

Zeitschrift: Wasser Energie Luft = Eau énergie air = Acqua energia aria
Herausgeber: Schweizerischer Wasserwirtschaftsverband
Band: 78 (1986)
Heft: 7-8

Artikel: Zum dynamischen Verhalten und zur Überwachung von
Wasserkraftmaschinensätzen
Autor: Schmid, H.J.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-940863>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 05.02.2025

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>

1985 de l'ASPEA que fin 1985, 500 consommateurs de chaleur représentant une puissance totale de raccordement de 32000 kilowatts étaient raccordés au réseau Refuna d'approvisionnement en chauffage à distance par la centrale nucléaire de Beznau, le nombre de ces raccordements domestiques devant passer à 1800 lorsque le réseau sera achevé. Quant au projet WAL (approvisionnement en chauffage de la vallée de l'Aar et de la Limmat par la centrale nucléaire de Beznau), un avant-projet réduit a été présenté en janvier 1986, tandis que dans le cas de l'approvisionnement en chauffage de la région d'Olten-Aarau (projet Fola) par la centrale nucléaire de Gösgen, la décision positive des citoyens d'Aarau a permis la fondation d'un consortium d'étude qui va établir un avant-projet avec estima-

tion des coûts. Une étude de projet est également en cours pour l'approvisionnement en chaleur à distance de Berne-Ouest et environs par la centrale nucléaire de Mühleberg et par l'utilisation de gaz provenant du dépôt d'ordures de Teufthal (projet Fembe). Pour l'alimentation future de réseaux locaux de chaleur, l'Institut fédéral de recherches en matière de réacteurs (IFR) de Würenlingen est en train de mettre au point, en collaboration avec l'industrie, un réacteur suisse de chauffage à faible puissance (SHR). Trois concepts différents ont été présentés. Les rapports qui vont être élaborés sur chacun des projets permettront d'introduire une procédure d'appréciation et de sélection qui sera décisive pour l'examen futur de cette question par la Confédération. (ASPEA, 1-8-1986)

Zum dynamischen Verhalten und zur Überwachung von Wasserkraftmaschinensätzen

H. J. Schmid

Als eine Art Einführung in die Fachtagung «Schwingungen in Wasserkraftzentralen», die am 18. September 1986 in Interlaken durchgeführt wird, veröffentlichen wir die Arbeit «Zum dynamischen Verhalten und zur Überwachung von Wasserkraftmaschinensätzen» von Hansjörg Schmid, Tiroler Wasserkraftwerke Aktiengesellschaft, Innsbruck.

Wir danken dem Verein Deutscher Ingenieure, VDI, und dem Verfasser für die Erlaubnis des Druckes dieses Vortrages, der an einer analogen Tagung in Hamburg (7. und 8. November 1985) gehalten wurde. Sie stammt aus den VDI-Berichten 568, wo die zwanzig Referate der Hamburger Tagung «Schwingungsüberwachung von Maschinen – Messung, Diagnose, zustandsorientierte Wartung» schriftlich vorgelegt wurden. Der Band ist beim VDI-Verlag Düsseldorf für 111 DM erhältlich. Red.

Zusammenfassung

Das primäre Ziel dieses Beitrages ist es, die bei Wasserkraftmaschinensätzen vorkommenden spezifischen dynamischen Belastungen zu charakterisieren, Überlegungen zur Auslegung von Wellensträngen mit den dazugehörigen Lagerungen darzustellen und auch Betriebserfahrungen mit Schwingungsmesseinrichtungen zu erläutern. Anhand einer Vielzahl von Messungen an unterschiedlichen Wasserkraftmaschinensätzen wird die Anwendbarkeit von Richtlinien, und hier im speziellen von VDI 2056 und 2059, Blatt 5, beurteilt.

Summary

The primary objective of the present paper is to characterize the dynamic loadings on hydro-power-shafts, to summarize layout considerations for shafts with their supporting bearings and to present some knowledge on vibration monitoring systems. With the results of a large number of vibration measurements on different hydro-power-machines the applicability of the Standards of VDI 2056 and 2059, Bl. 5, will be discussed.

1. Einleitung

Wasserkraftmaschinensätze, scheint es, gehören wegen ihrer rotationssymmetrischen Läufer (Generator und Lauf-rad) eher zu den unproblematischen dynamischen Systemen, verglichen mit den komplizierten dynamischen Vorgängen in einer Kolbenmaschine [1]. Wie aber leider Beispiele in der Praxis zeigen, führen die auf den ersten Blick einfachen Rotorsysteme bei Wasserkraftmaschinensätzen vereinzelt zu ernsthaften Schäden und damit zu langen Maschinenausfällen. In den vergangenen Jahren hat man auf dem Wasserkraftsektor, ähnlich wie auch in anderen Bereichen der Technik durch gezielte Forschung und durch den Einsatz von Computerprogrammen eine beachtliche Anhebung des Standards erzielen können [2], [3], [4]. Teilweise ist man dabei, trotz eingehender theoretischer Bearbeitung von Problemen immer noch auf die praktische Erfahrung angewiesen. Mit der Anhebung des Standards ist aber auch eine Reihe von neuen Problemen aufgetaucht, die es nun, speziell im Bereich des dynamischen Verhaltens von solchen Wellensträngen, zu beherrschen gilt [5]. Zwangsläufig hat man zur Erkennung solcher meist hochdynamischer Vorgänge mit regellosem Charakter [6], [7] (Random oder stochastischer Vorgang), die Entwicklung von Schwingungserfassungsgeräten vorangetrieben. Die auf dem Gebiet der Dampf- bzw. Gasturbinenrotoren bereits wesentlich

früher im Einsatz befindlichen Überwachungskonzepte konnten, mit einer Anzahl von Modifikationen, auch im Wasserkraftsektor eingesetzt werden. In den nun folgenden Abschnitten wird versucht, in kurzen Zügen auf spezifische Details des dynamischen Verhaltens und der Überwachung von Wasserkraftmaschinensätzen einzugehen sowie Erkenntnisse, die wir aus dem Betrieb von 43 Maschinensätzen gewonnen haben, zu vermitteln.

2. Dynamische Belastungen des Wellenstranges bei Wasserkraftmaschinensätzen

Dynamische Kräfte treten an einem Wasserkraftmaschinensatz im Bereich des Generators, hervorgerufen durch Unwucht, magnetischen Zug und Kurzschluss und am Turbinenlaufrad aufgrund hydraulischer Druckpulsationen auf (Bild 1). Bereits bei der Auslegung eines neuen Maschinensatzes werden, sofern es sich nicht um eine bereits mehrfach erprobte Einheit (Turbine/Generator) handelt, genauere Untersuchungen zur Erfassung und Klassifizierung der dynamischen Kennwerte durchgeführt. Ausgehend von den spezifischen Einsatzkriterien eines Maschinensatzes können mögliche auftretende dynamische Belastungen in folgendes Schema gebracht werden [8]:

- N) Normalbetriebsfälle (kurzzeitig oder Dauerbetrieb)
- N1) Turbinenbetrieb innerhalb der festgelegten Einsatzgrenzen (Leistung, Fallhöhe, Drehzahl)

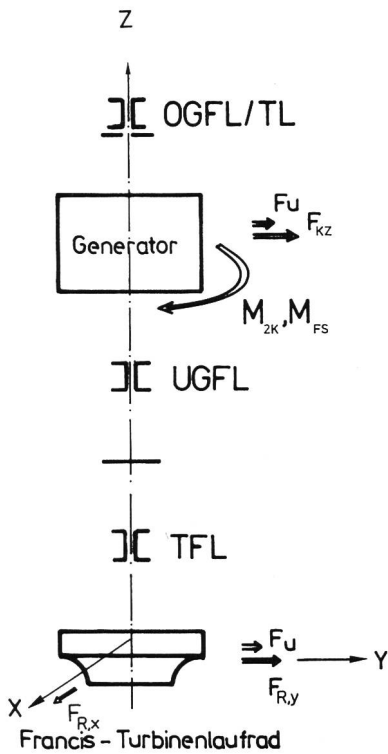


Bild 1. Oben das Schema, unten die Erklärungen der Grössen der dynamischen Belastungen eines Wellenstranges in Wasserkraftwerken am Beispiel einer Francis-Turbine mit Synchrongenerator.

Unwucht: $F_u = m_{Gen} \cdot e \cdot \omega^2$

Kurzschluß benachbarter Pole: $F_{kz} = \beta \cdot \pi \cdot D \cdot L \cdot \left(\frac{B_{lt}}{5000}\right)^2 \cdot \frac{e_m}{\delta}$

- $\beta = 0,5$ für Schenkelpolmaschinen
- D = Rotordurchmesser
- L = Rotorlänge (aktive Eisenlänge)
- B_{lt} = Induktion
- e_{lt} = Exzentrizität
- δ = Luftspalt

Zweipoliger Generatorklemmenkurzschluß:

$$M_{2k} = c_1 e^{-t/K1} \sin(314 \cdot t) - c_2 e^{-t/K2} \sin(628 \cdot t) + c_3 e^{-t/K3}$$

Zweipolige Fehlsynchronisation:

$$M_{fs} = c_4 e^{-t/K4} \sin(314 \cdot t - c_5) - c_6 e^{-t/K4} \sin(618 \cdot t - c_5) + c_6 e^{-t/K4}$$

Unwucht: $F_u = m_{rl} \cdot e \cdot \omega^2$

Radialkraft: $F_{R,x} = \text{Random}$
 $F_{R,y} = \text{Random}$

Bild 2, rechts. Verlauf der Zapfenkraft bei einem Gleitlager (Steifigkeit und Dämpfung).

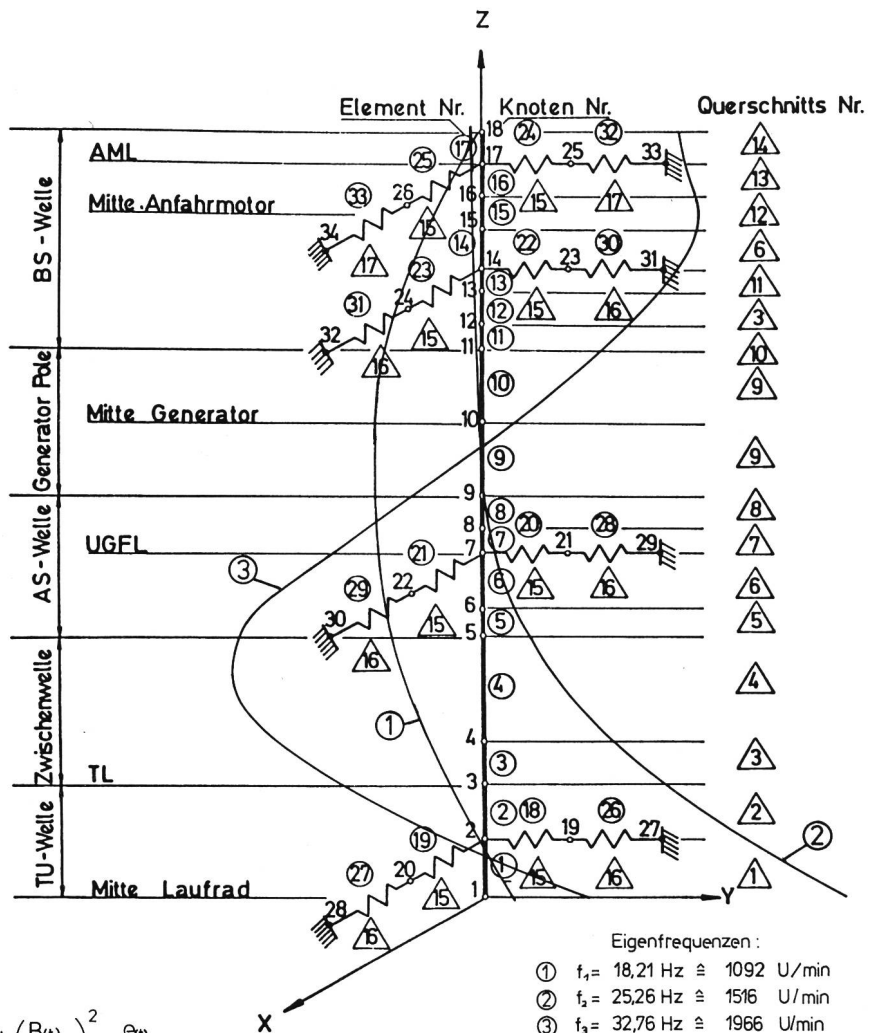
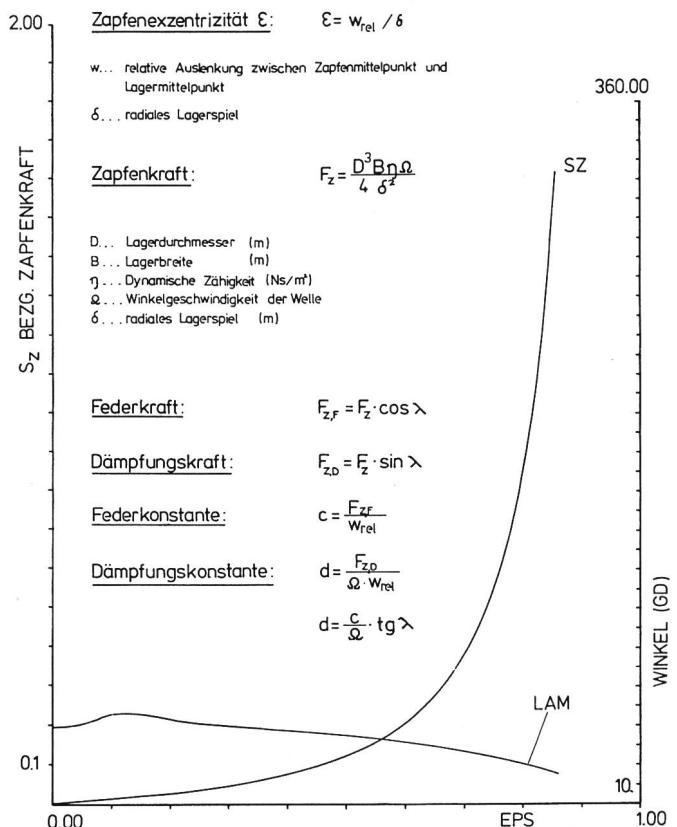


Bild 3, oben. Mathematisches Modell des Wellenstranges im Kraftwerk Kühtai; Eigenfrequenz und Eigenformen 1 bis 3.



N2) Phasenschieberbetrieb mit beliebiger Blindleistung innerhalb der durch Generator und Netz gegebenen Grenzwerte

N3) Sämtliche Betriebsübergänge mit Anfahrphase und Abstellen des Maschinensatzes

S) Störfälle oder aussergewöhnliche Fälle (selten bis sehr selten)

S1) Turbinendurchgang bis auf Regulierdrehzahl

S2) Turbinendurchgang bis auf Durchgangsdrehzahl (z. B. Versagen des Turbinenreglers)

S3) Auftreten einer irregulären Unwucht in Turbinenlauf- radenebene (z. B. Ausbrechen einer Becherschneide o. ä.)

S4) Kurzschluss von benachbarten Polen am Generator in Kombination mit den Störfällen S1) oder S2)

S5) Kurzschlüsse an den Generatorklemmen

S6) Zweipoliges Parallelschalten in Phasenopposition bei Nennspannung

S7) Mechanische Bremsung des Maschinensatzes ab etwa halber Nenndrehzahl.

Bei den Lastfällen N1) bis N3) sowie S1) und S2) dürfen weder am Maschinensatz noch am Bauwerk Schäden auftreten. Bei den übrigen Störfällen ist mit Schädigungen in den Weissmetallschichten der Gleitlager und evtl. auch am Bauwerk zu rechnen. Um einen Eindruck über die Grösse der bei solchen Störfällen auftretenden Kräfte zu vermitteln, können z. B. Werte für eines unserer Kraftwerke genannt werden:

– maximale stochastische Radialkraft 1400 kN erzeugt im Turbinenlager Kraftspitzen zwischen 1900 und 2500 kN

– Polkurzschluss 2600 kN erzeugt in den beiden Generatorlagern, resultierend aus dynamischer Überhöhung und magnetischem Zug, Kräfte von 4000 kN bzw. 3050 kN.

Die stochastische Radialkraft ist eine in Amplitude, Wirkungsrichtung und Frequenzgehalt ständig wechselnde Grösse und tritt nur bei Francis-Turbinen und im besonderen bei Laufrädern von reversiblen Pumpspeichermaschinensätzen auf [2], [4].

3. Überlegungen zu biege- und torsionskritischen Drehzahlen

Aufgrund der meist erwünschten kurzen Bauweise von Wasserkraftmaschinensätzen, speziell bei vertikal angeordnetem Wellenstrang und massiver Ausführung von Gebäudedecken bzw. der tragenden Gebäudekonstruktion sind relativ hohe biege- bzw. torsionskritische Drehzahlen zu erreichen [8].

Wegen der meist sehr steifen Wellenstränge ist besonderes Augenmerk auf die Einhaltung geringer Nachgiebigkeitswerte von Lagerkonstruktion, Armsternabstützungen und Bauwerk zu legen [13], [9]. Wie sich in der Praxis durch umfangreiche Nachgiebigkeitsmessungen an Gebäuden gezeigt hat, ist im Bereich 0 bis 70 Hz mit einer Nachgiebigkeitszahl von etwa $0,1 \mu\text{m}/\text{kN}$ realistischere zu rechnen. Wegen der aus Anordnungsgründen meist sehr unterschiedlichen Deckenausführungen sind Schwebungseffekte oder Interferenzprobleme zwischen den einzelnen Lagerebenen nur von untergeordneter Bedeutung. Heute wird bei Mehrmaschinenanordnungen und grösseren Maschinensätzen üblicherweise, sofern es sich nicht um Schacht- oder Kavernenkraftwerke handelt, eine getrennte Maschinenfundamentierung bevorzugt, um den Energieaustausch zwischen benachbarten Maschinensätzen so gering als möglich zu gestalten. Auf eine sorgfältig verdichtete Bettungsschicht oder direkte Fundierung auf Fels ist dabei zu achten.

Die Nachgiebigkeitswerte für die Armsternkonstruktionen

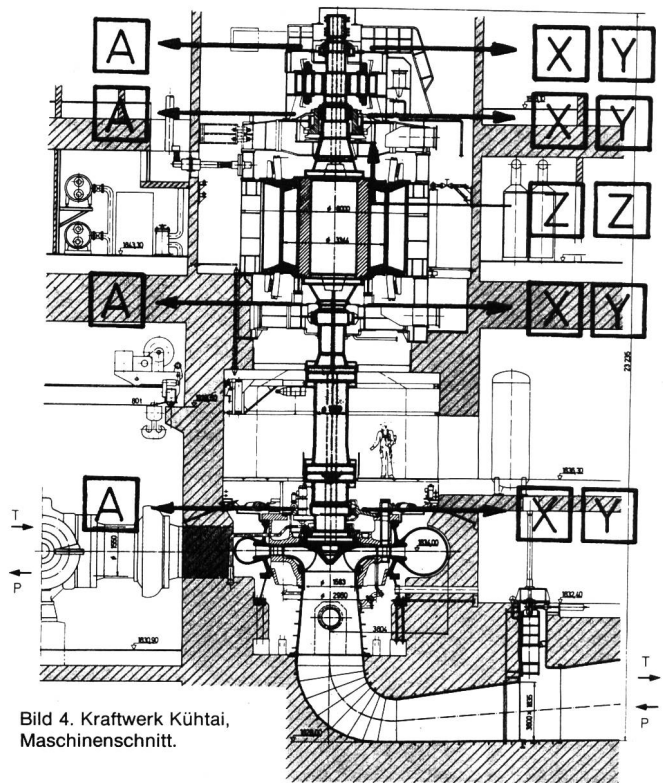


Bild 4. Kraftwerk Kühtai, Maschinenschnitt.

bewegen sich, wie mit Hilfe von Finite-Elemente-Rechenmodellen und dynamischen Messungen gefunden wurde, zwischen $0,2$ und $0,5 \mu\text{m}/\text{kN}$.

Dabei treten wegen der meist speichenförmig ausgeführten und radial nach aussen verlaufenden Armsternkonstruktionen unterschiedliche Nachgiebigkeitswerte in Speichenachse und dazwischenliegenden Bereichen auf. Die Werte sind aber üblicherweise nicht allzu verschieden. Die exakte Erfassung der Nachgiebigkeitsziffer für den Ölfilm ist mit grossem Aufwand möglich. Wie aus Bild 2, welches für ein typisches Gleitlager den Zusammenhang zwischen ε (Verhältnis w_{rel}/δ) und der bezogenen Zapfenkraft F_s (Steifigkeit) und F_D (Dämpfung) darstellt, ersichtlich ist, nimmt bei grösserer Belastung, d. h. grösserer Auslenkung der Welle (w_{rel}) die Rückstellkraft exponentiell zu. Die so definierte bezogene Zapfenkraft F_s bzw. F_D ist noch gemäss den in Bild 2 angegebenen Zusammenhängen umzurechnen, um auf die eigentlichen Zapfenkräfte bzw. Zapfenrückstellkräfte zu kommen.

Dies führt zur Erkenntnis, dass die biegekritische Drehzahl stark von der relativen Wellenauslenkung abhängig ist. Diese Untersuchungen sind bisher überwiegend nur auf rechnerischer Basis angestellt worden und führen zum Ergebnis, dass die biegekritische Drehzahl bei Störfallbelastungen zu einem beachtenswerten Mass angehoben werden kann, und zwar so weit, bis der Lagerinstabilitätsbereich erreicht wird.

Für einen Wellenstrang eines unserer Kraftwerke sind ausführliche Untersuchungen zu den oben geschilderten Problemen angestellt worden. Das mathematische Modell und die rechnerisch ermittelten Eigenfrequenzen bzw. Biege-eigenformen sind in Bild 3 dargestellt.

Aufgrund der bereits in Abschnitt 2 aufgeführten Belastungsfälle (Normal- und Störlastfälle) sind folgende idealen dynamischen Kenngrössen eines Wellenstranges anzustreben, um Unsicherheiten bei Resonanzdurchfahrten u. ä. zu vermeiden:

a) biegekritische Drehzahl mindestens 30 bis 40% über Durchgangsdrehzahl

- b) torsionskritische Drehzahl mit nötigem Sicherheitsabstand von 50 bis 100 Hz (mindestens $\pm 15\%$)
- c) Reduktion von Unwuchteffekten an Generator und Laufrad durch gezielte Feinwuchtung auf der Anlage
- d) Eingrenzung möglicher elektrischer Unsymmetrien am Generator (Luftspalt, Feldstärke u.ä.)
- e) saubere Kraftableitung (Lagerkonstruktion–Armstern–Bauwerk) und Vermeidung von nichtlinearem Steifigkeitsverhalten.

4. Einsatzmöglichkeiten und Randbedingungen für Schwingungsmessanlagen

Wie bereits den vorangegangenen Ausführungen zu entnehmen ist, können an Wasserkraftmaschinensätzen hochdynamische Belastungen auftreten. Abhängig vom jeweiligen Anlagenwert und den mit Stromabnehmern vertraglich festgelegten Einsatzbedingungen eines Maschinensatzes erhebt sich zwangsläufig die Frage nach geeigneten Schutzeinrichtungen, die z.B. sich anbahnende grössere Schäden frühzeitig erkennen lassen oder Langzeitveränderungen feststellen, die bei den jährlichen Grossrevisionen nicht erkannt werden können (wie z.B. Bauwerksänderungen, hervorgerufen durch Kriechen von Beton). Neben all den üblichen elektrischen bzw. hydraulischen Schutzeinrichtungen für den Generator und die Turbine ist bei grossen Maschinensätzen der Einsatz von Schwingungsüberwachungsanlagen speziell für folgende Problemstellungen und an den aus Bild 4 ersichtlichen Messpositionen und Messrichtungen zielführend:

- a) Erfassung einer irregulären Unwucht an Turbinenlaufrad oder Generator
- b) Erfassung einer langsam sich verändernden Unwucht speziell im Rotorbereich (Polverbindungen, Polverkleidung)
- c) Überwachung während der Inbetriebsetzungsphase, wenn noch nicht sämtliche elektrischen Schutzeinrichtungen voll funktionsfähig sind
- d) Optimierung von Anfahr-, Abstell- und Übergangszuständen für unterschiedliche Betriebsabläufe

- e) Erkennen erhöhter Maschinenbeanspruchung und daraus folgernd ein Ergreifen gezielter Gegenmassnahmen (Beispiel: Kaplan-Turbine, eingeklemmte Teile zwischen Laufrad und Panzerung, Durchführen von Spülungen – dadurch deutliche Verringerung des Panzerungsabriebes)
- f) nach grossen Maschinenreparaturen kann mit solchen Schwingungsüberwachungseinrichtungen neben der Überwachung des Rundlaufes auch das Einstellen der Lagerpalte optimal beobachtet werden
- g) es stellt neben den elektrischen Schutzeinrichtungen ein redundantes Überwachungssystem dar.

Bei Kleinkraftwerken werden im Bereich des elektrischen und des hydraulischen Schutzes meist einfachere Konzepte realisiert, was dann zwangsläufig ein nicht lückenloses Erfassen von Unregelmässigkeiten am Maschinensatz zur Folge hat. Hier hat sich der Einsatz von zuverlässigen Schwingungsüberwachungsanlagen als eine durchaus brauchbare Ergänzung zu den elektrischen und hydraulischen Schutzeinrichtungen erwiesen.

Zusätzlich zu den oben erwähnten Anwendungsfällen, bei denen es sich ausschliesslich um fest installierte Anlagen handelt, haben in den vergangenen Jahren, speziell bei älteren Anlagen, zur Verbesserung der Laufeigenschaften oder bei Umbauten begleitende Messungen mit transportablen Schwingungsüberwachungseinrichtungen zu sehr befriedigenden Ergebnissen geführt.

Bei der Auswahl von solchen Schwingungsüberwachungsanlagen und der Festlegung für die Einsatzkriterien ist neben den Herstellerangaben, den Empfehlungen durch Richtlinien oder Normen meist das spezielle Wissen um den Maschinensatz von ausschlaggebender Bedeutung. Üblicherweise sind für die Konzipierung einer Schwingungsüberwachungsanlage für Wasserkraftmaschinensätze folgende Kriterien zu beachten:

- a) Frequenzbereich (untere oder obere Grenzfrequenz, 0 bis 250 Hz) bei der Erfassung der Wellenbewegung (relativ zum Lagergehäuse)
- b) Frequenzbereich (untere und obere Grenzfrequenz, 2 bis 1000 Hz) bei der Erfassung der Lagergehäuseschwingung

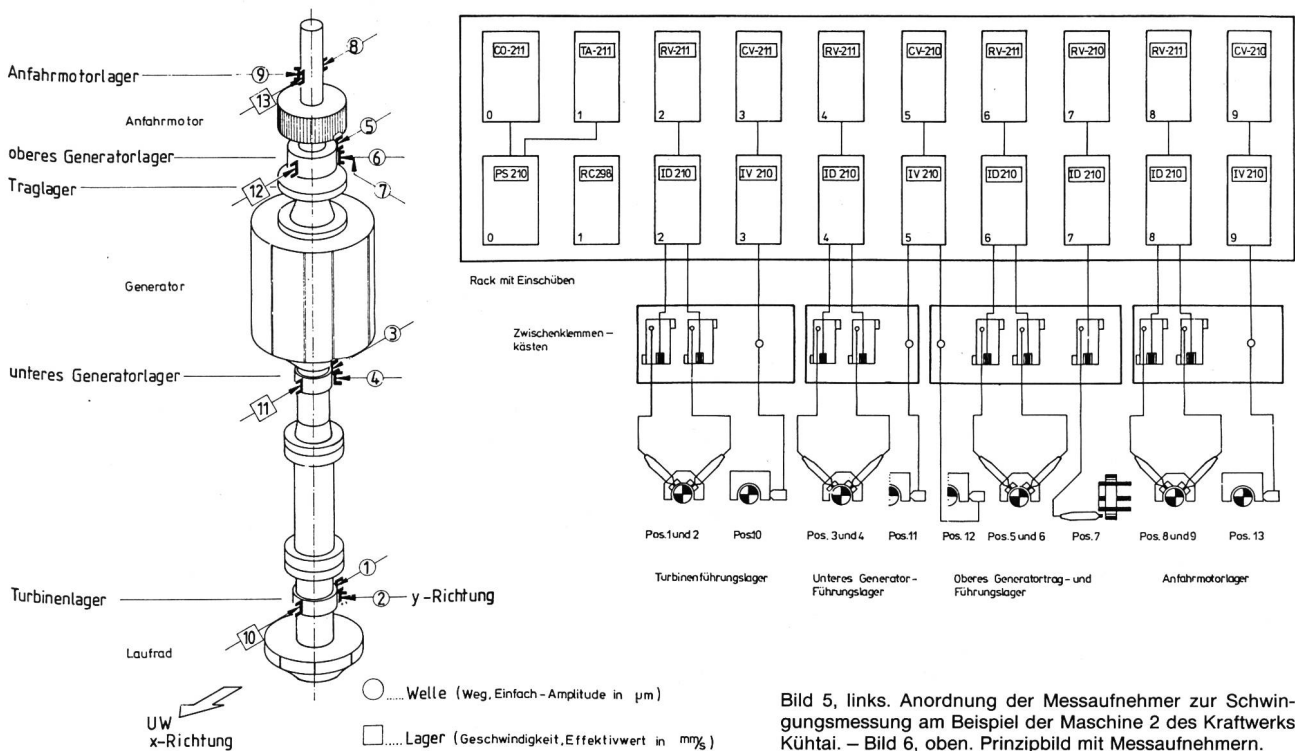


Bild 5, links. Anordnung der Messaufnehmer zur Schwingungsmessung am Beispiel der Maschine 2 des Kraftwerks Kühtai. – Bild 6, oben. Prinzipbild mit Messaufnehmern.

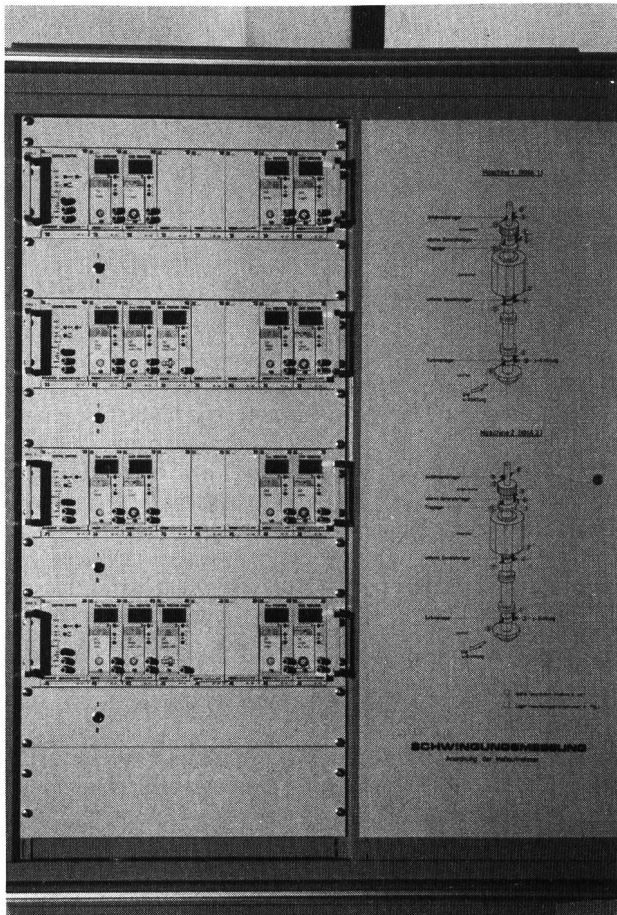


Bild 7. Ansicht der Schwingungsmessanlage der Maschinen 1 und 2 der Anlage Kühtai. Rechts sind die Anordnungen der Messaufnehmer dargestellt.

- c) Festlegung der Messgröße (Weg, Geschwindigkeit oder Beschleunigung), abhängig von dominanten Frequenzen; niedere Frequenzen: Wege, hohe Frequenzen: Beschleunigungen
- d) Festlegung der Messbereiche aufgrund von Modellversuchen, ähnlich ausgeführten Grossmaschinen oder theoretischen Überlegungen, sowie gewünschten Lagerspielen
- e) Betriebstauglichkeit bei den gegebenen Bedingungen (starke elektrische Felder, starke elektrische Einstreuungen auf die Kabelverbindungen, Öl- und Wasserbenetzung der Aufnehmer bzw. Kabelverbindungen)
- f) einfache und übersichtliche Baugruppenanordnung (siehe Bild 6) mit Übersichtsbildern von Aufnehmerpositionen und Messgrößen (siehe dazu Bild 7) zur raschen Beurteilung der Situation bei Unregelmäßigkeiten des Maschinenlaufes durch das Betriebspersonal
- g) Aufnehmer und Verstärker müssen ein der Auslenkung der Welle exakt proportionales Signal ergeben und dürfen nur Abweichungen von $\pm 10\%$ haben. Diese Festlegung gilt für den gesamten zu berücksichtigenden Frequenzbereich und ist auch auf andere Messgrößen, wie z. B. auf die Gehäuseschwingung übertragbar.
- h) Einstellbarkeit von folgenden Größen muss nach Abschluss der Inbetriebsetzungsphase oder nach Maschinenumbauten möglich sein:
 - Messzeitintervall
 - Verzögerungszeit getrennt für Warn- und Alarmpegel
 - Grenzwert, getrennt für Warn- und Alarmpegel
 - gezieltes Anheben oder Absenken der Grenzwertpegel aufgrund extern steuerbarer Impulse, speziell für Anfahr-, Abstell- und Übergangszustände

– örtliche Position des Messaufnehmers bei Auftreten von Kratzern an der Wellenoberfläche oder Lunkereinschlüssen unmittelbar unter der Wellenoberfläche.

5. Betriebserfahrungen mit Schwingungsüberwachungsanlagen

Aufgrund mehrjähriger Erfahrung mit festinstallierten Schwingungsmesseinrichtungen an unterschiedlichen Maschinentypen (Kaplan, Francis-Pumpturbine und Pelton) seien hier einige Ergebnisse dargestellt.

In Bild 8 sind für 17 verschiedene Lastzustände bei einer reversiblen Pump turbine für die 4 Lagerebenen die Wellen-

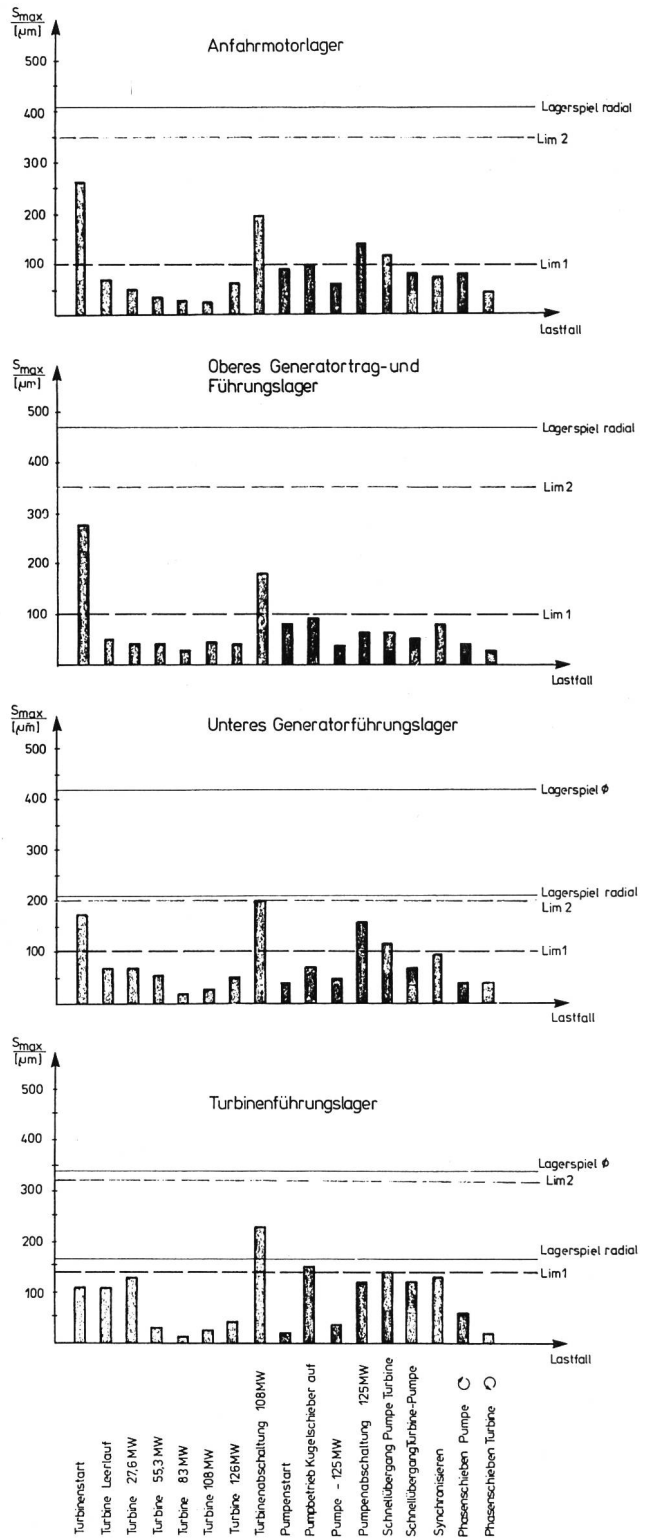


Bild 8. Schwingwege bei unterschiedlichen Betriebszuständen.

schwingungswerte aufgetragen. Wie man dabei erkennen kann, erbringen der Turbinenstart (bei kaltem Maschinen-satz) und die Turbinenabschaltung die höchsten Wellen-ausschläge. Diese sind aber noch von der Fallhöhe (Schwankungsbereich etwa 100 m) stark beeinflusst. Wie man sieht, sind die Grenzwerte (Limes 1 = Warnung, Limes 2 = Abschaltung) nicht mit einem konstanten Abstand zum höchsten Betriebspunkt eingestellt, sondern durch Langzeitbeobachtungen von etwa 1 Jahr gefunden worden. Bei den Festlegungen, speziell für den Abschalte- oder Auslösepegel (Limes 2) muss das Lagerspiel, welches zwischen kalter und warmer Maschine stark schwankt und üblicherweise bei warmer Maschine kleiner wird, beachtet werden, damit keinerlei Schäden an den Weissmetallbeschichtungen der Lagersegmente auftreten können oder durch erhöhte Lagertemperatur die Lebensdauer verkürzt wird. Ein weiterer wichtiger Aspekt, der sich durch gezielte Untersuchungen während der Inbetriebsetzung von Maschi-nensätzen und im praktischen Dauerbetrieb, abhängig von speziellen Einsatzkriterien, ergeben hat, ist die Festlegung der Zeitintervalle, in welchen die Grenzwerte ansprechen sollten. Eine übliche Praxis ist es, für den Auslösepegel (Limes 2) eine möglichst kurze Ansprechzeit vorzugeben. Wie sich aber gezeigt hat, ist ein Wert unterhalb einer Sekunde, d.h. Auslösung nach zwei extrem kurzen Messzeitintervallen, nicht günstig, da aus dieser Tatsache mehrfach Fehl-auslösungen durch nadelspitzartige Einstreuungen auftra-ten. Dies widerspricht aber der Sicherheitsphilosophie, dass beim Auftreten eines tatsächlichen Schadens die Ma-schine sofort gestoppt werden muss. Hier wurden durch gezielte Verbesserungen im Bereich der Verkabelungen und im Messsystem entscheidende Fortschritte erzielt, so dass wir nun mit Auslösezeiten von 1 Sekunde operieren können.

Von einigen typischen Lastfällen sind die Einhüllenden der Wellenschwingungssignale sämtlicher Lagerebenen einer

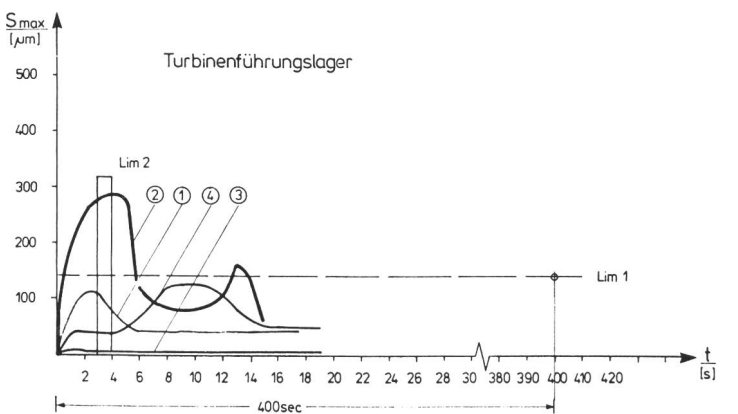
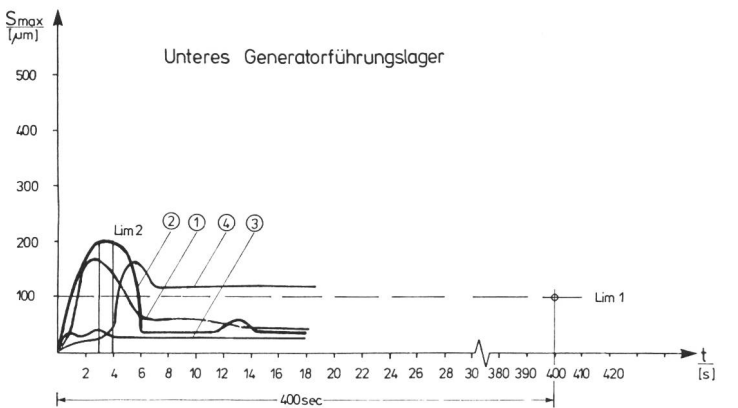
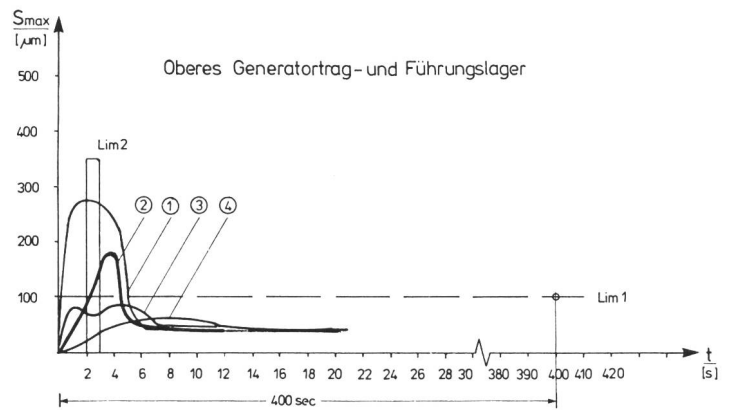
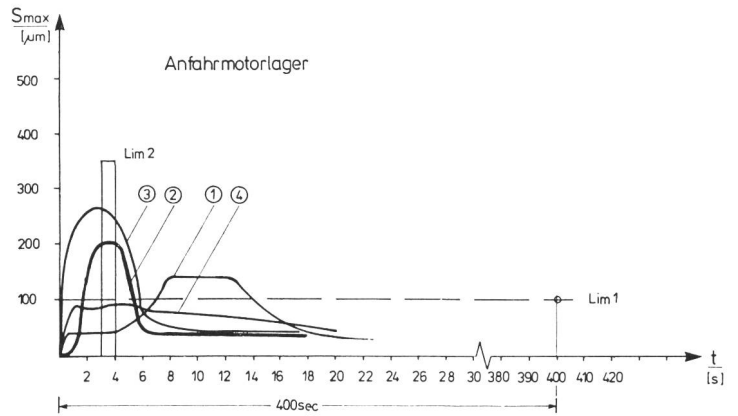


Bild 9. Zeitliche Verläufe der Wellenschwingung bei verschiedenen Betriebszuständen.

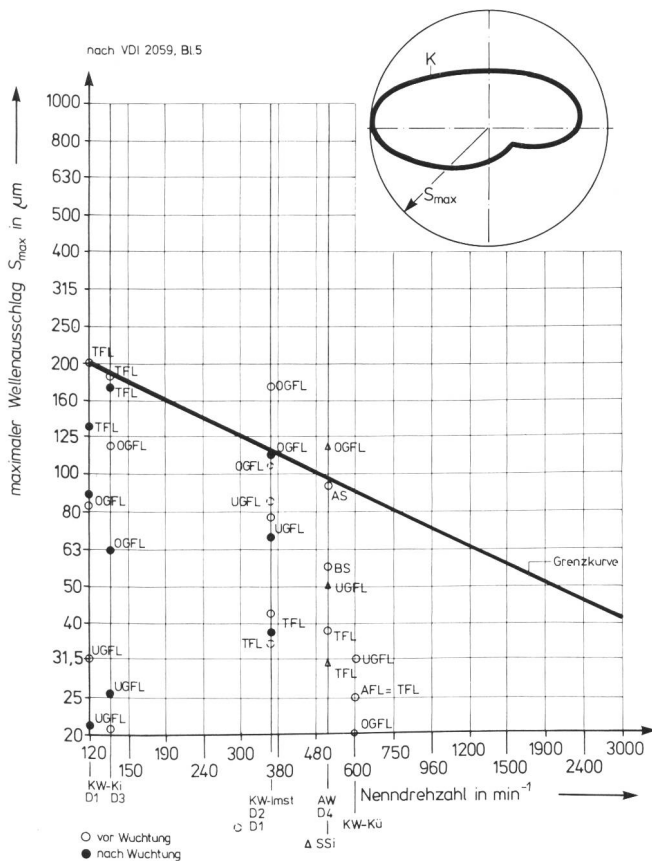


Bild 10, links. Übersicht über Wellenschwingungswerte in Kraftwerken der Tiroler Wasserkraftwerke Aktiengesellschaft, Innsbruck.

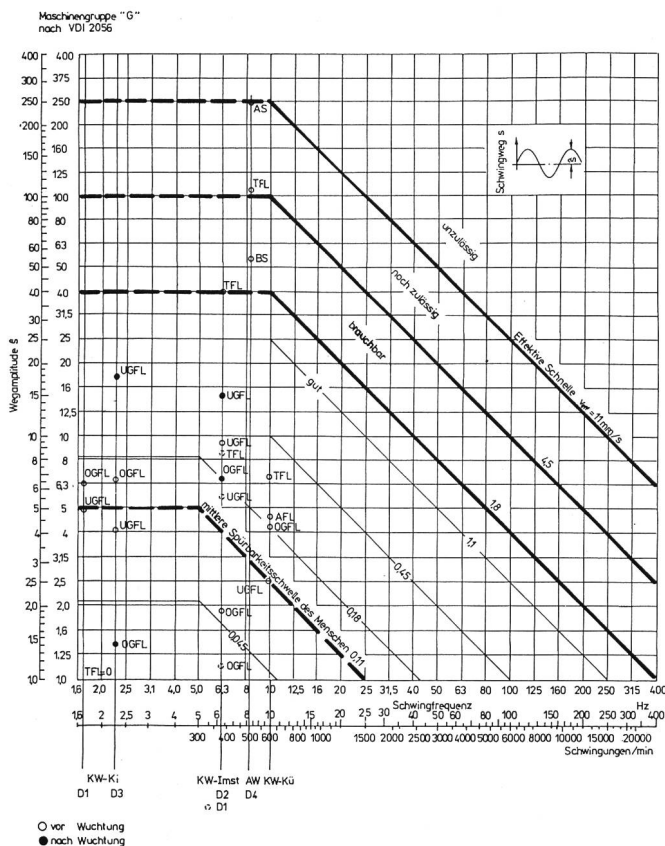


Bild 11. Übersicht über Lagerschwingungswerte in Kraftwerken der Tiroler Wasserkraftwerke Aktiengesellschaft, Innsbruck.

Pumpspeicheranlage in Bild 9 über der Zeit dargestellt. Hier zeigt sich, dass die grössten Spitzen nur sehr kurz auftreten (1 bis 2 Sekunden), aber durch geringes Fehlverhalten von Stellgliedern o.ä. niederere Pegel über einen langen Zeitraum sich erstrecken können. An diesem speziellen Maschinensatz ergab sich die Notwendigkeit, für den Limes 1 (Warnung) eine Verzögerungszeit von 400 Sekunden einstellen zu müssen. Solche grossen Verzögerungszeiten mögen bei Turbosätzen unüblich sein, was auch von Herstellern solcher Überwachungseinrichtungen ursprünglich nicht vorgesehen war.

Ein besonderes Anliegen war es uns, festzustellen, wie unsere Maschinensätze, die z.T. schon 30 bis 50 Jahre gelaufen sind, in die «neuen Normen passen». Dafür sind mehrere unterschiedliche Anlagen ausgewählt worden, die einerseits vom Konzept her sehr verschieden sind und sich andererseits auch in Leistung und Fallhöhe stark unterscheiden. In Bild 10 sieht man, dass mehrere Anlagen während des Normalbetriebes Wellenschwingungswerte erbringen, die z.T. deutlich oberhalb der Grenzkurve nach VDI 2059, Blatt 5, liegen. Diese Feststellung machten wir üblicherweise bei alten Maschinensätzen, deren Lager bereits einem natürlichen Verschleiss unterlegen sind. Bei solchen Anlagen konnten wir durch gezielte Wuchtungen oder Einbau neuer Lagersegmente teilweise Verbesserungen erzielen. Bei neuen, schnellaufenden Maschinen trachteten wir selbstverständlich, eine möglichst gute Laufruhe zu erzielen, wie z.B. aus Bild 10 für das Kraftwerk Kühtai (bei $n = 600 \text{ min}^{-1}$) zu entnehmen ist.

Ein weiterer Vergleich mit einer bestehenden Richtlinie, nämlich VDI 2056, erbrachte für dieselben Anlagen, die oben bereits in Bild 10 aufgeführt sind, folgende Ergebnisse. Die in Bild 11 für Maschinengruppe «G» dargestellten Beurteilungskriterien (gut, brauchbar, noch zulässig oder

unzulässig) zeigen, dass mit Ausnahme eines Maschinentyps mit liegender Welle alle im Bereich «gut» bis «unterhalb Spürbarkeitsschwelle» liegen. Es erscheint uns, trotzdem diese Richtlinie bereits mehrere Jahre in verschiedenen Sparten der Industrie Anwendung gefunden hat, sie bei Wasserkraftwerken nicht ausreichend aussagekräftig ist. Verschiedene Schäden an Einbauten u.ä. wurden bei uns festgestellt, obwohl die Gehäuseschwingungswerte laut VDI 2056 noch im unteren Bereich von «gut» mit Hilfe der Schwingungsüberwachungsanlagen registriert wurden.

6. Ausblick

Schwingungsmessanlagen sind in Wasserkraftwerken mittlerweile ein wichtiger Bestandteil des Maschinenschutzes geworden. Wichtig ist zu bemerken, dass Schwingungsmesseinrichtungen Störungen an Maschinensätzen rechtzeitig erfassen können, die durch keine andere Schutzeinrichtung erkannt bzw. erst mit zu grosser Zeitverzögerung registriert wurden. Mit dem Erhalt von Messwerten aus solchen Überwachungsanlagen muss eine Beurteilung entweder durch fix eingestellte Grenzwerte oder mittels angeschlossenen Prozessrechner erfolgen. Trotz der mehrjährigen Erfahrung mit solchen Schwingungsüberwachungsanlagen sehen wir uns aufgrund der vielfältigen Betriebszustände bei Wasserkraftmaschinensätzen, und hier im speziellen bei reversiblen Pumpturbinen, noch nicht in der Lage, den Schritt zu solchen prozessrechnergesteuerten Anlagen zu machen.

Wichtiger erscheint uns, weitere Anstrengungen zu unternehmen, damit die Messkette Aufnehmer–Auswerteelektronik wegen manch ungünstiger Umgebungsbedingungen in solchen Kraftwerken unter allen Umständen störungsfreien Dauereinsatz gewährleistet.

Literatur

- [1] R. Gasch, H. Pfützner
Rotordynamik; Eine Einführung
Springer-Verlag, Berlin – Heidelberg – New York
- [2] P. Bachmann
Fortschritte im Erfassen und Auswerten von Kräften und Momenten an Rotoren hydraulischer Modellturbinen
Escher-Wyss-Mitteilungen 1/2 1980
- [3] T. Schwirzer
Dynamic stressing of hydroelectric units by stochastic hydraulic forces on the turbine runner
Water Power & Dam Construction; January 1977
- [4] C. Liess, E.U. Jaeger, D. Klemm (Voith Heidenheim)
Hydraulically induced radial Forces on Francis Turbines and Pump Turbines; Measurement, Evaluation and Results
Vortrag anlässlich IAHR-Kongress 1984
- [5] V. Schlegel
Zur Parameteridentifikation von Turboläufern aus dem Schwingungsverhalten
VDI-Z. Reihe 11 Nr. 35; 1981
- [6] J.S. Bendat, G. Piersol
Random Data: Analysis and Measurement Procedures
Wiley-Interscience; John Wiley & Sons Inc.
- [7] J.S. Bendat, G. Piersol
Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis
Wiley-Interscience; John Wiley & Sons Inc.
- [8] H. J. Schmid
Wellenschwingungen und Kräfteeinleitung in das Bauwerk sowie die entsprechenden Überwachungseinrichtungen an den Maschinensätzen Silz und Kühtai
Vortrag anlässlich der VDEW-Tagung 1980
- [9] St. P. Timoshenko, D.H. Young, W. Weaver Jr.
Vibration Problems in Engineering, 4th Edition
McGraw Hill Book Company

Adresse des Verfassers: Hansjörg Schmid, Dipl. Ing., Tiroler Wasserkraftwerke Aktiengesellschaft, Landhausplatz 2, A-6010 Innsbruck.