, so wird auch der Rand dieser Resonanzcharakteristik, wie wir

dies aus einem Vergleich des 2. und des 4. Nockensystems in der Abb. 4 erkennen können, entsprechend weit in der Richtung der hohen Frequenzen verschoben, und man kann sich unschwer vorstellen, daß man dabei gute Ergebnisse erhält, bei welchen die inneren Schwingungen des Ventilsystems klein werden.

(b) Die Resonanzerscheinung, bei welcher die Ventildedern die Hauptsache darstellen

Diese Resonanzerscheinung ist im allgemeinen lokal, und auch im Falle der Resonanz übt diese Erscheinung, wenn man von den Ventildedern absieht, nahezu keinen Einfluß aus. Für diejenigen Schwingungen, deren Ordnungszahlen in der Nähe der Resonanzfrequenz des Systemes mit weggenommenen Ventildedern liegt, ist der Einfluß auch auf die Schwingungscharakteristik des gesamten Systemes, wie man auch aus den Abb. 4 und 6 erkennen kann, außerordentlich groß. Diese Resonanzerscheinungen können deshalb zu einem Faktor werden den man bei der Betrachtung des "Tanzens" der Ventile keinesfalls vernachlässigen darf. Wenn jedoch die Resonanzfrequenz eines Systemes bei weggenommenen Ventildedern hoch ist, dann werden auch die problematisch werdenden Resonanzschwingungsordnungszahlen hoch, und deshalb ist der Einfluß dieser Resonanzschwingungen, wenn man bei seinen Überlegungen von dem Spektrum der Hochfrequenzkomponente des Nockens ausgeht, nur ganz gering, und es ist anzunehmen, daß man in diesem Falle gute Ergebnisse erhält.

Dabei muß beachtet werden, daß im Innern der Ventildedern bei dieser Resonanz, wie dies in der Abb. 6 zu sehen ist, starke Schwingungen hervorgerufen werden und daß Beschädigungen der Ventildedern und außergewöhnlich starke Gerä-

sche entstehen. Was nun diesen Punkt anbelangt, so ist es leider praktisch nicht möglich, die Resonanzfrequenz der Ventildederschwingungen (surging) bis zu einem solchen Zustand zu erhöhen, in welchem die Schwingungserregungskomponente ausreichend klein wird, und es gibt leider kein wirksames Verfahren, um die Dämpfungskonstante der Ventildedern größer zu machen; aus diesem Grunde bestehen die Gegenmaßnahmen heute im allgemeinen darin, daß man das Material der Ventildedern, die Belastung der Befestigungen und die dynamische Belastungscharakteristik so wählt, daß die Ventildedern auch dann standhalten können, wenn beispielsweise diese außergewöhnlichen Schwingungen auftreten, und daß man die Bearbeitung der Ventildedern von dem Gesichtspunkt her durchführt, daß etwaige, von einer unzulänglichen Bearbeitung herrührende Oberflächenfehler vermieden werden. Zum Zwecke des Vergleiches haben wir in der Tafel 2 die Resonanzfrequenzen (surging-Frequenzen) der Ventildedern allein in dem von uns untersuchten Ventildedebewegungsmechanismus zusammengestellt.

(c) Das Tanzen der Ventile, von einem neuen Gesichtspunkt her betrachtet

Die Bewegung der Ventile wird von den einzelnen Hochfrequenzkomponenten, welche das Nockenprofil aufbauen und von der Frequenzcharakteristik des Ventilsystemes her bestimmt. Aus diesem Grunde wird die Bewegung der Ventile ganz einfach nur als eine statische Verschiebung betrachtet, die man sich ausschließlich von dem Nockenprofil her und von dem Stößelspiel und den Druckdurchbiegungen des Ventilsystemes her vorgestellt hat, und die verschieden ist, je nachdem diese statische Verschiebung größer oder kleiner

ist. Die Verschiebung gegenüber diesem statischen Wert bezeichnet man als "jumping", und das "Zurückspringen" beim Aufstoßen auf den Ventilsitz mit der vollen Geschwindigkeit die wegen des Unterschiedes gegenüber dem statischen Wert nicht gedämpft wird, bezeichnet man als "bouncing" und man nimmt auch hier einen Entstehungsmechanismus an.

Da wir diese Gedankengänge in früheren Veröffentlichungen in der Literatur nirgends gefunden haben, so ist es natürlich durchaus möglich, daß es nicht genügt, ihre Größe in Frage zu stellen. Wenn man jedoch auch bei dem von diesem Entstehungsmechanismus herrührenden "jumping" die Resonanzfrequenz des Systemes bei weggenommenen Ventildedern höher macht, dann erhält man ganz unmittelbar eine Bestätigung für die in den Abschnitten (a) und (b) dargelegte Theorie, indem nämlich dadurch, das Auftreten des "jumping" erschwert wird. Wenn man von diesen Überlegungen ausgeht, dann wird die Bewegungswellenform der Ventile nicht nur von der Änderung der Amplitude der einzelnen Hochfrequenzkomponenten, sondern auch von der Änderung der Phase beeinflusst, jedoch auch bei der Änderung der Phase kann man, wie dies aus der Abb.5 zu ersehen ist, diesen Einfluß dadurch kleiner machen daß man die Resonanzfrequenz des Systemes bei weggenommenen Ventildedern höher macht.

(d) Schlußfolgerung

Aus den oben dargelegten Ergebnissen geht hervor, daß es doch wohl am vernünftigsten erscheint, die Resonanzfrequenz im Falle der Erhöhung der Resonanzfrequenz eines Ventilsystemes als "die Resonanzfrequenz der 1.Ordnung des Systemes bei weggenommenen Ventildedern" anzusehen. Tatsächlich

fällt einem eine sehr deutliche Wechselbeziehung ins Auge, welche zwischen der Höhe dieser Resonanzfrequenz einerseits und der Zahl der Schadensfälle, wie etwa der Ventilbrüche oder dergleichen, als deren Entstehungsursache das Tanzen der Ventile angenommen wird, andererseits besteht.

Im folgenden sollen nun konkrete Verfahren untersucht werden, mit deren Hilfe die Resonanzfrequenz der 1.Ordnung eines Ventilsystemes mit weggenommenen Ventildfedern erhöht werden kann.

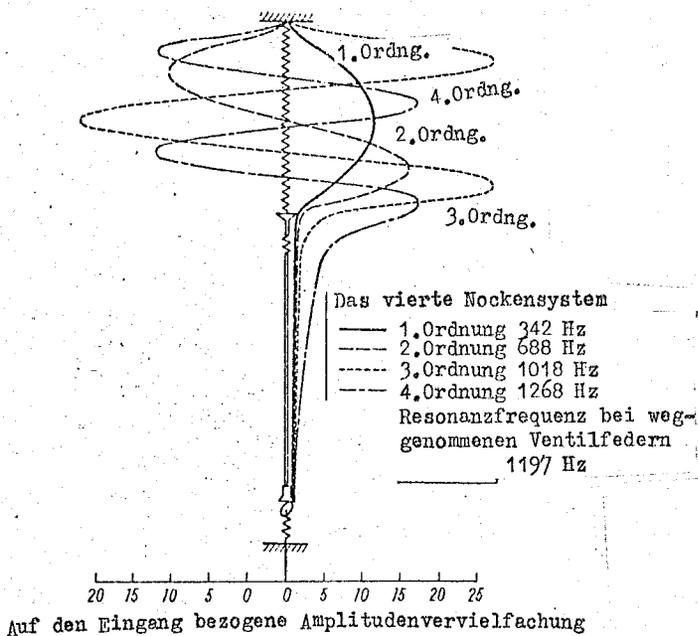


Abb.6 Die Schwingungsformen bei Resonanz in einem Ventilbewegungsmechanismus

Tafel 2

Die Resonanzfrequenzen der Ventildfedern allein (die "surging"-Resonanzfrequenzen).

"surging"-Resonanzfrequenzordnung	1.0.	2.0.	3.0.	4.Ordnung
Resonanzfrequenz Hz	349	695	1039	1375

	Res. Frequ. d. 1. Ordng. Hz					
	947		956		1197	
Ventilfederbe- festig.Hals		(440)		(554)		(409)
ロッカシフト ロッカフック	415		119		199	
ロッカアーム	70	(7)	80	(10)	114	(12)
Einstellschr.		(1)		(8)		(7)
Ventilstößel push rod	121	(5)	135	(14)	242	(11)
tappet	7	(1)	13	(8)	18	(4)
Nockenwelle	8	(1)	156	(39)	37	(13)

Höhenspielraum Hz

St. M. St. M. St. M.
1.N.Sy. 2.N.Sy. 4.N.Sy.

St. = Steifigkeit 1.N.Sy. = 1.Nocken-system
M. = Masse

Abb.7 Der Spielraum für die Erhöhung der Resonanzfrequenz den man erhalten hat, indem man die verschiedenen Aufbauelementkonstanten des bei unseren Versuchen verwendeten Ventilbewegungsmechanismus je einzeln für sich änderte und anpaßte.

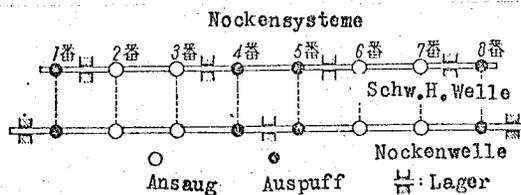
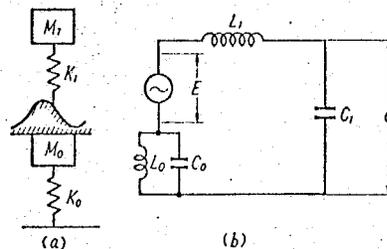


Abb.8 Der lagemäßige Zusammenhang zwischen der Nockenwelle und der Schwinghebelwelle eines Nockensysteme



M₁: äquivalente Masse ohne Nockenwelle
 K₁: äquival. Steifigkeit ohne Nockenwelle
 M₀: äquival. Masse des Nockenwellensystems
 K₀: äquival. Steifigkeit d. NW-Systems

Abb.9 Modell eines Schwingungssystems mit 2 Freiheitsgraden für einen mit Ventilstößeln arbeitenden Ventilbewegungsmechanismus

5. Untersuchung eines Verfahrens zur Erhöhung der Resonanzfrequenz der ersten Ordnung eines Systemes mit weggenommenen Ventilfedern

Wenn man das Ziel verfolgt, die Resonanzfrequenz eines aus vielen Aufbauelementen bestehenden Schwingungssystemes, wie wir es bei einem Ventilbewegungsmechanismus vor uns haben,

zu erhöhen, dann ist es, im Hinblick darauf, daß die verschiedenen Charakteristiken der einzelnen Aufbauelemente in komplizierter Weise miteinander gekoppelt und verbunden sind, keineswegs leicht, ein konkretes Verfahren zu bestimmen.

5.1 Das Verfahren zur Erhöhung der Resonanzfrequenz mit Hilfe einer elektrischen äquivalenten Schaltung

Als Anfang unserer Untersuchung haben wir das in der Abb.7 dargestellte Verfahren genommen. Dabei haben wir die Steifigkeit und die Masse der einzelnen Aufbauelemente unabhängig voneinander geändert und den Erhöhungsspielraum der erhaltenen Resonanzfrequenzen in der elektrischen Schaltung der Abb.2 dadurch gefunden, daß wir in äquivalenter Weise die Steifigkeit auf unendlich und die Masse auf null sich ändern ließen; von hier ausgehend fanden wir die schwachen Punkte unseres Ventilbewegungsmechanismus heraus und machten uns daran, das Verfahren zur Verbesserung dieser schwachen Punkte festzulegen. In der Abb.7 haben wir lediglich die Nockensysteme 1, 2 und 4 herausgegriffen und für diese Nockensysteme unsere Angaben gemacht, da sich jedoch aufgrund der in der Abb.8 dargestellten lagemäßigen Beziehungen des aus der Nockenwelle und aus der Schwinghebelwelle bestehenden Nockensystemes, sowie aus dem Zusammenhang des Ansaugsystemes und des Auspuffsystemes für das 1. und das 8. bzw. für das 2., 3., 6. und 7. bzw. für das 4. und das 5.Nockensystem jeweils nahezu die gleichen Charakteristiken ergeben, haben wir die Charakteristiken für das 1., das 2. und das 4.Nockensystem als die repräsentativen Charakteristiken genommen.

Wie wir den Abb.7 und 8 entnehmen können, sind bei dem von uns untersuchten Ventilbewegungsmechanismus die Masse der Ventile, sowie der Lagerzustand der Nockenwelle und der Schwinghebelwelle sehr wichtige Faktoren, durch welche die Höhe der Resonanzfrequenz wesentlich beeinflußt wird; man kann jedoch auch deutlich erkennen, daß, wie im Falle des Ventilstößels, mehr noch als das Kleinermachen der Masse eine Erhöhung der Steifigkeit, selbst dann, wenn diese auf Kosten einer Vergrößerung der Masse gehen müßte, wünschenswert ist. Wenn wir jedoch bei diesem Verfahren unter den Aufbauelementen irgendwo eine Stelle verändern (austauschen) so kommt dadurch eine Kompliziertheit herein, indem jedesmal der Verteilungszustand des Erhöhungsspielraumes anders wird, und deshalb haben wir, um dies zu vereinfachen, das nachstehend beschriebene, auf einem Nomogramm beruhende Verfahren überlegt.

5.2 Das auf einem Nomogramm beruhende Verfahren

(a) Die Analyse der Resonanzschwingung der 1.Ordnung eines Systemes mit weggenommenen Ventildfedern

Im folgenden soll über die qualitative Klärung der Frequenzcharakteristik der Ventile, bezogen auf die Erregerfrequenz bei der "Resonanzfrequenz der 1.Ordnung eines Systemes mit weggenommenen Ventildfedern" berichtet werden; wir haben dabei angenommen, daß es genügt, wenn wir das System mit weggenommenen Ventildfedern als ein Schwingungssystem mit zwei Freiheitsgraden, wie dies in der Abb.9(a) dargestellt ist, betrachten. Bei äquivalenter Umformung in eine elektrische Schaltung nimmt dieses System die in der Abb.9(b) dargestellte Form an. Da die der Schwingungsgeschwindigkeit der Ventile entsprechende Spannung in der

Abb.9(b) mit e bezeichnet ist, so können wir die auf den vom Nocken herkommenden Eingang bezogene Frequenzcharakteristik der Ventilbewegung durch e/E ausdrücken. Wenn wir weiterhin mit I den Gesamtstrom der Schaltung und mit Z die Gesamtimpedanz der Schaltung bezeichnen, dann erhalten wir

$$e = \frac{I}{j\omega C_1} = \frac{E}{j\omega C_1 \cdot Z} \dots\dots\dots(4.1)$$

$$Z = j\omega L_1 + \frac{1}{j\omega C_1} + \frac{j\omega L_0}{1 - \omega^2 C_0 L_0} \dots\dots\dots(4.2)$$

und deshalb können wir e/E durch folgende Gleichungen ausdrücken

$$\frac{e}{E} = \frac{\omega_0^2 \omega_1^2 \left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right\}}{\omega^4 - (\omega_0^2 + (1 + \delta C) \omega_1^2) \omega^2 + \omega_0^2 \omega_1^2} \dots\dots\dots(4.3.1)$$

beziehungsweise

$$\frac{e}{E} = \frac{\omega_0^2 \omega_1^2 \left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0} \right)^2 \right\}}{\omega^4 - (1 + \delta L) \omega_0^2 + \omega_1^2) \omega^2 + \omega_0^2 \omega_1^2} \dots\dots\dots(4.3.2)$$

hierin sind:

$\omega_0 = \sqrt{\frac{1}{L_0 C_0}}$: die Resonanzwinkelfrequenz des Nockenwellensysteme

$\omega_1 = \sqrt{\frac{1}{L_1 C_1}}$: die Resonanzwinkelfrequenz des übrigen Systemes

ω : Erregungswinkelfrequenz

$\delta C = C_1/C_0, \quad \delta L = L_0/L_1$

Somit ist ω die Resonanzwinkelfrequenz der in der Abb.9(b) dargestellten Schaltung, wenn wir die Nenner der beiden Formeln 4.3.1 und 4.3.2 gleich 0 setzen. Wenn wir ω berechnen, erhalten wir

$$\omega = \pm \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{(\omega_0 + \omega_1)^2 + \delta C \omega_1^2} \pm \sqrt{(\omega_0 - \omega_1)^2 + \delta C \omega_1^2} \right\} \dots\dots\dots(4.4.1)$$

beziehungsweise

$$\omega = \pm \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{(\omega_0 + \omega_1)^2 + \delta L \omega_0^2} \pm \sqrt{(\omega_0 - \omega_1)^2 + \delta L \omega_0^2} \right\} \dots\dots\dots(4.4.2)$$

Hierbei bereitet die Forderung, daß ω eine positive reelle Zahl sein muß, Schwierigkeiten und ausgehend von der Tatsache, daß es sich hierbei um die Resonanzfrequenz der 1.Ordnung handelt, müssen wir unter den erhaltenen positiven reellen Zahlen, die kleinere nehmen. Somit könne

wir die Resonanzfrequenz Ω der ersten Ordnung eines Systemes mit weggenommenen Ventilfedern wie folgt ausdrücken:

$$\Omega = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{(f_0 + f_1)^2 + \delta_M f_1^2} - \sqrt{(f_0 - f_1)^2 + \delta_M f_1^2} \right\} \dots\dots\dots (4.5.1)$$

beziehungsweise

$$\Omega = \frac{1}{2} \left\{ \sqrt{(f_0 + f_1)^2 + \delta_K f_0^2} - \sqrt{(f_0 - f_1)^2 + \delta_K f_0^2} \right\} \dots\dots\dots (4.5.2)$$

f_0 : die Resonanzfrequenz des Nockenwellensystemes
 f_1 : die Resonanzfrequenz des übrigen Systemes
 $\delta_M = M_1/M_0 (= C_1/C_0)$: $\delta_K = K_1/K_0 (= L_0/L_1)$

(b) Die Aufstellung des Nomogrammes

Aus den Gleichungen 4.5.1 und 4.5.2 können wir ein vorteilhaftes und zweckmäßiges Nomogramm zur Bestimmung der Reihenfolge (des Programmes?) des Verfahrens zur Feststellung der Resonanzfrequenz der 1. Ordnung eines Systemes mit weggenommenen Ventilfedern aufstellen. Dadurch daß wir die beiden Seiten der Gleichung 4.5.1 mit $2/f_1$ und die beiden Seiten der Gleichung 4.5.2 mit $2/f_0$ multiplizieren, erhalten wir die vier nachstehenden Gleichungen.

$$2 \frac{\Omega}{f_1} = \sqrt{\left(\frac{f_0}{f_1} + 1\right)^2 + \delta_M} - \sqrt{\left(\frac{f_0}{f_1} - 1\right)^2 + \delta_M} \dots\dots\dots (4.6.1)$$

$$2 \frac{\Omega}{f_1} = \sqrt{\left(\frac{f_0}{f_1} + 1\right)^2 + \left(\frac{f_0}{f_1}\right)^2 \delta_K} - \sqrt{\left(\frac{f_0}{f_1} - 1\right)^2 + \left(\frac{f_0}{f_1}\right)^2 \delta_K} \dots\dots (4.6.2)$$

$$2 \frac{\Omega}{f_0} = \sqrt{\left(\frac{f_1}{f_0} + 1\right)^2 + \left(\frac{f_1}{f_0}\right)^2 \delta_M} - \sqrt{\left(\frac{f_1}{f_0} - 1\right)^2 + \left(\frac{f_1}{f_0}\right)^2 \delta_M} \dots\dots\dots (4.6.3)$$

$$2 \frac{\Omega}{f_0} = \sqrt{\left(\frac{f_1}{f_0} + 1\right)^2 + \delta_K} - \sqrt{\left(\frac{f_1}{f_0} - 1\right)^2 + \delta_K} \dots\dots\dots (4.6.4)$$

Hieraus erhalten wir die zwischen Ω , f_0 , f_1 , δ_M und δ_K bestehenden Beziehungen, die wir in einem X-Y-Koordinatensystem, wie dies in der Abb.10 gezeigt wird, nach dem im

Abschnitt 4 beschriebenen Verfahren aufzeichnen können.

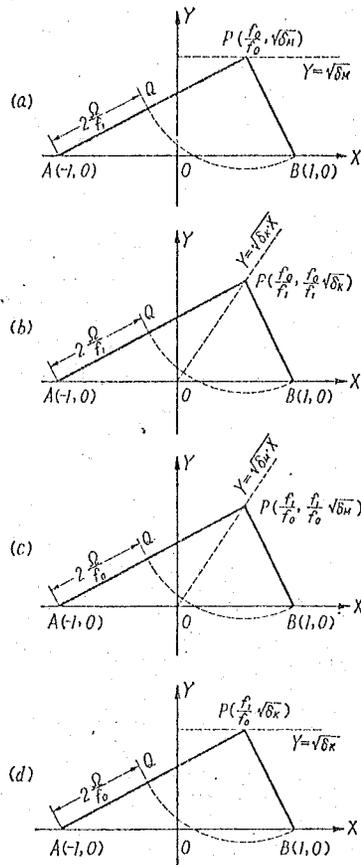


Abb.10 Der Zusammenhang zwischen der Steifigkeit (K_0, K_1), der Masse (M_0, M_1) und der Resonanzfrequenz (f_0, f_1) in einem Schwingungssystem mit 2 Freiheitsgraden einerseits und der Resonanzfrequenz (Ω) der einzelnen Systeme andererseits ($\delta_M = M_1/M_0$, $\delta_K = K_1/K_0$).

Wenn man in einem Schwingungssystem ausschließlich den Wert von K_0 ändert, dann sind in der Abb.10(a) f_1 und δ_M konstant und da sich nur f_0 ändert, wird der Punkt P auf der geraden Linie $Y = \sqrt{\delta_M} X$ in der Abbildung verschoben, und da sich Hand in Hand damit die Länge AQ ändert, so können wir die Änderung von $2 \frac{\Omega}{f_1}$ verfolgen. Da in dem von uns angenommenen Falle f_1 konstant ist, so können wir diese Änderung als mit der Änderung von K_0 Hand in Hand gehende Änderung von Ω ablesen. In der gleichen Weise können wir die mit der Änderung von M_0 , K_1 und M_1 Hand in Hand gehende Änderung von Ω aus den Abb.10(b) bzw. (c) bzw. (d) entnehmen. Unter Verwendung der Parameter δ_K und δ_M haben

wir diese Beziehungen aufgezeichnet, und dabei das Nomogramm A und das Nomogramm B der Abb.11 erhalten. Auf der Abszissenachse haben wir im logarithmischen Maßstab (f_1/f_0) und $(f_0/f_1)^2$ derart abgetragen, daß die prozentuale Änderung von K_1 , M_1 , K_0 und M_0 , die prozentuale Änderung des Abszissenachsenmaßstabes (?) und unabhängig von dem Wert, den diese Konstanten in diesem Zeitpunkt haben, die prozentuale Änderung der Bewegungsentfernung auf der Abszissenachse gleich werden.

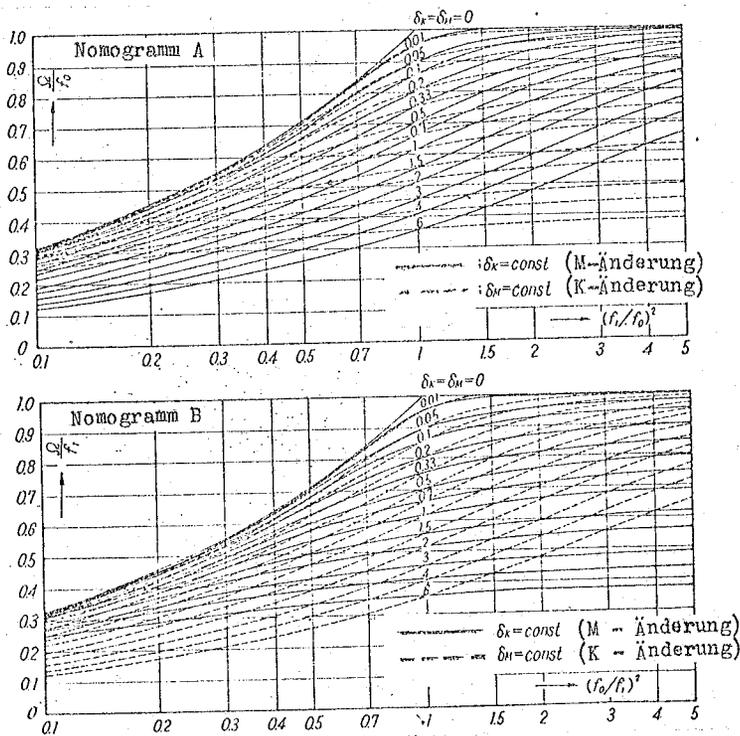


Abb.11 Die Nomogramme zur Verfolgung der mit der Änderung und Anpassung der einzelnen Aufbauelemente eines Schwingungssystems mit 2 Freiheitsgraden Hand in Hand gehenden Änderung der Resonanzfrequenz

Als Vorbereitungsstufe zur konkreten Benützung dieser Nomogramme haben wir das nachstehende Verfahren zur Umwandlung des Ventilbewegungsmechanismus in ein System mit 2 Freiheitsgraden untersucht.

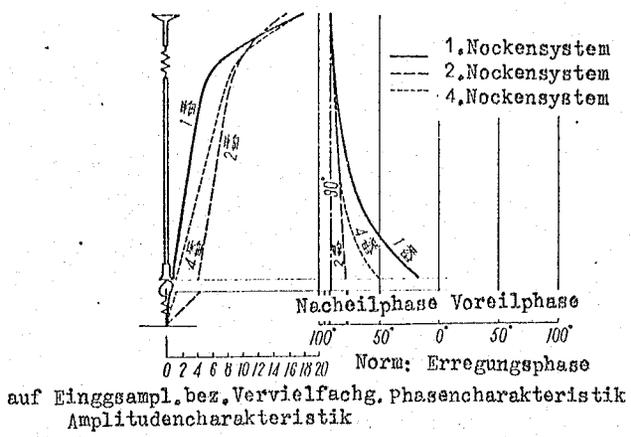


Abb.12 Die Schwingungsformen bei Resonanz eines Ventilbewegungsmechanismus mit weggenommenen Ventildfeder

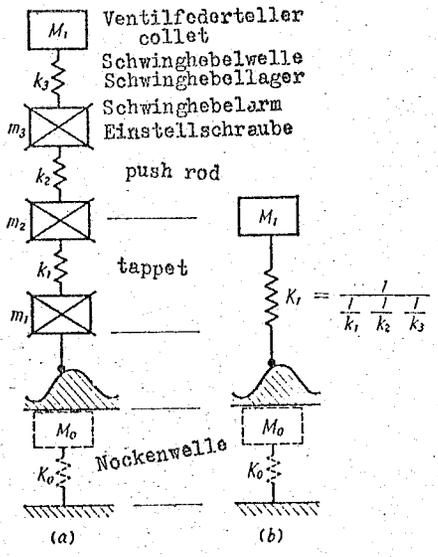


Abb.13 Eine einfache Aufbaumethode eines Schwingungssystems mit 2 Freiheitsgraden.

(c) Ein Verfahren zur praktischen Umwandlung in ein System mit 2 Freiheitsgraden

In der Abb.12 haben wir die Berechnungsergebnisse für die Resonanzschwingungsform der 1.Ordnung des von uns untersuchten Ventilbewegungs-systemes mit weggenommenen Ventildfeder aufgezeichnet. Aus energetischen Überlegungen wird klar, daß die Wirkung, welche die Massen in dem Schwingungssystem auf die Schwingungscharakteristik ausüben, zu der Größe der Masse und zum Quadrat der Geschwindigkeitsamplitude sind. In der Abb.13(a) ist die Geschwindigkeitsamplitude in dem mit einem Kreuzchen bezeichneten Punkte der Massen $m_1 - m_2$

sehr viel kleiner als die Geschwindigkeitsamplitude in M_1 und zudem ist auch mit bezug auf die Größe der Masse $m_1 - m_3$ sehr viel kleiner als M_1 und deshalb ist zu erwarten, daß die Frage, ob $m_1 - m_3$ vorhanden ist oder nicht, auf die Resonanzfrequenz Ω der 1. Ordnung eines Systemes mit weggenommenen Ventildfedern nahezu ohne Einfluß ist. Tatsächlich hat man erkannt, daß selbst dann, wenn man diese Massen als vernachlässigt, Ω höchstens um 5% größer wird. Wir haben nun sehr schlechte Bedingungen, bei denen diese Differenz größer wird, verschiedentlich hereingenommen und untersucht, die Ergebnisse dieser Untersuchungen bestehen in einem in der Abb. 13(b) dargestellten Verfahren der Umwandlung in ein System mit einem Freiheitsgrad, das wir dadurch daß wir für Ω einen Fehler von höchstens +10% zuließen, ohne uns auf den von uns untersuchten Motor einzugrenzen, auch auf einen ganz allgemeinen, mit Ventilstößeln arbeitenden Ventilbewegungsmechanismus anwenden konnten.

Für einen konkreten Fall wählen wir bei einem beliebigen mit Ventilstößeln arbeitenden Motor die nachstehenden Bezeichnungen.

Abstand der Nockenwellenlager: l (mm)

Wellendurchmesser der Nockenwelle: d (mm)

der Elastizitätsmodul des Nockenwellenmaterialies: E ($\text{kg} \cdot \text{mm}^{-2}$)

das spezifische Gewicht der Nockenwelle: ρ ($\text{kg} \cdot \text{mm}^{-3}$)

Abstand zwischen Nocken und Lager: a, b (mm)

auf die Ventilstößelseite hin umgerechnete Gesamtsteifigkeit mit Ausnahme der Nockenwelle und der Ventildfedern (Gesamtsteifigkeit der Nockenwelle und der Teile mit Ausnahme der Ventildfedern?): K' ($\text{kg} \cdot \text{mm}^{-1}$)

Masse von (Ventil + Federteller + Patrone): M' ($\text{kg} \cdot \text{mm}^{-1} \cdot \text{sec}$)

Armverhältnis der Schwinghebelarme: m

$m = \frac{\text{ventilseitige Armlänge}}{\text{Ventilstößelseitige Armlänge}}$

Beschleunigung der Schwerkraft: g ($\text{kg} \cdot \text{mm} \cdot \text{sec}^{-2}$)

Wenn die oben aufgeführten Größen gegeben sind, können wir die nachstehenden Berechnungen durchführen:

$$K_0 \doteq 0.147 \times \frac{ld^4E}{a^2b^2} \text{ (kg}\cdot\text{mm}^{-1}\text{)} \dots\dots\dots(5.1)$$

$$M_0 \doteq 2.39 \times 10^{-2} \times \frac{l^3d^2\rho}{a^2b^2g} \text{ (kg}\cdot\text{mm}^{-1}\cdot\text{sec}^2\text{)} \dots\dots\dots(5.2)$$

$$K_1 = K' \dots\dots\dots(5.3)$$

$$M_1 = m^2M' \dots\dots\dots(5.4)$$

Dadurch haben wir eine Umrechnung nach der Ventilstößelsei hin durchgeführt. Wir können nun ein praktisches äquivalentes System mit 2 Freiheitsgraden aufbauen (1. Für eine Nockenwelle haben wir die Lagerpunkte an beiden Enden der Nockenwelle (?) als einen beidseitig einfach aufgelagerten Belasteten Balken für den Fall der einfachen Auflagerung berechnet. Es ist zwar eine Gefährlichkeit vorhanden, die wirkliche Schwingungscharakteristik ließ sich jedoch sehr gut reproduzieren. Über diesen Erfolg hinaus kommt man zwar auch beim allerbesten Verfahren nicht, dabei muß man jedoch darauf achten, daß die in Frage stehende Frequenz eine Hochfrequenz von einer sehr viel höheren Ordnung ist als es die Frequenz der Nockendrehbewegung ist. 2. Bei der Verwirklichung eines Ventilbewegungsmechanismus scheinen für K_0 , K' und M' die experimentell gefundenen Werte doch wesentlich genauer zu sein.)

Auf diese Weise ist es uns gelungen, das Ventilbewegungssystem zu einem praktischen Schwingungssystem mit 2 Freiheitsgraden zu machen, um jedoch eine konkrete Ausnützung der Nomogramme zu ermöglichen, müssen wir voraussetzen, daß die Verbindung zwischen der Steifigkeit und der Masse der einzelnen Aufbauelemente eines (einzelnen) Ventilbewegungsmechanismus einerseits und M_1 und K_1 für den Fall der Umwandlung in ein Schwingungssystem mit 2 Freiheitsgraden

andererseits bekannt ist.

(d) Der Zusammenhang zwischen den einzelnen Aufbauelementkonstanten einerseits und K_1 und M_1 andererseits

Wenn wir uns zunächst der Steifigkeit zuwenden, dann besteht zwischen den Steifigkeiten K_1' , K_2' ... und K_1 der einzelnen auf die Stößelseite hin umgerechneten Aufbauelemente die nachstehende Beziehungsgleichung
$$K_1 = \frac{1}{\frac{1}{K_1'} + \frac{1}{K_2'} + \dots}$$

In den Elementen einer elektrischen Schaltung ausgedrückt lautet dies so
$$L_1 = L_1' + L_2' + \dots$$

Ausgehend von dieser Beziehung haben wir beispielsweise für den von uns untersuchten Motor die Tafel 3 erhalten, und als wir um von hieraus K_1 zu ändern uns überlegten, welches Aufbauelement wir konkret am zweckmäßigsten ändern sollten und, um eine Antwort auf diese Frage zu finden, ganz spezielle Aufbauelemente änderten, kamen wir im Zusammenhang damit darauf, um wieviel sich K_1 änderte (?).

In der gleichen Weise geht man auch mit Bezug auf die Masse vor. Da durch M_1 die Summe der auf die Stößelseite hin umgerechneten Massen des Ventiles, des Federtellers und der Patrone (collet) dargestellt werden, so ist, ausgedrückt in den Elementen einer elektrischen Schaltung die Summe der diesen Massen entsprechenden statischen Kapazitäten gleich der M_1 entsprechenden statischen Kapazität. Für den von uns untersuchten Motor haben wir demzufolge die Tafel 4 erhalten, und von hier ausgehend konnten wir die zwischen M_1 und der Masse der einzelnen Aufbauelemente bestehende Beziehung feststellen.

(e) Die konkrete Anwendung der Nomogramme

Wie sich im Verlauf der oben beschriebenen Vorbereitungen

ergeben hat, kommen für die Anwendung dieser Nomogramme auf praktisch gegebene Probleme die nachstehend aufgeführten Verfahren in Frage:

(1) Das genaue Verfahren

- i) f_0 , f_1 und Ω eines äquivalenten Schwingungssystemes mit vielen Freiheitsgraden werden ausgehend von einem äquivalenten elektrischen Stromkreis berechnet.
- ii) Die erhaltenen Ergebnisse werden in die Nomogramme eingezeichnet, und ausgehend von der Steigung der einzelnen durch diese Punkte hindurchgehenden Kurven wird entschieden, welche von den Größen K_1 , M_1 , K_0 und M_0 geändert werden muß, damit man den besten Nutzeffekt der Maßnahme erhält.
- iii) Wenn diese Entscheidung auf M_1 oder K_1 fällt, dann wird ausgehend von der Tafel 3 und der Tafel 4 beurteilt, an welche von den Aufbauelementen Hand anzulegen ist.
- iv) Die auf dieser Entscheidung beruhende hypothetische Änderung wird mit der äquivalenten elektrischen Schaltung durchgeführt, und die erfolgreiche Wirkung wird bestätigt.
Dies ist zwar das ideale Verfahren, ungünstig ist es jedoch, daß man hier eine elektrische äquivalente Schaltung verwenden muß.

(2) Das einfache Verfahren

- i) Aufgrund der nach dem unter (c) beschriebenen Verfahren gefundenen Werte für K_1 , M_1 , K_0 und M_0 werden f_0 , f_1 , δ_1 und δ_M eines praktischen Schwingungssystemes mit 2 Freiheitsgraden berechnet.
- ii) Die aufgrund der errechneten Ergebnisse bestimmten Punkte werden in das Nomogramm eingetragen und es wird der Wert von Ω abgelesen. Gleichzeitig wird ausgehend von der Steigung der einzelnen durch diese Punkte hindurchgehenden Kurven darüber entschieden, welche von den Größen K_1 , M_1 , K_0 und M_0 geändert werden müssen, damit man die günstigste Wirkung im Sinne einer Erhöhung des Wertes von Ω erhält.

iii) Zu diesem Zweck wird aufgrund der Tafel 3, oder der Tafel 4 oder der Gleichung 6.1 oder der Gleichung 6.2 je nachdem, welche davon sich hierfür am günstigsten erweist, darüber entschieden, welche Maßnahme man am besten durchführt.

iv) Die unter iii) vorgeschlagene hypothetische Gegenmaßnahme wird mit diesen Tafeln bzw. diesen Gleichungen ausgeführt und aufgrund der Hand in Hand damit gehende Änderung von K_1 , M_1 , K_0 und M_0 wird der Gewinn (gain) (die Verstärkung? die Steigerung?) von Ω durch das Nomogramm bestätigt.

Dieses Verfahren ist im Abschnitt (c) mit bezug auf den Wert von Ω dargelegt worden. Es sind dabei zwar mehr oder weniger große Fehler enthalten, in Wirklichkeit scheint dieses Verfahren jedoch praktisch durchaus verwendbar zu sein.

Dadurch, daß man jedesmal bei Anwendung der Gegenmaßnahme die Werte der Tafel 3 und der Tafel 4 erneut nachprüft, bekommt man in jedem der oben beschriebenen Fälle auf leichte Weise das Gewicht der Gegenmaßnahme

Tafel 3

Verteilung der Selbstinduktion (1/Steifigkeit) des untersuchten Ventilbewegungsmechanismus

Nocken-System Nr.	tappet	push rod	Schw. H. Arm	Schw. H. Welle u. Lager	Total
1	204	2 871	1 920	9 180	14 175
2	204	2 871	1 920	3 600	8 595
3	204	2 871	1 920	3 360	8 355
4	204	2 871	1 920	3 210	8 205

(Einheit: mH)

Die Zahlenwerte in der Tafel hat man erhalten, indem man in der Gleichung $L_i \text{ (mH)} = \alpha_{LK} \cdot \frac{1}{K_i} \text{ (mm/kg)}$ die Größe α_{LK} mit 10^7 angenommen hat, für eine derartige Tafel genügt es jedoch, wenn man den Wert von α_{LK} , sowie die Einheiten von L_i und K_i beliebig wählt.

Tafel 4

Verteilung der statischen elektrischen Kapazität (Masse) des untersuchten Ventilbewegungsmechanismus

	Ventil F. Teller collet			Total
Ansaugsystem	0.175	0.051	0.008	0.234
Auspuffsystem	0.137	0.051	0.008	0.196

(Einheit: F)

Die in der Tafel aufgeführten Zahlenwerte sind aufgrund der Gleichung $C_i (\mu F) = \alpha_{CM} \cdot m^3 \cdot Mi$ ($kg \cdot sec^2 \cdot mm^{-1}$) errechnet worden, dabei hat man m mit 10^4 angenommen.

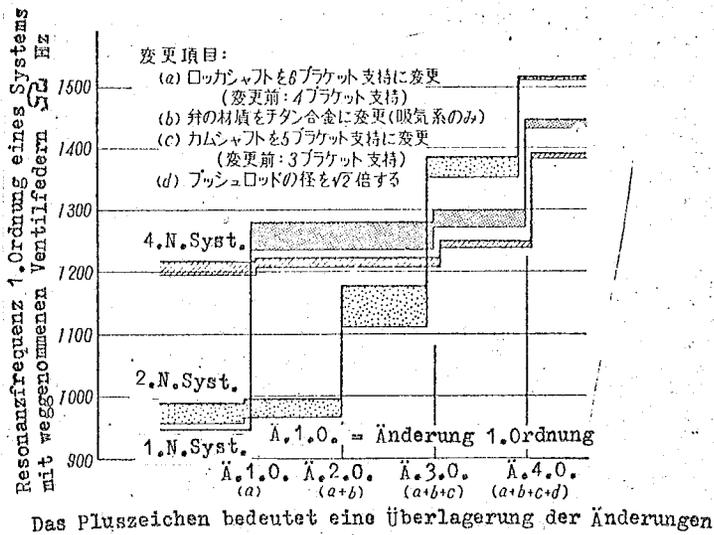


Abb. 14 Die Übergänge der Resonanzfrequenz im Zusammenhang mit der hypothetischen Änderung und Anpassung.

Die Änderung und Anpassung:

- (a) Die Schwinghebelwelle wird auf 6 Lagerunterstützungspunkte abgeändert (vor der Änderung waren es 4 Lagerunterstützungspunkte).
- (b) Das Ventilmaterial wird in eine Titanlegierung abgeändert (nur beim Ansaugsystem).
- (c) Die Nockenwelle wird auf 5 Lagerunterstützungspunkte abgeändert (vor der Änderung waren es 3 Lagerunterstützungspunkte).
- (d) Der Durchmesser des Ventilstößels wird mit $\sqrt{2}$ multipliziert.
- (f) Die Anwendung auf den Versuchsmotor

Wir haben dieses Verfahren auf unseren Versuchsmotor angewandt und die hypothetische Änderung durchgeführt. Die dabei erhaltene Wirkung haben wir in einem Diagramm aufgezeichnet, das in der Abb. 14 zu sehen ist. In dieser Abbil-

dung sind die nach dem einfachen Verfahren erhaltenen Wert durch eine starke Linie und die nach dem genauen Verfahren erhaltenen Werte durch eine dünne Linie dargestellt. Der Unterschied zwischen diesen beiden Linien (in der Abbildung sind dies die ganz mit Farbe angelegten Teile, die punktierten Teile und die schraffierten Teile) stellt den Fehler dar, welcher im Wert von Ω deshalb entstanden ist, weil man die Massen der Rollenstößel (tappet), der Ventilstößel (push rod), der Einstellschrauben, der Schwinghebelarme usw. vernachlässigt hat.

6. Zusammenfassung

- 1) Als notwendige Bedingungen für die Unterdrückung des "Tanzens der Ventile" werden folgende Bedingungen angeführt:
 - i) Die Haltekraft der Ventilsfedern muß groß sein.
 - ii) Die Masse des Ventilsystems muß klein sein.
 - iii) Die Hubbeschleunigung des Nockens muß klein sein.
 - iv) Die Resonanzfrequenz des Ventilsystems muß hoch sein.
 - v) Die Hochfrequenzkomponente der höheren Ordnung des Nockens muß klein sein.
 - vi) Die Dämpfungskonstante des Ventilsystems muß klein sein.
- 2) Unter der im vorhergehenden Abschnitt unter iv) genannten "Resonanzfrequenz des Ventilsystemes" versteht man zweckmäßigerweise "die Resonanzfrequenz der 1. Ordnung eines Systemes mit weggenommenen Ventilsfedern".
- 3) Um die Schwingungscharakteristik eines Ventiles in dem Bereich von Erregerfrequenzen, die noch niedriger sind als die ungefähre Resonanzfrequenz der 1. Ordnung eines Systemes mit weggenommenen Ventilsfedern, analytisch zu erfassen, genügt es, das Nockenwellensystem und das System außerhalb der Nockenwelle je für sich in ein Schwingungssystem mit

einem Freiheitsgrad umzuwandeln, so daß man unter Berücksichtigung des Erregungsmechanismus ein mit diesem (Mechanismus?) verbundenes Schwingungssystem mit 2 Freiheitsgrad hat (?).

4) Die Umwandlung eines Ventilsystemes in ein Schwingungssystem mit 2 Freiheitsgraden erhält man praktisch dadurch, daß man die Massen der Rollenstößel (tappet) der Ventilstößel (push rod), der Einstellschrauben, der Schwinghebelarme usw. vernachlässigt. Dies zeigt deutlich, daß in dem Frequenzbereich, den wir betrachten wollen, diese Massen nahezu ohne Einfluß auf die Frequenzcharakteristik sind. Die Ursache hiervon hängt natürlich auch mit der Größe der Massen innerhalb des Ventilsystemes zusammen, der Einfluß auf die Schwingungsformen der inneren Teile des Ventilsystemes ist jedoch am größten.

5) Wir haben die sich auf die Resonanzfrequenz der 1. Ordnung eines Schwingungssystemes mit 2 Freiheitsgraden beziehenden Nomogramme aufgestellt. Aus diesen Nomogrammen und aus dem im vorhergehenden Abschnitt 4 angenommenen praktischen Schwingungssystem mit 2 Freiheitsgraden kann man das Programm der Gegenmaßnahmen zur Erhöhung der Resonanzfrequenz der 1. Ordnung eines Systemes mit weggenommenen Ventildedern ermitteln.

6) Diese Nomogramme können in großem Umfang auch für die Analyse eines allgemeinen Schwingungssystemes mit 2 Freiheitsgraden verwendet werden.

7) Das auf der bei unserer Forschungsarbeit verwendeten äquivalenten elektrischen Schaltung beruhende Analysenverfahren hat sich als ein vereinfachtes und sehr wirksames Verfahren erwiesen, um die für die Frequenzcharakteristik

eines Ventilbewegungsmechanismus bestimmenden Faktoren, sowie die physikalische Bedeutung der Frequenzcharakteristik eines Ventilbewegungssystems zu erfassen.

7. Schlußwort

Zum Zwecke einer phänomenologischen, auf das Gesamte ausgehenden Diskussion der Bewegung der Ventile hat das oben beschriebene Verfahren einige Unzulänglichkeiten, die nachstehend begründet werden:

- i) Es ist kein Verfahren dabei, um die Erscheinungen getrennt zwischen den einzelnen, das Ventilsystem aufbauenden Elementen zu erfassen.
- ii) Die Charakteristik des Nockens als der Schwingungserregungsquelle ist nicht berücksichtigt worden.
- iii) Da die Dämpfungskonstanten des Ventilsystems nicht in Betracht gezogen worden sind, ist ein quantitativer Vergleich mit den Versuchsergebnissen nicht möglich.
- iv) Die nichtlinearen Elemente sind nicht berücksichtigt worden.
- v) Die Belastung, das Rollenstößelspiel (tappet clearance) die Ventilsitze usw. sind nicht berücksichtigt worden.

Wie jedoch bereits im Vorwort gesagt worden ist, hat man um einen Anfang zu machen, daran gedacht, die einmal erzielten Erfolge zu veröffentlichen und deshalb sind wir schon glücklich darüber, wenn irgendwelche Vergleiche gezogen werden; wir haben unsere Ergebnisse auch deshalb hier veröffentlicht, damit wir die Meinung der Fachleute hören und uns selbst der Kritik stellen können.

Für die Zukunft ist geplant, den Entstehungsmechanismus des "Tanzens der Ventile", den Zusammenhang zwischen der Nockencharakteristik und dem Tanzen der Ventile, den Zusam-

menhang zwischen der Ventilfedercharakteristik und dem Tanzen der Ventile, wobei dann auch die Befestigungsbelastung berücksichtigt wird, zu klären.

Zum Schluß unserer Arbeit wollen wir nicht versäumen, alle Herren, die uns dabei durch wertvolle Hinweise oder durch tatkräftige Mitarbeit unterstützt haben, unseren herzlichsten Dank auszusprechen.

Literaturhinweise

- 1) Yada, Asanuma: Handbuch der Brennkraftmaschinen, Asakura Buchhandlung (1960).
- 2) Tsuda: Die Maschinenmechanik, Verlag Sankaido (1958).
- 3) Sato, Shimasaki: Das Tanzen der Ventile, Zeitschrift "Die Maschinenforschung", Bd.1 (1949).
- 4) Yoshida, Kurogawauchi: Das Tanzen der Ventilsystem der Brennkraftmaschinen, Forschungsunterlagen des Eisenbahndienstes, Bd.13, S.7 (1951).
- 5) Kibune, Ono: Eine theoretische Analyse des Schwingungssystemes des Ventilmechanismus (Bd.1), Zeitschrift "Jidosha Gijutsu", Bd.16 (März 1962).
- 6) Sato: Die Schwingungen im Ventilmechanismus, Lehrtagung über die Schwingungen der Motoren, Nr.152, Nihon Kikai Gakkai (Juni 1961).
- 7) Der Kontessa-Motor, diese Zeitschrift, Bd.1 (August 1961).
- 8) Ono u.a.: Die Messung des Tanzens der Ventile, 2. Veröffentlichung der maschinentechnischen Versuche, Universität Tokyo, Abschlußarbeit des Jahres 1961.
- 9) Sato, Nishizawa: Ein Verfahren zur Messung der Bewegungen des Ventilmechanismus eines Motors, Zeitschrift "Jidosha Gijutsu", Bd.12, Heft Nr.9 (September 1958).
- 10) Matsuda, Shimizu: "Die Bewegungen der beweglichen Teile einer Brennkraftmaschine", ein Meßverfahren und Meßbeispiele, Zeitschrift "Jidosha Gijutsu" Bd.12, Heft Nr.5, (Mai 1958).
- 11) Nakanishi u.a.: Das Tanzen der Ventile bei nicht plötzlicher Änderung der Nockenbeschleunigung, Zeitschrift "Nihon Kikai Gakkai Rombunshu" Bd.14, Heft Nr.48 (1948).

- 12) Nakanishi, Sato: Das Tanzen der Ventile bei Verwendung eines Nockens mit konstanter Beschleunigung, Zeitschrift "Nihon Kikai Gakkai Rombunshu", Bd.14, Heft Nr.48 (1948).
- 13) Sato: Das Tanzen der Ventile bei einer Nockenform mit stetig verlaufenden Beschleunigungskurven, Zeitschrift "Nihon Kikai Gakkai Rombunshu", Bd.16, Heft Nr.54 (1950).
- 14) Nakanishi, Sato u.a.: Die Nockenformen, bei denen über einen weiten Bereich keine Ventilschwinger auftreten (2.Bericht), Zeitschrift "Nihon Kikai Gakkai Rombunshu", Bd.16, Heft Nr.54 (1950).
- 15) Akita: Untersuchung der Ventilschwinger schnell laufender Motoren, Zeitschrift "Mitsubishi Nihonjūkōgiho", Bd.4, Heft Nr.12 (1963).
- 16) Masuda: Eine Betrachtung des Ventilbewegungssystems aufgrund einer Frequenzanalyse, Zeitschrift "Jidosh Gijutsu", Bd.18, Heft Nr.11 (1964).
- 17) Ohara: Eine Simulation des Ventilbewegungssystems, Sammlung noch nicht veröffentlichter, wissenschaftlicher Arbeiten der jap.techn.Gesellschaft (Sommer 1963).
- 18) Kuribara: Ein Verfahren zur Planung des Ventilbewegungsmechanismus eines oben gesteuerten Motors, dies Zeitschrift, Bd.3, Heft Nr.22 (April 1964).
- 19) R.A.Roggenbuck: Designing the Camprofile for Vibration at High Speed, SAE Transactions 61 (1953).
- 20) P.Barkan: Calculation of High Speed Valve Motion with a Flexible Overhead Linkage, SAE Transactions, Bd.61 (1953).
- 21) M.C.Turkish: Relationship of Valve-Spring Design to Valve Gear Dynamics and Hydraulic Lifter Pump-up, SAE Transactions, Bd.61 (1953).
- 22) I.H.Otto: Untersuchungen über das dynamische Verhalten der Ventile an Verbrennungsmotoren, MTZ, Bd.2 S.7 (Juli 1961).
- 23) J.Brosinsky: Untersuchungen an einer Ventilsteuerung, Bd.15, S.9 (September 1954).
- 24) J.H.Nourse: Recent Developments in Cam Design, SAE Transactions, Bd.69 (1961).
- 25) D.A.Stoddart: Cam Design as Related to Valve Train Dynamics, SAE Quart.Trans.Bd.6,1 (Januar 1952)
- 26) J.D.Turley: Smooth-Acceleration Cam Development, SAE Transactions, Bd.61 (1953).

- 27) G.D.Line: Observation of Valve Gear Motion.
- 28) C.A.Beard: Some Aspects of Valve Gear Design, Proc.Auto Div.Inst.Mach.Eng. Bd.1 (1958-59).
- 29) G.I.Johnson: Computers help design Valve Train, SAE Journal (März 1963).
- 30) C.A.Beard and J.G.G.Hempson: Problem in Valve Gear Design and Instrumentation, SAE paper, 596 D (1962).
- 31) Nakamura: Eine Berechnung der Maschinenschwingungssysteme aufgrund elektrischer äquivalenter Schaltungen firmeninterner Bericht der Firma Nissan Automobil AG.