

Beurteilung der Geräuschentwicklung ungleichmässig geteilter Läufer von Druckwellenmaschinen mit Hilfe der Fourieranalyse

Autor(en): **Wunsch, Alfred**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **88 (1970)**

Heft 30: **Dr. C. Seippel 70 Jahre, Zweites Sonderheft**

PDF erstellt am: **25.04.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-84574>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

willkürlich und bedeutet insbesondere, dass ein Impuls- und Energiedurchtritt durch die Kontrollflächen auftritt. Die dadurch bedingten Abweichungen gegenüber der idealisierten Strömung mit ebenem Geschwindigkeits- und Temperaturprofil sollen in den Gliedern für innere Reibung und inneren Wärmeaustausch eingeschlossen werden³⁾. Ferner fügen wir jetzt die entsprechenden Glieder als Zusatzquellen den eigentlichen Störgliedern S der Erhaltungssätze bei. Den Koeffizienten des Wärmeübergangs Gas-Zellenwand ersetzen wir durch den ihm im interessierenden Bereich $Re > 5 \cdot 10^4$ proportionalen Rohrreibungskoeffizienten. Damit erhält der Vektor S die Komponenten⁴⁾

$$(4) \quad \begin{cases} S_1 = 0 \\ S_2 = -\xi/2 \cdot d_h \text{Sign}(V_2) V_2^2/V_1 + 4/3 \cdot \eta^* \cdot w_{xx} \\ S_3 = \xi/2 \cdot d_h |V_2| c_p (T_w - T) + \\ \quad + 4/3 \cdot \eta^* (w_x^2 + w w_{xx}) + \lambda^* T_{xx} \end{cases}$$

Zur Lösung des Systems (1) nach dem Differenzenschema-Verfahren von Lax-Wendroff (7) bilden wir die Matrix der Ableitungen von F nach V :

$$F_V = \begin{bmatrix} \frac{\partial F_1}{\partial V_1} & \frac{\partial F_1}{\partial V_2} & \frac{\partial F_1}{\partial V_3} \\ \frac{\partial F_2}{\partial V_1} & \frac{\partial F_2}{\partial V_2} & \frac{\partial F_2}{\partial V_3} \\ \frac{\partial F_3}{\partial V_1} & \frac{\partial F_3}{\partial V_2} & \frac{\partial F_3}{\partial V_3} \end{bmatrix}$$

Wir führen nun nach Bild 2 ein Rechteckgitter für die Zeit-Weg-Ebene ein und bezeichnen mit j den Index des Ortes, mit k den Index der Zeit. Sind zur Zeit k an allen j Punkten die Werte von V bekannt, so lassen sich für einen Zeitschritt Δt später, d.h. für $k+1$, die Werte von V von $j=2$ bis $m-1$ wie folgt berechnen:

$$(5) \quad V_{j,k+1} = V_{j,k} - \Delta t/(2 \Delta x) \cdot [F(V_{j+1,k}) - F(V_{j-1,k})] + (\Delta t/\Delta x)^2/2 \cdot [Q_j - Q_{j-1}] + \Delta t \cdot S(V_{j,k})$$

wobei

$$(6) \quad Q_j = 1/2 \cdot [F_V(V_{j+1,k}) + F_V(V_{j,k})] \cdot [F(V_{j+1,k}) - F(V_{j,k})]$$

Es ist dabei zu beachten, dass nach dieser Rechenvorschrift die Funktionswerte an den beiden Rändern, d.h. für $j=1$ und $j=m$, nicht erhalten werden. Zur Bestimmung der Funktionswerte am Rand sind nach [4] die Verträglichkeitsbedingungen entlang der zu den Randpunkten hinlaufenden Charakteristiken zu formulieren und mit den durch die Geometrie und die Zustandsgrößen ausserhalb des Systems festgelegten Randbedingungen zu verknüpfen.

Bei der Berechnung der Elemente der Matrix F_V und des Vektors S stellt sich noch das Problem der Ableitungen w_x ,

³⁾ Zähigkeit und Wärmeleitkoeffizient werden deshalb formal mit η^* und λ^* bezeichnet.

⁴⁾ ξ = Rohrreibungskoeffizient, d_h = hydraulischer Radius der Zelle, T_w = Rohrwandtemperatur, c_p = spezifische Wärme, $\text{Sign}(V)$ = Vorzeichen von V

w_{xx} , T_V und T_{xx} , wofür die folgenden Differenzenapproximationen verwendet werden können:

$$w_x \simeq \frac{w(j+1) - w(j-1)}{2 \Delta x} = 1/(2 \Delta x) \left\{ (V_2/V_1)_{j+1} - (V_2/V_1)_{j-1} \right\}$$

$$w_{xx} \simeq \frac{w(j+1) - 2w_j + w(j-1)}{\Delta x^2} = 1/\Delta x^2 \left\{ (V_2/V_1)_{j+1} - 2(V_2/V_1)_j + (V_2/V_1)_{j-1} \right\}$$

$$T_{xx} \simeq \frac{T(j+1) - 2T_j + T(j-1)}{\Delta x^2}$$

$$T_V = \frac{\partial T}{\partial e} \frac{\partial e}{\partial V} \quad \text{wobei} \quad \frac{\partial T}{\partial e} \simeq \frac{T(j+1) - T(j-1)}{e(j+1) - e(j-1)}$$

während $\partial e/\partial V$ sich analytisch darstellen lässt, da nach Gl. (2)

$$e = V_3/V_1 - V_2^2/(2V_1^2)$$

Ausgehend von einem zur Zeit t_0 gegebenen Anfangszustand lässt sich damit V in jedem der über der Länge der Comprexzelle verteilten Punkte Zeitschritt für Zeitschritt berechnen. Ausserdem lassen sich die Komponenten von V zum Beispiel an den Zellenenden leicht numerisch über bestimmte Zeitabschnitte integrieren, woraus dann Massen-, Impuls- und Energiebilanzen gewonnen werden. Als Beispiele derartiger Berechnungen sind in den Bildern 3 und 4 für eine theoretisch untersuchte Anordnung von Statoranten einige Resultate für eine hohe und eine tiefe Comprexdrehzahl aufgezeichnet. Man erhält damit eine Vorstellung der durch die hin und her laufenden Druckwellen ausgelösten Strömung in der Comprexzelle. Die Auswirkungen der zeitlichen Steuerung durch die Statorausbildung und Änderungen an derselben lassen sich auf diese Weise rasch bestimmen und beurteilen, so dass die Anzahl der notwendigen Versuche stark eingeschränkt werden kann. Die Vorausberechnung von Druckwellenmaschinen hat einen Stand erreicht, der eine rasche und zweckmässige Hilfe bei der Verbesserung bestehender und beim Entwurf neuer Maschinen gestattet.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Meyer: Recent Development in Gas Turbines. «Mech. Engineering» Vol. 69 (1947)
- [2] M. Berchtold: Zur Entwicklung der instationären Gasdynamik. «Schweizerische Bauzeitung» 79 (1961) 46, S. 801-809
- [3] P. de Haller: Über eine grafische Methode der Gasdynamik. «Technische Rundschau Sulzer» 1945, Nr. 1
- [4] E. Jenny: Berechnung und Modellversuche über Druckwellen grosser Amplitude in Auspuffleitungen. Diss. ETH, Basel 1949, Ameba-Druck
- [5] W. Ruf: Berechnungen und Versuche an Druckwellenmaschinen unter besonderer Berücksichtigung des Druckteilers und Injektors. Diss. ETH, Zürich 1967, Juris-Druck u. Verlag
- [6] H. U. Hörler: Abschätzung der Verluste in instationär-gasdynamischen Kanaltrommel-Druckaustauschern. Diss. ETH, Zürich 1969, Juris-Druck u. Verlag
- [7] P. Lax, B. Wendroff: System of Conservation Laws. «Comm. Pure and Applied Math.» 13 (1960), S. 217

Beurteilung der Geräuschentwicklung ungleichmässig geteilter Läufer von Druckwellenmaschinen mit Hilfe der Fourieranalyse

DK 621.438:534.322.001.2

Von Alfred Wunsch, dipl. Ing., Wettingen

Einführung

Dr. h. c. C. Seippel verfolgte die Anwendung der gasdynamischen Druckwellenmaschine als Oberstufe für Gasturbinenprozesse [1]. Aufbauend auf die dabei gewonnenen wertvollen Erfahrungen, entwickelte die AG Brown, Boveri & Cie. später diese Maschinenart als Aufladeaggregat für

Dieselmotoren zum Antrieb von Strassenfahrzeugen [2]. Neben den Entwicklungsaufgaben, wie sie in [3] behandelt werden, gab es eine ganze Reihe von Problemen sekundärer Bedeutung zu bewältigen, nachdem die thermodynamische Wirkungsweise der Maschine befriedigt hatte. Eines dieser Probleme war die Geräuschentwicklung des Gerätes. Da an Strassen-

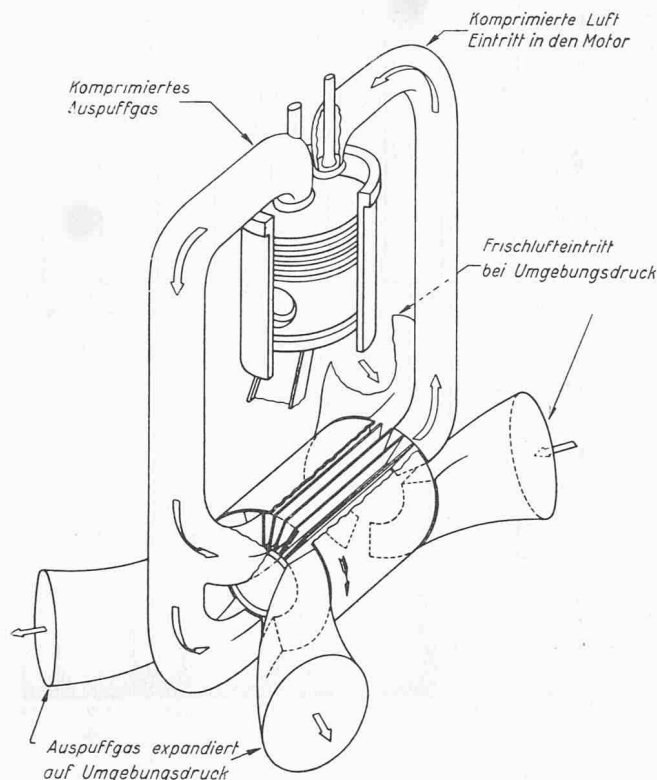


Bild 1. Schematischer Aufbau der gasdynamischen Druckwellenmaschine und Schaltung mit dem Motor

fahrzeuge vom Gesetzgeber im Interesse unserer Lebensbedingungen immer schärfere Anforderungen zur Verminderung der Lärmabstrahlung gestellt werden, musste man bei der konstruktiven Gestaltung dieses Zusatzgerätes zum Dieselmotor von vornherein niedrigen Schallpegel und möglichst geringe Lästigkeit anstreben.

Entstehung des Lärms

Wie in [3] und [4] beschrieben, strömen in die Maschine aus dem Statorteil in einen Läufer mit axialen Kanälen Gase verschiedenen Druckes ein, bzw. aus diesem Zellenrad in den Stator (Bild 1). Es werden dabei Räume unterschiedlichen Zustandes in steter Aufeinanderfolge miteinander verbunden. Wegen der Unterteilung des Läuferumfanges in einzelne Kanäle kommt es zu stossweisem Einströmen in den Läufer und zu stossweisem Ausströmen aus dem Zellenrad. Den Druckausgleich bewirken Kompressions- und Expansionswellen. Diese instationären Vorgänge erzeugen Schall, der sich sowohl in den Strömungsmedien, als auch durch die Wandungen der Maschine fortpflanzt.

Bei einer gleichmässigen Teilung der Läuferkanäle und gleicher Dicke der Kanalwände vernimmt man ein schrilles, sirenenartiges Pfeifgeräusch von hohem Schallpegel, das unangenehm empfunden wird, da es sich hauptsächlich aus dem Drehklang und dessen Harmonischen zusammensetzt. Die Frequenzen f des Geräusches sind

$$f = \frac{izn}{60} \text{ [Hz]}$$

mit z Anzahl der Kanäle des Läufers
 n Umdrehungen pro Minute des Läufers
 i Ganze Zahl > 1

Bei den üblichen Drehzahlen dieser Maschinenart zwischen 2500 und 15000 U/min, die von der Grösse der Druckwellenmaschine und der Betriebsdrehzahl des Verbrennungsmotors abhängen, liegt die Grundfrequenz ungefähr zwischen 1400 und 8500 Hz, also im Hörbereich, in dem das menschliche Ohr

seine grösste Empfindlichkeit aufweist. Auch die Harmonischen bis zur 10. Ordnung können noch im hörbaren Bereich auftreten, wobei natürlich nur die niedrigeren Ordnungen störend wirken.

Abhilfemassnahmen

Da die Wirkungsweise der Druckwellen-Maschine auf den stossweisen Strömungsvorgängen beruht, lassen sie sich nicht ausschliessen. Lange Zeit sah man nur die Möglichkeit, mit Schalldämpfern den Lärm aus den Strömungsmedien herauszunehmen, bzw. durch Umhüllung der Maschine die Schallabstrahlung zu vermindern. Dann wendete man aber mit Erfolg ein Verfahren an, das bei Ventilatoren schon lange bekannt ist [5] und bis heute auf diesem Gebiet Anwendung findet [6], nämlich die ungleichmässige Teilung des Läufers. Durch diese Massnahme gelingt es, neben der diskreten Frequenz des Drehklanges weitere Frequenzen zu erzeugen und den Schallpegel des Drehklanges abzubauen. Der Gesamtpegel ändert sich zwar dadurch nicht, das Geräusch wird jedoch subjektiv sehr viel weniger störend empfunden. Anzustreben ist dabei das «weisse Rauschen», das heisst das Auftreten aller Frequenzen mit gleichem Schallpegel, der möglichst niedrig sein soll. Unangenehm wirkt ein Geräusch mit hohen Schallpegeln in engen Frequenzbereichen, die durch Frequenzbereiche niedrigen Schallpegels voneinander getrennt sind. Die gewünschte Vergleichsmässigung des Schallpegels über alle Frequenzen lässt sich relativ leicht bewerkstelligen, wenn man grosse Abweichungen von der Normalteilung, das heisst von der gleichmässigen Teilung zulässt. Es sind an verschiedenen Stellen Regeln über die Gestaltung der Teilungsvariation und den Ungleichförmigkeitsgrad angegeben, die offenbar empirisch gefunden wurden oder auf reinen Annahmen beruhen, wie zum Beispiel die Angabe, wonach die Teilungen statistisch verteilt sein sollen.

Bei der Druckwellenmaschine darf man sich starke Abweichungen von der Normalteilung nicht leisten, um nicht zu viel an der Wirkungsgrad- und Druckcharakteristik der Maschine zu verlieren. Verhältnisse der Kanalbreiten von 1 : 2 oder gar 1 : 3, wie sie in der Literatur vorgeschlagen wurden, kommen nicht in Betracht.

Berechnung der Geräuschspektren

Nachfolgend wird gezeigt, wie man auf der Suche nach optimalen Lösungen die Fourieranalyse einsetzen kann, um die entstehenden Geräuschspektren bei ungleichmässiger Läuferteilung vorauszuberechnen und damit die aufwendige experimentelle Arbeit zu verringern. Der komplexe Vorgang der Geräuschenstehung an der Druckwellenmaschine wurde durch ein einfaches Modell idealisiert. Wie Bild 2 zeigt, ersetzte man die Druck- und Geschwindigkeitsprofile am Ein- und

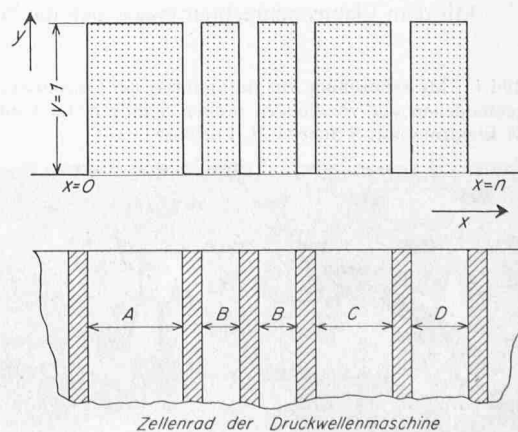


Bild 2. Angenommene Druck- und Geschwindigkeitsverteilung beim Ein- und Austritt des Zellenrades der Druckwellenmaschine

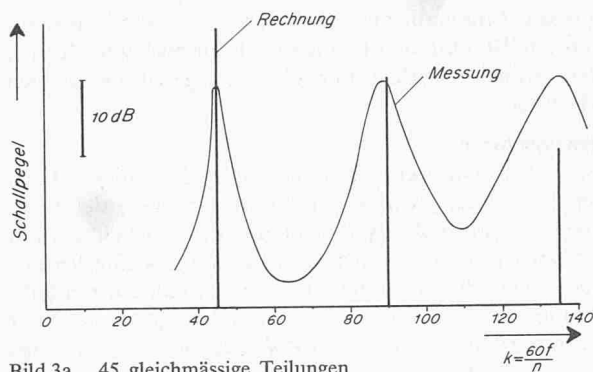


Bild 3a. 45 gleichmässige Teilungen

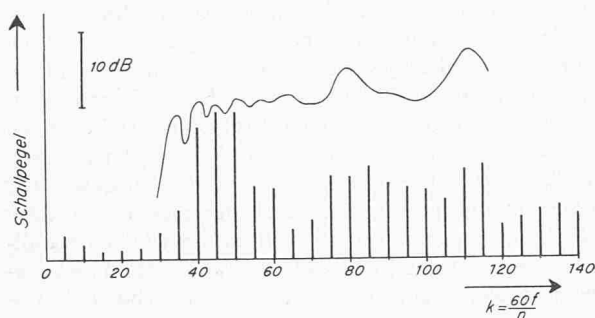


Bild 3c. 45 ungleichmässige Teilungen
Teilungsschema: AAA BBB CCC AAA BBB CCC ...
A = + 20 %, B = ± 0 %, C = - 20 %

Bild 3. Vergleich von mittels Fourieranalyse gerechneter Geräuschspektren, die von verschiedenartigen Teilungsvariationen eines Läufers herrühren, mit Messresultaten

Austritt des Laufrades durch Rechtecke von der Höhe 1 und der Breite A, B, C, bzw. D, die der jeweiligen lichten Weite des Läuferkanals entsprechen. Die Rechtecke sind getrennt durch Lücken von der Breite der Kanalwände. Die Folge von Rechtecken lässt sich in die Fouriersche Reihe entwickeln:

$$f(x) = a_0 + \sum_{k=1}^{k=\infty} a_k \cos kx + \sum_{k=1}^{k=\infty} b_k \sin kx$$

Nach Zusammenfassen der Glieder mit gleichem Index kann man auch schreiben

$$f(x) = a_0 + \sum_{k=1}^{k=\infty} c_k \sin(kx + \varphi_k)$$

Die Rechteckfunktion setzt sich also zusammen aus einer unendlich grossen Anzahl von Sinusschwingungen mit den Amplituden c_k , die um einen Mittelwert a_0 pendeln. Der Wert c_k wird nun als relatives Mass für den Geräuschpegel bei der Frequenz $f = nk/60$ betrachtet.

Mit dem Elektronenrechner lassen sich die Werte

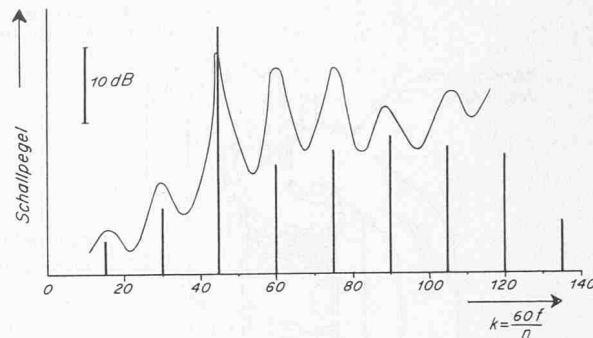


Bild 3b. 45 ungleichmässige Teilungen
Teilungsschema: ABC ABC ...
A = + 20 %, B = ± 0 %, C = - 20 %

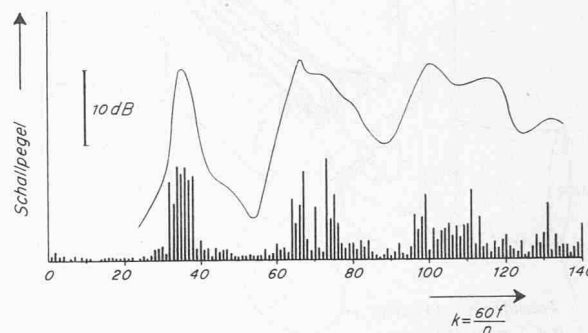


Bild 3d. 35 ungleichmässige Teilungen
Teilungsschema: AAA BB CCC DDD B DDD CCC BB
AAA B DDD CCC B AAA B
A = + 10 %, B = + 3,5 %, C = - 3,5 %, D = - 10 %

$$a_0 = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} f(x) dx$$

$$a_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \cos kx dx$$

$$b_k = \frac{1}{\pi} \int_0^{2\pi} f(x) \sin kx dx$$

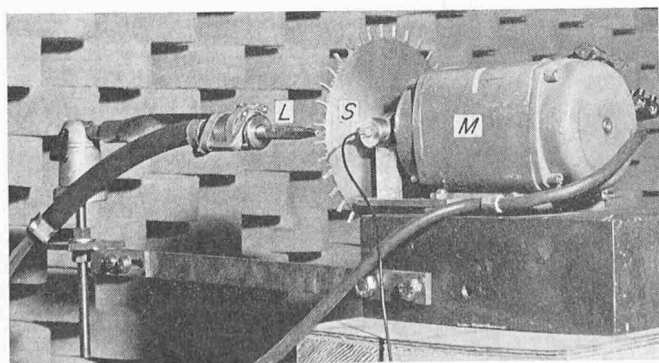
$$c_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2} \quad \text{und} \quad \tan \varphi_k = \frac{a_k}{b_k}$$

in grösserer Anzahl schnell berechnen. Es ergeben sich daraus Linienspektren für den jeweils untersuchten Fall, wie sie in den Bildern 3a bis 3d aufgetragen sind.

Das Bild 3a zeigt die Berechnung für einen Läufer von 45 gleichmässigen Teilungen. Erwartungsgemäss liefert die Fourieranalyse bei $k = 45$ und allen ganzzahligen Vielfachen von 45 einen c_k -Wert. Für alle übrigen k wird $c_k = 0$. Variiert man nun beispielsweise die Teilungen nach dem Schema ABC ABC ..., wobei A 20 % grösser als die Normalteilung B und C 20 % kleiner als B sein sollen, so ergibt sich ein Spektrum nach Bild 3b, das nicht sehr viel günstiger ausfällt als nach Bild 3a.

Bei Verwendung der gleichen Elemente A, B und C in der gleichen Anzahl, aber nach dem Schema AAA BBB CCC AAA BBB CCC ... angeordnet, erhält man die Verteilung nach Bild 3c. Die grösste Amplitude c_{45} , die sich im Fall a zu 0,3667 berechnete, ging im Fall b auf 0,3237 und im Fall c auf 0,1971, also auf 53,7 % des Wertes bei gleichmässiger Teilung zurück. Zugleich wurde durch das Teilungsschema nach Bild 3c eine Vielzahl von Frequenzen im ganzen Hörbereich erzeugt, die Grundfrequenz und Harmonische miteinander verbinden. Diese Verbindung der einzelnen Frequenzgruppen ist unbe-

Bild 4. Messanordnung zur Bestimmung des Geräuschpegels an Scheibenmodellen mit verschiedenen breiten Schlitzn am Umfang.
M Elektromotor, S Scheibe, L Luftdüse



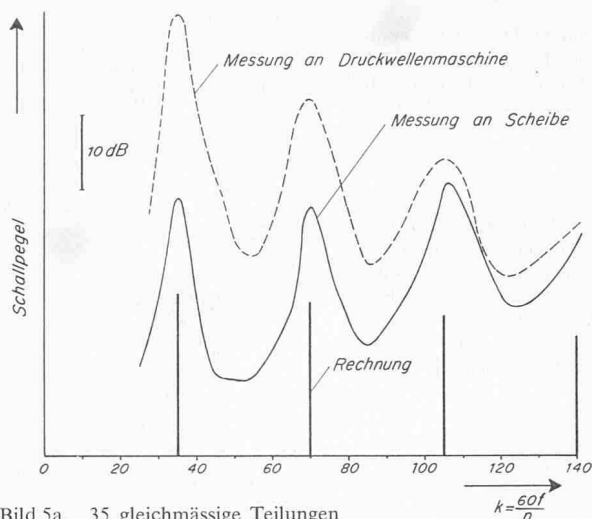


Bild 5a. 35 gleichmässige Teilungen

dingt erforderlich, soll das Geräusch nicht störend empfunden werden. Im Fall nach Bild 3d trifft dies zum Beispiel nicht zu. Es wurden dort 35 Teilungen untersucht. Obwohl auch eine Reduktion der grössten Amplitude auf 62% gegenüber der gleichmässigen Teilung erreicht wurde, wirkt das Geräusch lästig wegen der sehr kleinen Amplituden im Bereich $k = 39$ bis 63.

Experimentelle Überprüfung der Rechenergebnisse

Um die Rechenergebnisse nachzuprüfen, wurden Schallmessungen vorerst an rotierenden Scheiben nach einer Anordnung gemäss Bild 4 ausgeführt. Die Scheiben, die am äusseren Umfang Einfürungen entsprechend den Breiten A, B und C aufwiesen, wurden von einem Elektromotor mit konstanter Drehzahl angetrieben und mit einem Luftstrahl axial angeblasen. Die im schalltoten Raum gemessenen Geräuschpegel sind in die Bilder 3a bis 3d im gleichen Massstab eingezeichnet. Man erkennt eine recht zufriedenstellende qualitative Übereinstimmung zwischen der gerechneten und der gemessenen Amplitudengruppierung. Es wird auch deutlich, wie die Unterschiede von Pegelmaximum zu Pegelminimum, die bei gleichmässiger Teilung der Scheibe bis zu 25 dB betrugen, sich durch die ungleichmässige Teilung tatsächlich auf wenige dB verringern liessen. Sehr gut veranschaulicht der Fall 3d die Aussagekraft der Rechnung im Vergleich zur Messung.

Man könnte einwenden, dass das vereinfachende Modell der Rechteckdruckstösse bei den untersuchten Scheiben zu guter Übereinstimmung führen kann, da sich dort die Annahme des Rechteckimpulses mit der Wirklichkeit ziemlich gut deckt, während die Übertragung der Rechenergebnisse auf den Läufer der Druckwellenmaschine fragwürdig wird. Aber auch hier zeigen die Messungen eine gute qualitative Übereinstimmung zwischen Rechnung und tatsächlich auftretendem Geräuschspektrum, wie die Bilder 5a und b beweisen, in denen Rechnung, Messung an der Scheibe und Messung an der Druckwellenmaschine gegenübergestellt sind.

Die Gasturbinenabteilung bei BBC

Rückblick und heutiger Stand

Von Dr. H. Pfenninger, Baden

Der Drang der Ingenieure, an Stelle von Kolbenkraftmaschinen rotierende Kraftmaschinen zu bauen, ist sehr alt. Schon im letzten Jahrhundert gelang der Durchbruch von der Kolbendampfmaschine zur Dampfturbine. Diese hat inzwischen die Kolbendampfmaschine vom Markt weitgehend verdrängt. Es war deshalb naheliegend, dass die Ingenieure versuchten, auf dem Gebiete der Verbrennungskraftmaschine den Kolbenmotor wenigstens teilweise durch die Gasturbine

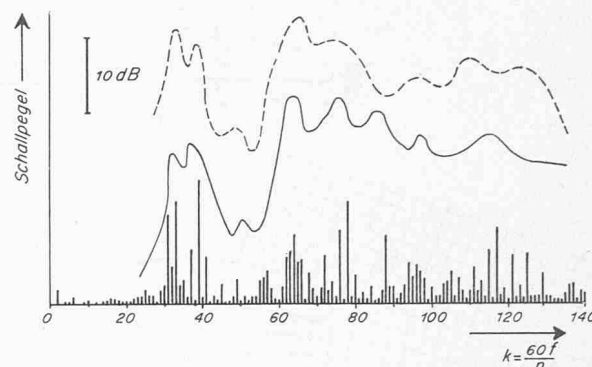


Bild 5b. 35 ungleichmässige Teilungen
Teilungsschema: AAA BB CCC B CCC BB AAA B
AAA BB CCC B CC BB AAA B
A = +16,5 %, B = -3,5 %, C = 17 %

Bild 5. Vergleich von gerechneten Geräuschspektralen mit gemessenen an Scheibenmodellen und Druckwellenmaschinen

Zusammenfassung

Die Druckwellenmaschine Comprex erzeugt, bedingt durch ihr stossweises Arbeiten, sirenenähnlichen Lärm, den man störend wahrnimmt. Für die vorgesehene Verwendung der Maschine als Aufladegerät für Fahrzeugdieselmotoren musste nach Wegen gesucht werden, um die Geräuschbelastung zu vermindern. Durch ungleichmässige Teilung des Läuferes ist es gelungen, das Geräusch im Klang angenehmer zu gestalten. Der Schallpegel des Drehklanges wird durch diese Massnahme abgebaut, und es entsteht eine Vielzahl zusätzlicher Frequenzen niedrigen Schallpegels.

Zur Vorausberechnung des auftretenden Geräuschspektrums bei vorgegebener Abweichung von der gleichmässigen Läuferteilung und gegebenem Teilungsschema wurde eine Folge von Rechteckimpulsen angenommen, die der Läuferteilung entsprach. Durch Zerlegung solcher Rechteckfunktionen mit Hilfe der Fourieranalyse erhielt man Linienspektren, die gute qualitative Übereinstimmung ergaben, sowohl mit Messungen an Modellscheiben, die mit einem Luftstrahl angeblasen wurden, als auch mit Messungen an ausgeführten Läufern in der Druckwellenmaschine. Anzustreben ist für geringste Lästigkeit ein Geräuschspektrum, das dem «weissen Rauschen» nahe kommt.

Literaturverzeichnis

- [1] A. Meyer: Recent Development in Gas Turbines. «Mechanical Engineering» 69 (1947) No. 4, S. 273
- [2] A. Wunsch: Aufladung von Fahrzeugdieselmotoren mit dem Abgas-turbolader und der Druckwellenmaschine Comprex. «MTZ» 31 (1970) H. 1, S. 17
- [3] G. Zehnder: Entwicklungsaufgaben an der gasdynamischen Druckwellenmaschine Comprex. SBZ 88 (1970) H. 30, S. 678
- [4] M. Berchtold: Druckwellenaufladung für kleine Fahrzeugdieselmotoren. SBZ 79 (1961) H. 46, S. 801
- [5] Deutsche Patentschrift Nr. 165330 (1909)
- [6] Deutsche Auslegeschrift Nr. 1253402 (1968)

Adresse des Verfassers: Alfred Wunsch, Ryffelstrasse 4, 5430 Wettingen

DK 621.438:061.5

zu ersetzen. Dieses Vorhaben scheiterte jedoch lange Zeit an zwei Umständen. Einerseits war kein Verdichter vorhanden, welcher die Luft mit einem für diesen Zweck brauchbaren Energieaufwand verdichten konnte, und andererseits fehlte es an Baustoffen, welche den dazu erforderlichen Temperaturen standhielten. Es war notwendig, einen Verdichter mit besserem Wirkungsgrad zu entwickeln, um bereits bei kleineren Gastemperaturen wirtschaftlich brauchbare Ergebnisse zu erzielen.