

11/134

POKROVSKIJ, B.V. (Kandidat der techn. Wissenschaften)

GERÄUSCH UND SCHWINGUNGEN VON KREISELPUMPEN UND DIE  
MASSNAHMEN ZU IHRER MINDERUNG

Übersetzung aus:

Trudy vsesojuznogo naučno-issledovatel'skogo instituta  
gidromašinostroenija. Moskva, 41 (1970), S. 118 - 132.

Russ.: ШУМ И ВИБРАЦИЯ ЦЕНТРОБЕЖНЫХ НАСОСОВ И МЕРЫ  
ПО ИХ СНИЖЕНИЮ

Šum i vibracija centrobežnych nasosov i mery  
po ich sniženiju

Viele Umstände gebieten es, Geräusch und Schwingung von Pumpen zu mindern, darunter unmittelbare technische Anforderungen, Nutzungsforderungen, Bestimmungen sanitärer und hygienischer Art: die schädliche Wirkung der Schwingung und des Geräuschs auf den Organismus desjenigen Menschen, der sich in ihrem Umkreis, an seinem Arbeitsplatz wie auch zuhause, befindet, müssen unbedingt verringert werden. Geräuschpegel und Schwingungsstärke sind gleichzeitig verallgemeinerte Kennwerte, die die Sicherheit und Qualität von Pumpen charakterisieren. Geräusch- und Schwingungsprobleme sind eng mit der Konkurrenzfähigkeit inländischer Pumpen auf dem Weltmarkt verbunden.

Der Kampf gegen Geräusch und Schwingungen in hydraulischen Maschinen und insbesondere in Kreiselpumpen ist nichts Neues. Mit dem starken Geräusch und den Schwingungen von hydraulischen Maschinen (Turbinen, Pumpen, Schiffsschrauben) haben sich die Fachleute zum ersten Mal im Zusammenhang mit der Entdeckung von Kavitationserscheinungen in ihnen befaßt [1]. Später haben jahrelange Beobachtungen der Arbeitsweise von hydraulischen Maschinen gezeigt, daß es zahlreiche andere Gründe hydrodynamischer und mechanischer Art gibt, die geeignet sind, unter

bestimmten Umständen starke Geräusche und Vibrationen hervorzurufen.

Zum ersten Mal befaßte man sich in der UdSSR in den 30er Jahren im VNIIGidromas<sup>1)</sup> mit der Untersuchung des Lärms von hydraulischen Maschinen. In den ersten Arbeiten wurde die Akustik als eine Methode zur Auffindung von Kavitationen verwandt. Dabei wurde das Hauptaugenmerk auf die Ausarbeitung von Hilfsmitteln zur Auffindung der Geräuscheffekte in hydraulischen Maschinen gerichtet.

In den Nachkriegsjahren war eine der wichtigsten Forderungen, die an viele Arten von Kreiselpumpen gestellt wurden, ihre Geräuscharmheit. Deshalb haben Fragen der Verringerung der Geräusch- und Schwingungsintensität von Pumpen in ihren Entstehungsquellen besondere Aktualität gewonnen. Darüberhinaus wurden Forderungen über den Geräuschpegel und die Schwingungsstärke von Pumpen in die technischen Bedingungen und die Dokumentation technischer Berichte aufgenommen.

Für die Erarbeitung von wirksamen Methoden zur Verringerung von Geräusch und Schwingungen wurde es notwendig, den Einfluß der Energiekennwerte, der Konstruktions- und technologischen Faktoren und Nutzungsbedingungen von Kreiselpumpen zu untersuchen. Viele dieser Faktoren wurden jedoch nicht berücksichtigt. Die Aufgabe komplizierte sich noch durch die Besonderheit der Messung schwingungsakustischer Charakteristiken, für deren Bestimmung es notwendig war, besondere Voraussetzungen zur Untersuchung der Pumpen zu schaffen, die den Einfluß von Geräusch- und Schwingungsstörungen ausschlossen.

In den 50er und 60er Jahren wurden im Pumpenbau Versuchsanlagen zur Durchführung schwingungsakustischer Untersuchungen an Kreiselpumpen geschaffen. In einigen Pumpenfabriken wurden gedämpfte Schallkammern mit schwingungs isolierten Fundamenten

1)

Vsesojuznyj naučno-issledovatel'skij Institut gidromašinstroenija - Unions-Forschungsinstitut Wasserkraftmaschinenbau (Anmerkung des Übersetzters).

gebaut, die die notwendigen Voraussetzungen für die richtige Bestimmung des Geräusches und der Schwingung von elektrischen Kreiselpumpen lieferten. In der Pumpenfabrik Šelkovo und im VNIIgidromaš wurden Anlagen für die umfassende Untersuchung der Energie- und schwingungsakustischen Charakteristiken einer Pumpe im engeren Sinne ohne Geräusch- und Schwingungseinfluß des elektrischen Antriebs eingerichtet. Die akustischen Laboratorien der Fabriken wurden mit modernster schwingungsakustischer Apparatur ausgestattet.

Schwingungsakustische Untersuchungen an Kreiselpumpen sind eine umfassende Aufgabe von wesentlicher technischer Kompliziertheit, und sie erfordert eine große Anzahl von Versuchen. Das akustische Laboratorium von VNIIgidromaš hat den in diesem Bereich tätigen Fabriken immer jegliche technische Hilfe in der Erarbeitung schwingungsakustischer Normen von Pumpen, in der Durchführung von wissenschaftlichen Forschungs- und konstruktionsabhängigen Versuchsarbeiten, die auf Geräusch- und Schwingungsminderung ausgerichtet waren, zukommen lassen. In den letzten zehn Jahren wurden von VNIIgidromaš und den Pumpenfabriken systematische Arbeiten zur Bestimmung der Abhängigkeit der schwingungsakustischen Charakteristiken vieler Faktoren an einigen Pumpen vom Typ CN<sup>2)</sup> und NCV<sup>3)</sup> und anderen durchgeführt [2]. Die Hauptrichtungen dieser Arbeiten sind folgende:

Untersuchung der physikalischen Geräusch- und Schwingungsentstehung; der Gesetzmäßigkeiten der Geräusch- und Schwingungsquellen; der Geräusch- und Schwingungsabhängigkeiten von den Kennwerten einer Pumpe und der Arbeitsweise; der Gesetze der schwingungsakustischen Ähnlichkeit von Pumpen;

Erarbeitung von Maßnahmen zur Geräusch- und Schwingungsminderung in Pumpen sowie von schwingungsakustischen Normen.

<sup>2)</sup> Kreiselpumpe

<sup>3)</sup> Seitenkanalpumpe mit Radialstufe (Anm.d.Übers.).

Die physikalische Geräusch- und Schwingungsentstehung  
in Kreiselpumpen

Die Arbeit einer Kreiselpumpe ist immer von Schallgeräuschen und Schwingungen unterschiedlicher Intensität begleitet. Aus dem Fragenkomplex zur Untersuchung der Geräusch- und Schwingungsquellen von Kreiselpumpen und über die Maßnahmen zu ihrer Minderung hat die Schwingungsisolation und das Antriebsgeräusch - in der Regel eines Elektromotors - eigenständige Bedeutung. Die Geräusch- und Schwingungsquellen von Pumpen wurden in einer speziell aufgebauten Versuchsanlage untersucht [3], wobei ein Geräusch- und Schwingungseinfluß des Elektroantriebs ausgeschlossen wurde bei unumgänglichem Einfluß der Wälzlager der Pumpenwelle.

Die in Pumpen auftretenden akustischen Erscheinungen sind sehr komplex. Weil sie ungenügend untersucht sind, wurde bei der Aufstellung der Untersuchungen im VNIIGidromaš und in den Fabriken das Hauptaugenmerk auf das Experiment unter Verwendung der Ähnlichkeitsmethoden gerichtet.

Hydrodynamische Geräusch- und Schwingungsquellen nur der Pumpe ohne Antrieb sind vor allem Erscheinungen, die mit der Umströmung ihrer Elemente verbunden sind. So kann man z.B. auf die Bildung von Wirbeln an den Schaufeln und Flanschen, an den Gehäusewänden und im Auslaßstutzen verweisen, die zur Bildung von Wirbelgeräuschen und Schwingungen führt; auf die Bildung einer Grenzschicht an den Wänden des Strömungsteils der Pumpe, das zum Auftreten eines Pseudolärms führt, der analog zum Wirbelgeräusch, als Schwingungsquelle des Gehäuses sowie als Geräuschquelle auftritt; auf die Inhomogenität der Strömung aufgrund der zahlenmäßigen Begrenztheit der Schaufeln und der Gehäuseasymmetrie. Die allerwichtigste Geräusch- und Schwingungsquelle sind die Kavitationsvorgänge [4]. Da rotierende Teile vorhanden sind, zieht dies aufgrund der Unwucht unausweichlich ebenfalls Geräusch und Schwingungen nach sich.

Eine Quelle für den Luftschall, der von der Pumpe hervorgerufen wird, sind vor allem die Schwingungen des Gehäuses und

teilweise auch die Schwingungen der Leitung. Auf die Erregung dieser Schwingungen haben neben der Unwucht die Druckpulsationen in der Grenzschicht an den Gehäusewänden (der Pseudolärm) und die akustischen Schwingungen in dem in der Pumpe eingeschlossenen Flüssigkeitsvolumen Einfluß, die durch die Wirbelablösung erregt werden, sowie durch die Druckpulsationen, die mit der zahlenmäßigen Begrenztheit der Schaufeln zusammenhängen. Letztere können auch nicht akustischen Charakter haben - d.h. sie sind verbunden mit der Kompressibilität der Flüssigkeit - , sondern hydrodynamischen Charakter. Außerdem können die akustischen Schwingungen, die in den inneren Pumpenelementen auftreten, über die Welle und die Lager auf das Gehäuse übertragen werden. Schwingungsform und -amplitude des Gehäuses bei vorgegebenen Druckpulsationen werden durch die Gehäusekonstruktion bestimmt: d.h. durch seine Form, Abmessungen, Dicke und Wandmaterial wie auch durch die Flüssigkeitsart.

Alle oben aufgezählten Schwingungsquellen können durch die Resonanzschwingungen der Konstruktionsteile begründet sein. Dieser Umstand muß unbedingt bei der Planung von Pumpen berücksichtigt werden, damit nach Möglichkeit eine Übereinstimmung der Eigenfrequenzen der Schwingungen der Teile mit den Frequenzen der Schwingungsquellen vermieden wird. Bis heute gibt es aufgrund ihrer komplexen Form jedoch keine Methoden zur Berechnung der Eigenschwingungsfrequenzen der Hauptbauteile einer Kreiselpumpe (des Spiralgehäuses, Laternenstuhls u.a.). Deshalb hat der Konstrukteur nicht die Möglichkeit, die Herstellung einer geräuscharmen Pumpe zu garantieren. Die experimentelle Geräuschkinderung einer Pumpe aufgrund der Resonanzschwingungen ist gewöhnlich mit beträchtlichen Konstruktionsveränderungen verbunden, deshalb muß die Ausarbeitung von Methoden zur Berechnung der Eigenschwingungsfrequenzen der Pumpenteile als ein sehr wichtiges Problem angesehen werden.

Die im VNIIGidromaš durchgeführten Untersuchungen des Geräusch- und Schwingungsspektrums von Kreiselpumpen [2] gestatten es, die Komponenten der hauptsächlichlichen Geräusch- und

Schwingungsquellen aufzuzeigen und ihren Wirkungsbereich im Schallfrequenzbereich zu bestimmen.

In Abb. 1. sind typische Geräuschspektrogramme dargestellt, die in Abständen von 0,5 m vom Zentrum, das sich auf der Rotationsachse in der Radmitte befindet, gemessen wurden, die Schwingungsspektrogramme, gemessen an Pumpenspiralgehäuse mit Durchmesser des Arbeitsrades  $D_2=195$  mm, Schaufelzahl  $z=7$  und Drehzahl  $n=2900$  U/min, das von ziemlich steifer Konstruktion ist. Unter steifer Konstruktion wird in diesem Fall verstanden, daß sie keine klar ausgeprägten Resonanzerscheinungen im Schallfrequenzbereich hat.

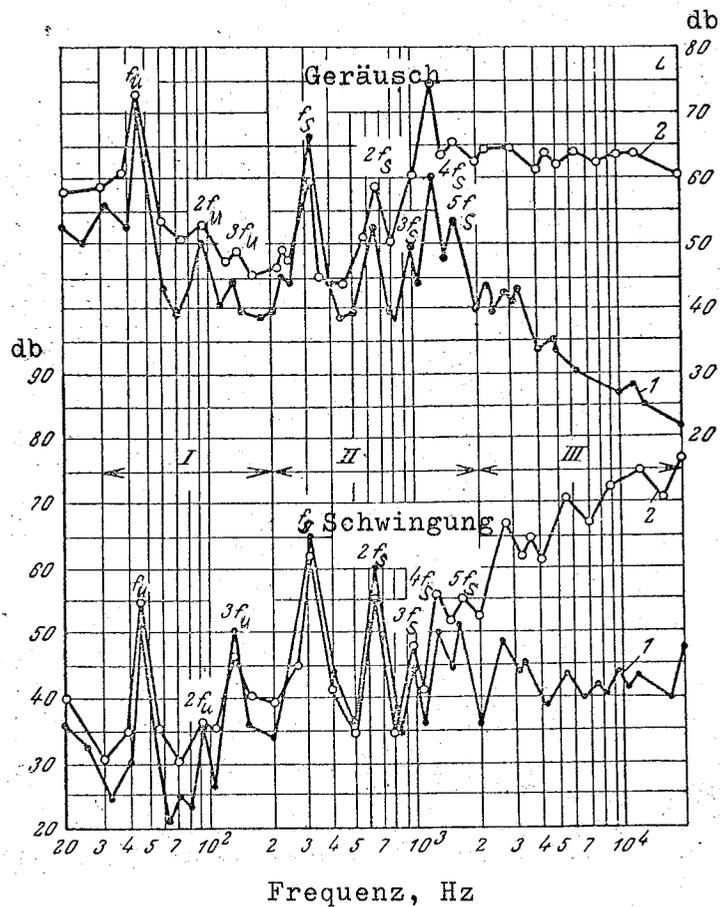


Abbildung 1. Typische Geräusch- und Schwingungsspektrogramme von Kreiselpumpen.  
1 - ohne Kavitationen; 2 - mit Kavitationen.

Die Geräusch- und Schwingungsspektren (Kurven 1) wurden aufgenommen, als keine Kavitationserscheinungen in der Pumpe (bei Stau im Ansaugen) bei konstanter Netzcharakteristik vorhanden waren, die Kurven 2 entsprechen der Arbeitsweise der Pumpe mit Kavitationen bei derselben Netzcharakteristik.

Die Geräusch- und Schwingungsspektren lassen folgende typischen Gesetzmäßigkeiten feststellen. Im Bereich I kann man Unwuchtfrequenzen  $f_U$  unterscheiden, die durch ungenügendes Auswuchten der rotierenden Massen hervorgerufen werden und das Mehrfache der Sekundendrehzahl des Rades  $n/60$  betragen. Im Bereich II treten die Schaufelfrequenzen  $f_S$  von Geräusch und Schwingung klar zutage, die das mehrfache der Zahl der Schaufeln am Rad  $z$  um die Sekundendrehzahl  $n/60$  betragen, welche aufgrund der Inhomogenität der Strömung am Ausgang aus dem Rad entstehen. Der Bereich der hohen Frequenzen III ist durch die Frequenzen des Wirbel- (Kurven 1) und der Kavitationsursprungs gekennzeichnet. Die Geräusch- und Schwingungserzeugung nimmt wegen der Kavitationserscheinungen stark zu (Kurve 2). Die Geräusch- und Schwingungsspektrogramme anderer Pumpen sind unter vergleichbaren Arbeitsbedingungen in der Regel analog zu den angeführten.

Auf diese Weise sind für Pumpen, die steife Konstruktion haben, bei Lauf des Rotors in den Gleitlagern die hauptsächlichen Geräusch- und Schwingungsquellen: Unwucht, Inhomogenität der Strömung, Wirbelbildung und Kavitation. Die übrigen in Pumpen vorhandenen Quellen können als zweitrangig angesehen werden. Eine derartige Aufteilung der Quellen ist zu einem gewissen Grade notwendig, da in einigen Sonderfällen einzelne zweitrangige Quellen die Hauptrolle spielen können. Z.B. in den Fällen, wenn die Kugellager organisch in die Pumpenkonstruktion eingepaßt sind und nicht durch Gleitlager ersetzt oder schwingungs isoliert werden können, dann kann man sie zu den hauptsächlichen Geräusch- und Schwingungsquellen zählen.

Auf die Geräusch- und Schwingungserzeugung von Kreiselpumpen haben von den wesentlichen Schwingungsquellen verschiedene konstruktive und technologische Faktoren beträchtlichen Einfluß. Im Ergebnis der von VNIIGidromaš und den Fabriken durchgeführten Arbeiten ist einiges Material über ihren Einfluß auf Geräusch und Vibration gesammelt worden. Die weitere Arbeit in dieser Richtung muß dadurch gekennzeichnet sein, daß diese Faktoren für verschieden schnelllaufende Pumpen von allen Seiten untersucht werden, das gewonnene Versuchsmaterial systematisiert wird, damit es in der praktischen Arbeit von den Konstrukteuren und Pumpenplanern verwendet werden kann.

#### Gesetzmäßigkeiten des Verhaltens der hauptsächlichsten Geräusch- und Schwingungsquellen

Bei der Arbeit einer Kreiselpumpe ist es wünschenswert, das Verhalten einer jeden Hauptquelle isoliert, ohne Verbindung mit anderen Schwingungsquellen zu kennen. Besonderes Interesse kommt der Beziehung zwischen den hydrodynamischen und den mechanischen Geräusch- und Schwingungsquellen zu.

Durch die im VNIIGidromaš durchgeführten experimentellen Untersuchungen wurde festgestellt, daß die Geräusch- und Schwingungsintensitäten, die durch die Inhomogenität der Strömung und durch Wirbelschwingungsquellen erzeugt werden, proportional zum 4. - 6. Grad der Umfangsgeschwindigkeit und zum 2. Grad des Laufraddurchmesser sind. Veränderungen der Masse, der elastischen und akustischen Materialeigenschaften des Laufrads haben keinen Einfluß auf diese Gesetzmäßigkeit. Im Falle rein hydrodynamischer Pulsationen wird der 4. Grad beobachtet. Wenn die Pulsationen akustischen Charakter haben, d.h. mit der Kompressibilität der Flüssigkeit verbunden sind, dann fallen Geräusch und Schwingung unter das Gesetz des 6. Grades.

Die Erzeugung von Kavitationsgeräusch hängt vom Entwicklungsstadium der Kavitation ab. Die Abhängigkeiten des

Geräuschpegels und der Schwingungsstärke von der Umfanggeschwindigkeit bei verschiedenen Kavitationsstadien im Falle von Konstanz des Kavitationskoeffizienten sind proportional zum 4. - 6. Grad.

Der in den Versuchen beobachtete Abhängigkeitsgrad der Geräusch- und Schwingungsintensität der Kugellager von der Drehzahl liegt zwischen 2. - 3. Wenn man anstelle von Wälzlagern Gleitlager verwendet, dann können die Pegel des mechanischen Lärms und der Schwingung von Kreiselpumpen stark abnehmen (um 15 - 30 db).

Die Geräusch- und Schwingungsintensität aus der Unwucht ist proportional zur Drehzahl 4. Grades. Bei konstanter Drehzahl ist die Intensität proportional zum 2. Grad des Wertes der Restexzentrizität oder des Gewichtes der unausgeglichene Masse.

Auf Grund von diesen experimentell ermittelten Abhängigkeiten müssen zwei wichtige Schlüsse gezogen werden:

1. Die Pegel des hydrodynamischen Geräusches und der Schwingung nehmen bei Geschwindigkeitssteigerung schneller zu als die Pegel des mechanischen Geräusches und der mechanischen Schwingung. Bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten herrschen mechanisches Geräusch und mechanische Schwingung vor, und bei hohem Geräusch und Schwingung hydrodynamischen Ursprungs.

2. Veränderungen der Geräusch- und Schwingungspegel, die durch hydrodynamische und mechanische Schwingungsquellen bedingt sind, fallen unter die Ähnlichkeitsgesetze; es ergibt sich daraus die Möglichkeit, die Pegel in Abhängigkeit von der Rotationsgeschwindigkeit und den Pumpenabmessungen zu errechnen.

#### Ähnlichkeit der Geräusch- und Schwingungscharakteristiken

Durch die im akustischen Laboratorium des VNIIGidroma durchgeführten Untersuchungen ist festgestellt worden, daß

die Ähnlichkeit der schwingungsakustischen Erscheinung in Kreiselpumpen der geometrischen Ähnlichkeit der Strömungsteile von Modell und tatsächlicher Maschine ist, daß die Ähnlichkeitsbedingungen der kinematischen und hydrodynamischen Ähnlichkeit der Strömung und der Vorgänge befolgt werden müssen; dies liefert die Ähnlichkeitsbedingungen der Schwingungen der flüssigen Medien im Modell und der Maschine und schließlich die Schwingungsbedingungen der Festkörper von Modell und Maschine und der gasförmigen Medien um sie.

Die theoretische Analyse der Bedingungen der schwingungsakustischen Ähnlichkeit gestattete es, die schwingungsakustischen Charakteristiken (der Geräusch- und Schwingungskriterien) aufzustellen, die eine Reihe ähnlicher gleichschnellaufender Pumpen verschiedener Abmessungen charakterisieren. Die experimentelle Überprüfung der schwingungsakustischen Ähnlichkeit zeigte, daß man nach den Ergebnissen unter Laborbedingungen (gedämpfte Kammer) einer Modellpumpe die zu erwartenden schwingungsakustischen Charakteristiken (bei unterschiedlichen ähnlichen Betrieben) einer Serie von geometrisch ähnlichen Maschinen bestimmen kann, die aus gleichen Material angefertigt und mit gleichartiger Flüssigkeit gefüllt sind.

Diese Ergebnisse haben deswegen große praktische Bedeutung, da man davon ausgehen kann, daß für die Untersuchung des Geräusches und der Schwingung von Kreiselpumpen sowie für die Ausarbeitung von Maßnahmen zur Bekämpfung derselben die Anwendung der Ähnlichkeitstheorie und der Modellierung gegenwärtig die einzige Methode ist, um die Daten, welche einer großen Menge von Pumpenarten, ihrer Abmessungen, Kennwerte, Arbeitsweisen, Anwendungs- und Nutzungsbedingungen entsprechen, in ein System zu bringen und sie für die Analyse zu verwenden.

Im Verlauf der weiteren Arbeiten müssen notwendigerweise Methoden zur Planung von geräuscharmen Kreiselpumpen

nach den bekannten Geräusch- und Schwingungskriterien der erarbeiteten geräuscharmen Pumpenmodelle eingeführt werden.

Die Hauptabhängigkeiten des Geräusches und der Schwingung von den Kennwerten und der Arbeitsweise einer Pumpe

Bei der Herstellung von geräuscharmen Pumpen sind die Fragen über den Einfluss ihrer Kennwerte und Arbeitsweise auf das von ihnen erzeugte Geräusch und die Schwingung von besonderem Interesse. VNIIGidromaš hat verschieden schnelllaufende Pumpen untersucht.

Der Einfluß des Förderstroms auf Geräusch und Schwingung wurde in einem breiten Änderungsbereich des Druckes, der Kavitationsreserve und der Drehzahl untersucht.

Bei konstanter Drehzahl haben die allgemeinen Geräusch- und Schwingungspegel in Abhängigkeit vom Förderstrom sowohl bei Druck als auch bei Unterdruck beim Ansaugen Minimalwerte in einem Bereich, der nahe dem maximalen Wirkungsgrad ist. Deshalb ist die allgemein gebräuchliche Methode, die Arbeitsweise von Pumpen im Maximum zu wählen, auch vom Gesichtspunkt der Schwingung und des Geräusches gerechtfertigt (Abb. 2).

Im Falle, daß die Pumpen mit Druck beim Ansaugen bei guter Auswuchtung der rotierenden Massen der Pumpe arbeiten, werden die Gesamtgeräusch- und Schwingungspegel durch die hydrodynamischen Schwingungsquellen bestimmt.

Im Bereich optimaler Förderströme werden die allgemeinen Pegel im wesentlichen durch die Geräusch- und Schwingungspegel aus der Inhomogenität der Strömung (Schaufelfrequenzen des Rades) bestimmt. Bei den vom optimalen Betrieb differierenden Arbeitsweisen nimmt der Einfluß der Wirbelbildungsvorgänge zu. Bei großen Durchlaufmengen begünstigt das Vorhandensein von intensiven Wirbeln, in erster Linie in den Umleitungsstücken und dann im Rad, daß auch bei beträchtlichen Drücken

beim Ansaugen der Druck in den Wirbelbereichen abnehmen kann, was wiederum die Entstehung von Kavitationsvorgängen begünstigt. Bei geringen Durchlaufmengen beobachtet man eine ungleichförmige Arbeit der Schaufelkanäle, was ebenfalls zur Geräusch- und Schwingungsverstärkung führt. In Durchlaufmengenbereichen, die nahe bei Null liegen, nehmen die Niederfrequenzschwingungen, welche für die Pumpe sehr gefährlich sind, besonders stark zu.

Die Arbeit einer Pumpe bei konstanter Durchlaufmenge und unveränderter Drehzahl und in Abhängigkeit von der Kavitationsreserve kann man nach den Veränderungen der Geräusch- und Schwingungspegel bedingt in fünf Bereiche aufteilen (Abb. 3): I - Bereich der kavitationslosen Arbeitsweisen (bei großen Kavitationsreservewerten) mit minimalen Geräusch- und Schwingungspegeln; II - Bereich der Gaskavitation, begleitet von einer ersten steilen Geräusch- und Schwingungsverstärkung (um 20 - 25 db); III - Bereich der Dampfblasenkavitation mit gleitender Geräusch- und Schwingungszunahme, begleitet von einer zweiten steilen Geräusch- und Schwingungsverstärkung (um 15 - 20 db); V - Bereich der Ablösungskavitation, der mit dem Auftreten von großen, schwach pulsierenden Hohlräumen, mit einer Abnahme der Geräusch- und Schwingungspegel und mit Abreißen der Pumpentätigkeit verbunden ist.

Während der Kavitationsbildung vom Bereich I bis Bereich II beobachtet man, daß alle Geräusch- und Schwingungskomponenten anwachsen. Ungeachtet dessen, daß sich die Betriebsweisen in den Bereichen I - V in akustischer Hinsicht stark voneinander unterscheiden, verändern sich die Gesamtförderhöhe der Pumpe und andere Energiekennwerte der Pumpe beim Übergang vom kavitationslosen Betrieb zum Betrieb mit Gas- und Dampfblasenkavitationen, wie auch im Übergangsmoment zum Betrieb mit Dampfblasenkavitation praktisch nicht. Die Entwicklung der Dampfblasenkavitation

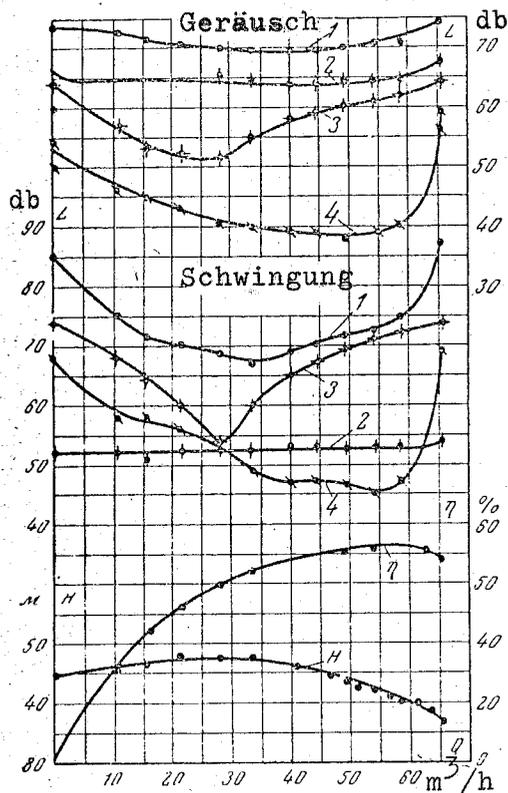


Abbildung 2. Typische Abhängigkeiten der Gesamtpegel und der Pegel der hauptsächlichsten Geräusch- und Schwingungskomponenten der Pumpen von der Durchlaufmenge.  
1 - Gesamtpegel ( $L_0$ ); 2 - Unwucht; 3 - Inhomogenität der Strömung; 4 - Wirbel und Kavitationen.

hat eine Verschlechterung der Energiecharakteristiken der Pumpe zur Folge.

Die angeführten Daten zeigen, daß akustische Methoden bei Untersuchungen des inneren Vorgangs in Pumpen, äußerst nützlich sind, da durch kein anderes Verfahren der Beginn dieser oder jener Kavitationsphase genau festgestellt werden kann.

Die Untersuchungen einer großen Anzahl von Pumpen bei konstanter Netzcharakteristik (Parabel ähnlicher Pumpen)

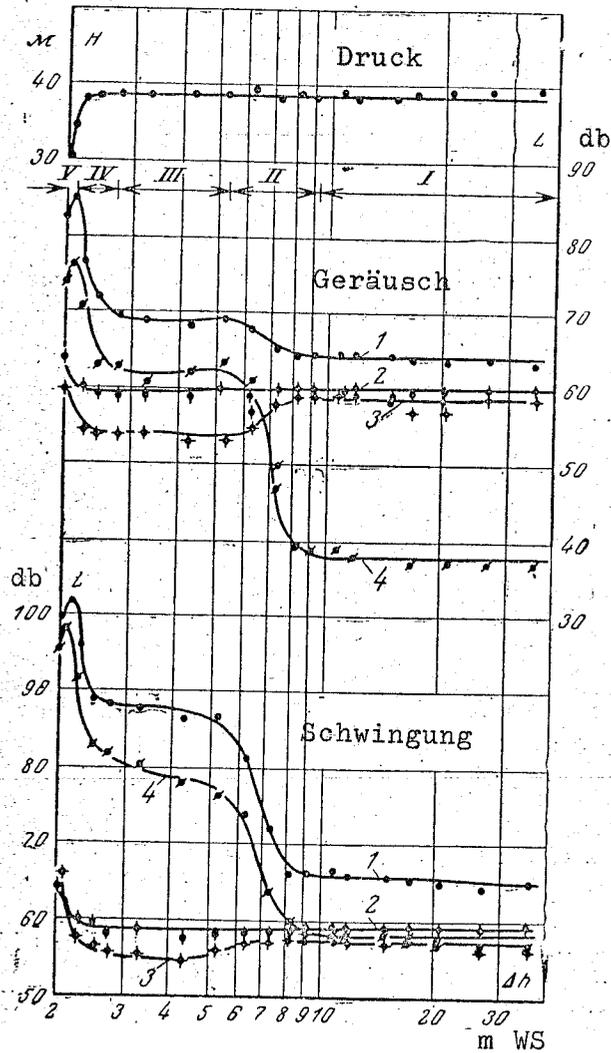


Abbildung 3. Typische Abhängigkeit der Gesamtpegel und der Pegel der hauptsächlichsten Geräusch- und Schwingungskomponenten von der Kavitationsreserve  $\Delta h$ .  
1 - Gesamtpegel ( $L_0$ ); 2 - Unwucht; 3 - Inhomogenität der Strömung; 4 - Wirbel und Kavitationen.

und konstanter Kavitationsreserve gestatten es, die folgenden Abhängigkeiten der Geräusch- und Schwingungspegel von der Drehzahl aufzustellen. Bei geringen Umfangsgeschwindigkeiten sind Geräusch und Schwingung der Pumpe unmerklich, und man kann sie schwer von den Strömungen trennen (Abb. 4).

Mit Zunahme der Drehzahl beginnen sich die mechanischen Geräusch- und Schwingungsquellen wegen der Unwucht der rotierenden Pumpenteile und der Lager von den Störungen abzuzeichnen.

Bei gutem Auswuchten des Rotors ist die Zunahme der Geräusch- und Schwingungspegel durch die Lager bedingt. Bei unzureichendem Auswuchten dominieren die Unwuchtkomponenten.

Der Beginn der Überdeckung der mechanischen Quellen durch die hydrodynamischen mit Zunahme der Drehzahl hängt von den Strömungsverhältnissen in der Pumpe ab. Zunahme der Hochtoungkeit, Umströmung der Radschaufeln mit beträchtlichen Anstellwinkeln, unvollständige Geometrie der Durchströmkanäle führen zu früherer Unterdrückung der mechanischen Schwingungsquellen durch die hydrodynamischen.

Wenn keine Kavitationen vorhanden sind, dann werden die Geräusch- und Schwingungspegel durch die Inhomogenität der Strömung und durch Wirbelbildungen bestimmt, deren Pegel sich bei Arbeit der Pumpe im selbstregelnden Bereich nach dem weiter oben aufgestellten Gesetz 6. Grades von der Drehzahl ändern. Die bei einzelnen Pumpen beobachtete Gradverringernng kann man durch eine Störung der Selbstregelung der Strömung bei kleinen Reynoldszahlen erklären. Mit weiterer Zunahme der Drehzahl bei Erhaltung der Konstanz der Kavitationsreserve treten nacheinander die bereits erwähnten Kavitationsstadien auf. Hier werden die Gesamtgeräusch- und Schwingungspegel nur durch die Kavitationsvorgänge bestimmt. Im Übergangsbereich von den kavitationslosen Betrieben zu Kavitationsbetrieben beobachtet man einen stei-

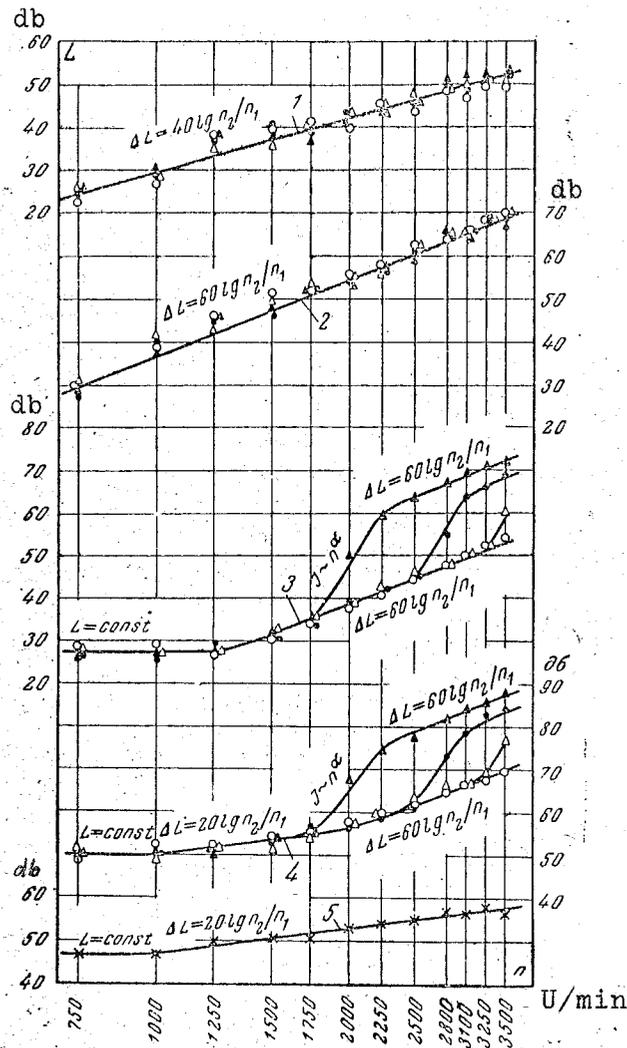


Abbildung 4. Typische Abhängigkeiten der Gesamtpegel und der Pegel der hauptsächlichsten Geräusch- und Schwingungskomponenten von der Drehzahl bei konstanter quadratischer Netzcharakteristik ( $Q/H^2 = \text{const}$ ) und konstanten Kavitationsreserven  $\Delta h$ .  
 1 - Unwucht; 2 - Inhomogenität der Strömung;  
 3 - Wirbel und Kavitationen; 4 - Gesamtpegel ( $L_0$ ); 5 - Gleitlager.

▲ -  $\Delta h = 5$  m WS; ● -  $\Delta h = 10$  m WS;  
 △ -  $\Delta h = 15$  m WS; ○ -  $\Delta h = 25$  m WS.

len Geräusch- und Schwingungsanstieg, der dem Grad  $\alpha \gg 12$  entspricht. Bei eingeschwungener Kavitation stellt man den 6. Grad von der Drehzahl fest.

Die praktische Anwendung der gewonnenen Geräusch- und Schwingungsabhängigkeiten der Pumpen von den Energiekennwerten und den Arbeitsweisen gestattet es, ihren erwartbaren Einfluß auf die schwingungsakustischen Charakteristiken abzuschätzen.

Bei der Geräusch- und Schwingungsverminderung von Kreiselpumpen müssen Geräusch und Schwingungen der elektrischen Antriebsmotoren unbedingt konstant verfolgt werden, da diese häufig eine Ursache für unbefriedigende schwingungsakustische Charakteristiken des Pumpenaggregats im Gesamten sind. Von den Fabriken, die Elektromotoren für Pumpen liefern, muß gefordert werden, daß sie Geräuscharmheit bei spezifizierter Drehzahl während der Nennbelastung garantieren, da die im Leerlauf erzielten schwingungsakustischen Charakteristiken der Elektromotoren gewöhnlich niedriger liegen.

Die oben angeführten Ergebnisse der Arbeiten, wie sie vom akustischen VNIIGidromaš-Laboratorium und von den akustischen Laboratorien der Fabriken in Hinsicht auf die Herstellung von geräuscharmen Pumpen durchgeführt wurden, vermitteln einen Gesamteindruck von den erzielten Ergebnissen. Weitere Arbeiten auf diesem Gebiet sollten darauf ausgerichtet sein, die bereits gewonnenen Vorstellungen und Ergebnisse über Geräusch und Schwingung von Kreiselpumpen zu vertiefen und zu präzisieren.

Bereits heute fordert die Praxis im Pumpenbau die Erstellung eines Atlas der hydrodynamischen und schwingungsakustischen Charakteristiken von hydraulischen Modelleinheiten mit niedrigerem Geräusch und niedrigerer Schwingung.

Im Falle daß die Geräusch- und Schwingungsbekämpfung an der Quelle nicht möglich ist, muß man als andere Hauptrichtung in der Untersuchung die Ausarbeitung von Fragen der Schwingungsabsorption, Schwingungsdämpfung und Schwingungs-

isolation ansehen.

Es ist unumgänglich, daß Staatliche Unions-Standards<sup>4)</sup> für Methoden zur Bestimmung der Geräusch- und Schwingungscharakteristiken ausgearbeitet und grundlegende Normen der zulässigen Geräusch- und Schwingungspegel von Pumpen, wie sie in verschiedenen volkswirtschaftlichen Bereichen verwendet werden, aufgestellt werden. Als Hauptziel weiterer Untersuchungen muß die Ausarbeitung einer Methodik und von Regeln zur schwingungsakustischen Berechnung der Kreiselpumpen angesehen werden, die sowohl für den Forscher als auch für den Konstrukteur von geräuscharmen Kreiselpumpen notwendig sind.

Eine ernsthafte Verbesserung der schwingungsakustischen Charakteristiken von Kreiselpumpen ist letzten Endes nur dann möglich, wenn systematisch Untersuchungen und Testkonstruktionen durchgeführt werden, jedoch nicht nur im VNII-gidromaš, sondern auch in allen führenden Betrieben des Pumpenbaus.

### Literatur

1. Kornfel'd M., Упругость и прочность жидкости, Гостехиздат, 1951.

Kornfel'd, M.: Uprugost' i pročnost' židkостей. Moskva-Leningrad: Gosudarstvennoe izdatel'stvo tehniko-teoretičeskoj literatury, 1951.

deutsche Übersetzung: Kornfeld, M.: Elastizität und Festigkeit der Flüssigkeiten (Grundlagen der Kavitationsvorgänge). Berlin: Verlag Technik, 1952.

2. Покровский Б. В., Юдин Е. Я., Основные особенности шума и вибрации центробежных насосов, Акустический журнал АН СССР, 12, 3, 1966.

Pokrovskij, B.V., Judin, E.Ja.: Osnovnye osobennosti šuma i vibracii centrobežnych nasosov. In: Akustičeskij žurnal. Moskva, 12 (1966), Nr 3, S. 355 - 364.

<sup>4)</sup> die sog. GOST (Anm.d.Übers.)

engl. Übersetzung: Principal Noise and Vibration Characteristics of Centrifugal Pumps.  
In: Soviet Physics. Acoustics. Lancaster, Pa., 12 (1967),  
Nr 3, S. 303 - 309.

3. Покровский Б. В., Стенды для комплексных виброакустических исследований центробежных насосов, Труды ВИГМ, вып. XXXIV, 1964.

Pokrovskij, B.V.: Stendy dlja kompleksnych vibroakustičeskich issledovanij centrobežnych nasosov.  
In: Trudy. Vsesojuznyj naučno-issledovatel'skij institut Gidromasinoostroenija. Moskva, 34 (1964), S. 79 - 101.  
<Einrichtungen für schwingungsakustische Gesamtuntersuchungen von Kreiselpumpen>.

4. Хорошев Г. А., Вибрации насосов, вызванные кavitацией, «Энергомашинностроение» № 4, 1960.

Chorošev, G.A.: Vibracii nasosov, vyzvannye kavitaciej.  
In: Energomasinoostroenie. Moskva, 1960, Nr 4, S. 26 - 30.  
<Kavitationsbedingte Schwingungen von Pumpen>.

Stuttgart, den 4. November 1976

übersetzt von:

*Ottmar Pertschi*

(Ottmar Pertschi)  
Dipl.-Übersetzer