

Schwingungstechnische Untersuchung zu Lagerschäden an einer Methankreiselpumpe

Vibration analysis of bearing failures at a centrifugal pump for methane

Dr.-Ing. J. Steinhausen, KÖTTER Consulting Engineers KG, Rheine

Kurzfassung

Während der Inbetriebnahme einer Kreiselpumpe für Flüssigmethan (-160 °C) traten an den Lagern des Pumpenrotors Schäden auf. Nach Umrüstung auf ein anderes Pumpenfabrikat mit Gleitlagerung zeigte die neue Kreiselpumpe ein ansteigendes Geräusch- und Schwingungsniveau. Zur Ursachenanalyse wurde die erneute Wiederinbetriebnahme durch umfassende Schwingungs- und Pulsationsmessungen begleitet. Nach etwa 15 Betriebsstunden konnte mit dem Beginn des Abfalls der Förderhöhe - und damit dem Eintreten eines erneuten Schadens - eine drehzahlsynchrone Frequenzkomponente in den Schwingungssignalen festgestellt werden. Durch die systematische Analyse der Messsignale konnte als primäre Schadensursache eine auftretende Rotorinstabilität belegt werden. Es wurden daraufhin unterschiedliche gezielte Abhilfemaßnahmen für eine Revision der Kreiselpumpe benannt. Nach Umsetzung der Maßnahmen zeigt die Kreiselpumpe einen zuverlässigen Dauerbetrieb.

Abstract

At a new plant for the production of polymers a multistage centrifugal pump is used for the cleaning process of carbon monoxide. This pump with a vertical aligned shaft delivers liquid methane at minus 160 °C (113 K). While placing the plant into operation the bearings of the pump rotor were damaged frequently. In order to analyse the cause of the failures the new start up of the pump was accompanied by vibration and pulsation measurements. About 15 hours after restart the pump lost delivery height again. At the same time a sub-synchronous frequency component arose in the vibration readings. The detailed analysis of the readings led to a dynamic instability of the rotor as primary cause for the failure. Due to the results effective remedies were suggested. After the corresponding review of the pump design the operation of the centrifugal pump is reliable.

1. Problemstellung

In einer Neuanlage zur Kohlenmonoxidherzeugung wird beim Prozess der Methanwäsche des CO-Produkts für die Förderung des Flüssigmethans (Mediumtemperatur ca. -160°C) eine mehrstufige Tauchmotorkreiselpumpe in Topfbauweise (mit senkrechter Welle) eingesetzt. Nach der Inbetriebnahme der Anlage sind an dieser Kreiselpumpe mehrfach Schäden an den Wälzlagern aufgetreten. Es wurden Standzeiten der Pumpe von ca. 6 Wochen erreicht. Schließlich wurde auf eine Pumpe eines anderen Herstellers umgerüstet, die mit Radialgleitlagern im Fördermedium und ölgeschmierter Axiallagerung außerhalb der Förderflüssigkeit arbeitet. Ein erster Schaden (Anlaufen der Laufräder am Gehäuse, Verschleiß der Stufenhülsen/-buchsen) verbunden mit einer Geräusentwicklung wurde an der neuen Pumpe nach ca. 5 Tagen festgestellt. Die Zerlegung der Maschine ergab, dass ein Montagefehler an den Stufengehäusen der unteren Stufen vorlag. Die oberen Lagerstellen der zweigeteilten Welle wurden bei dieser Revision nicht kontrolliert. Jedoch trat auch hier nach ca. 1 Woche ein erster Schaden zusammen mit einer auffälligen Geräusentwicklung auf. Die Maschine wurde daraufhin überprüft, repariert und wieder in Betrieb genommen. Bereits nach kurzer Zeit verlor die Kreiselpumpe jedoch erneut an Förderhöhe, so dass sie wieder außer Betrieb gesetzt werden musste.

Zur Ursachenanalyse wurde im Weiteren eine schwingungstechnische bzw. rotordynamische Bewertung des Pumpenbetriebs vorgenommen. Die erneute Wiederinbetriebnahme wurde durch umfassende Schwingungs- und Pulsationsmessungen begleitet.

Tabelle 1: Technische Daten der Kreiselpumpe

Drehzahl	2.950 1/min
Leistung	19,6 kW
Stufenanzahl	15
Förderhöhe	571 m
Saugdruck	1,49 bar ü
Förderdruck	24,6 bar ü
Volumenstrom	11 m ³ /h
Laufraddurchmesser	160 – 182 mm

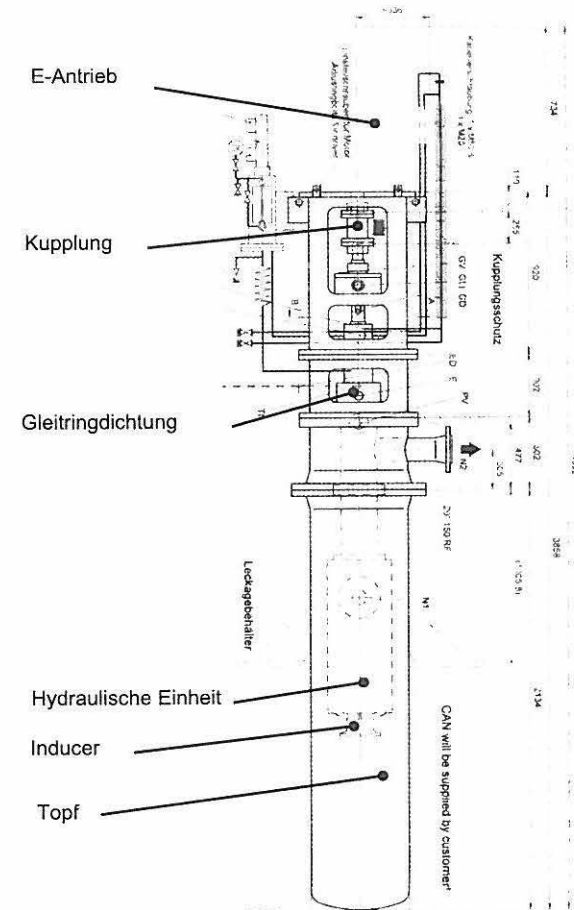


Bild 1: Grundlegender Aufbau der 15-stufigen Kreiselpumpe, schematisch

2. Untersuchungskonzept

Zur Erfassung des schwingungstechnischen Verhaltens der Kreiselpumpe wurden die physikalisch messbaren Größen a) Wellenschwingungen, b) Lager- und Gehäuse-schwingungen und c) Druckschwankungen (Pulsationen) in den Rohrleitungen auf der Saug- und Druckseite der Pumpe in Betracht gezogen. Für die Untersuchung wurde ein Konzept erarbeitet, das im Wesentlichen die drei nachfolgend genannten Schritte umfasst:

1. Die Auswahl geeigneter Sensorik für Tieftemperaturanwendungen und deren Prüfung unter Laborbedingungen.
2. Messtechnische Bestimmung eines schwingungstechnischen Referenzzustandes für den Betrieb der Kreiselpumpe unter Prüfstandsbedingungen beim Hersteller mit Wasser als Fluid.
3. Überwachung der Maschine während der Wiederinbetriebnahme in der Anlage.

Es stellte sich unter Punkt 1 heraus, dass die Erfassung der Wellenschwingungen des Pumpenrotors innerhalb des Topfes, also in Fluidumgebung, mit wirtschaftlich vertretbarem Aufwand nicht möglich war. Alternativ wurden daher in der untersten Ebene (Ebene 1) an der Hydraulikeinheit die absoluten radialen Schwinggeschwindigkeiten gemessen.

In den in Bild 2 und Bild 3 gekennzeichneten Ebenen 1, 2 und 3 wurden die Schwinggeschwindigkeiten mittels zwei senkrecht zueinander angeordneter Beschleunigungssensoren erfasst. In der Ebene 4 wurden mit zwei berührungslosen Wegsensoren die relativen Wellenschwingungen gemessen. Die radiale Position ist in den Bildern jeweils durch einen Pfeil gekennzeichnet.

- Ebene 1: Eintritt Saugglocke (Inducer)
- Ebene 2: Gasraumgehäuse
- Ebene 3: Oberer Flansch der Laterne in Höhe des Gasgehäuses
- Ebene 4: Antriebswelle zwischen Wälzlager und Gleitringdichtung

Zur Bestimmung der Drehzahl wurde ein optischer Triggersensor verwendet. Die hierfür notwendige Hell-/Dunkelmarkierung wurde am unteren Flansch der Kupplung E-Motor/Antriebswelle (Ebene 5) aufgebracht.

Tabelle 2: Messpositionen, -größen und -bezeichnungen

Nr.	Bezeichnung	Meßgrößen	Lage
1	S11	Schwinggeschwindigkeit	Ebene 1
2	S12	Schwinggeschwindigkeit	Ebene 1, 90° zu S11 versetzt
3	S21	Schwinggeschwindigkeit	Ebene 2
4	S22	Schwinggeschwindigkeit	Ebene 2, 90° zu S21 versetzt
5	S31	Schwinggeschwindigkeit	Ebene 3
6	S32	Schwinggeschwindigkeit	Ebene 3, 90° zu S31 versetzt
7	W41	Rel. Wellenbewegung	Ebene 4
8	W42	Rel. Wellenbewegung	Ebene 4, 90° zu W41 versetzt
9	Trig	Triggersignal/Drehzahl	Ebene 5

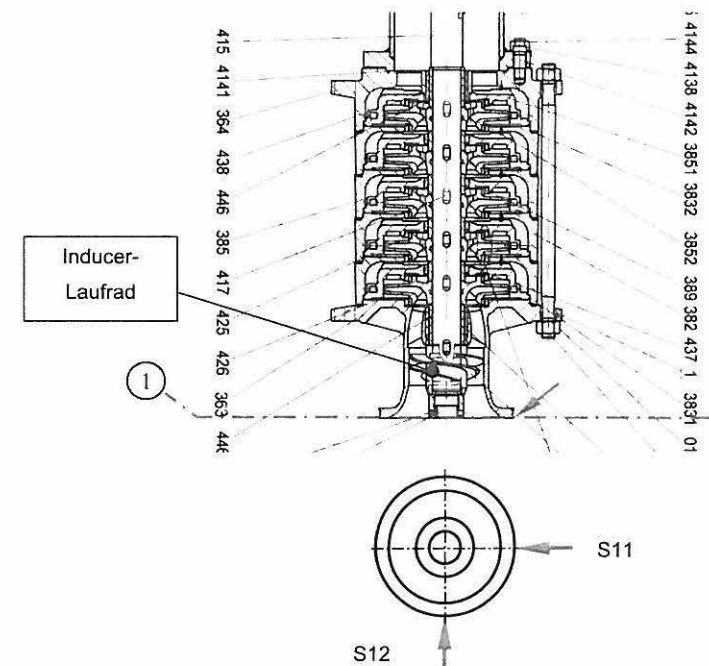


Bild 2: Messpositionen in Ebene 1, Hydraulikeinheit mit Inducer, schematisch

Zusätzlich wurde auf der Saug- und der Druckseite des an die Pumpe angeschlossenen Rohrleitungssystems jeweils ein dynamischer Drucksensor zur (zeitgleichen) Erfassung der Pulsationen (ca. 3 m vor/nach den Pumpenanschlusstutzen) installiert.

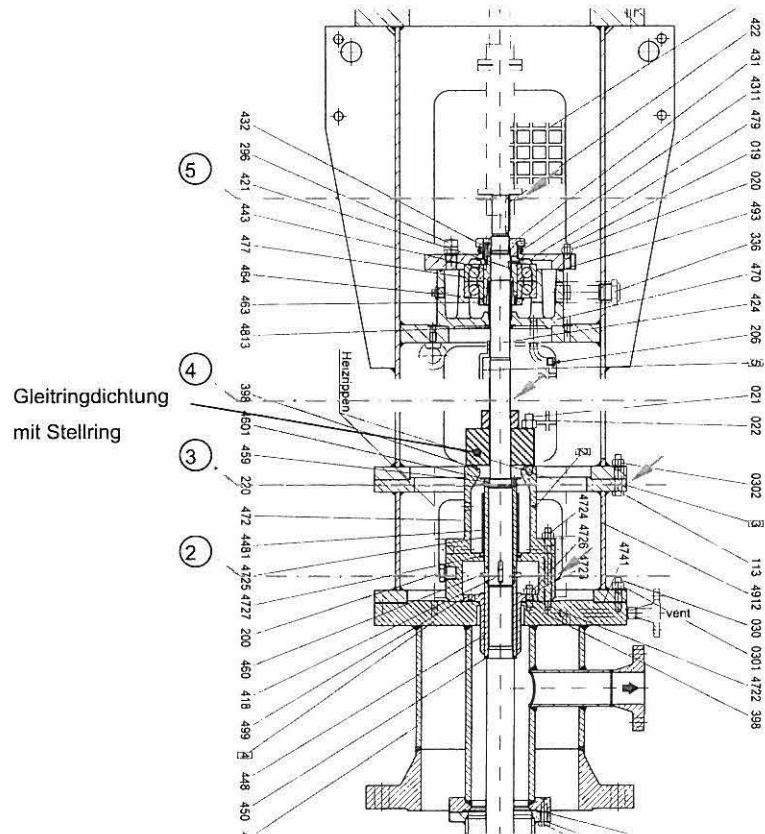


Bild 3: Messpositionen in den Ebenen 2 bis 5

3. Prüfstandmessung - Referenzzustand

Zur Einschätzung des grundlegenden schwingungstechnischen Betriebsverhaltens der Kreiselpumpe wurden Messungen im Prüfstandbetrieb mit Wasser durchgeführt. Die Messergebnisse dokumentieren einen Referenzzustand, der für eine Beurteilung des Schwingungsverhaltens bei Wiederinbetriebnahme der Kreiselpumpe in der Anlage herangezogen wird.

Zur Erfassung der Betriebspunktabhängigkeit des Betriebsschwingungsverhaltens wurde auf dem Prüfstand der Volumenstrom variiert. Hierfür musste eine modifizierte Pumpe mit 11 Stufen und 4 Blindstufen eingesetzt werden. Den Messergebnissen ist zu entnehmen, dass eine Abhängigkeit des Schwingungsniveaus vom Betriebspunkt der Pumpe besteht. Zudem zeigt sich, dass die Messwerte mit einer versuchsweise am Rotor aufgebrauchten zusätzlichen Unwucht (Unwuchtmasse von 12 g an Inducer-Mutter, Ebene 1, Radius $r = 26$ mm) gegenüber dem Zustand ohne Unwucht leicht erhöht sind.

Tabelle 3: Effektive Schwinggeschwindigkeiten beim Durchfahren der Kennlinie, 2.950 1/min

Nr.	Volumenstrom (Anzeigewert) Q [m³/h]	V [mm/s eff.]			
		S11	S12	S21	S22
BP1	33,5	1,62	1,66	1,24	0,85
BP2	26,9	1,61	1,75	1,32	0,91
BP3	23,3	1,65	1,81	1,34	0,91
BP4	20,3	1,70	1,84	1,40	0,91
BP5	11,0	1,97	1,91	1,40	0,89
BP6	9,1	2,04	1,96	1,42	0,89
BP7	3,9	2,43	2,16	1,40	0,88
BP8	3,0 (shut off)	2,30	2,11	1,40	0,89

Die Spektralanalyse der Messsignale zeigt, dass die Schwingungen im Wesentlichen durch die Frequenzkomponenten der 1. Ordnung (ca. 50 Hz) bis etwa zur 3. Ordnung (ca. 150 Hz) der Drehfrequenz bestimmt werden. Die Komponente der 1. Ordnung ist dabei in allen Signalen dominierend, siehe Bild 4. Eine starke Abhängigkeit der Amplituden (der einzelnen Ordnungen) vom Betriebspunkt der Pumpe zeigt sich nicht. In den Messwerten der Ebene 1 tritt eine zusätzliche drehzahlsynchrone Frequenzkomponente bei ca. 16,1 Hz auf, siehe Bild 4, S11.

Die Amplitude dieser Komponente ist über die Zeit nicht konstant sondern stochastisch verteilt. Da eine Frequenzverschiebung bei einer Pumpendrehzahl von 1.500 1/min nicht stattfindet, ist diese Schwingungskomponente auf eine Struktureigenfrequenz der Hydraulikeinheit zurückzuführen. Die an den Positionen S11 und S12 mit einem Impulshammer (Modalanalyse) im Vorfeld ermittelten Eigenfrequenzen knapp unterhalb von 16 Hz belegen diese Interpretation.

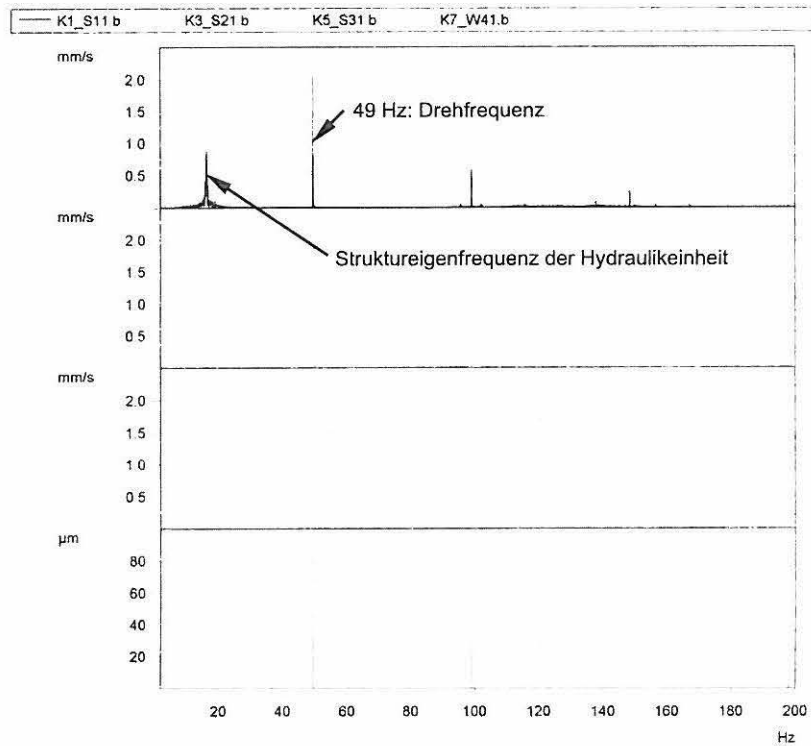


Bild 4: FFT-Analyse der Signale S11, S21, S31 und W41, Prüfstandmessung, $Q = 3,9 \text{ m}^3/\text{h}$

4. Überwachung während der Inbetriebnahme

4.1 Situation nach Start der Pumpe

Die Bilder 5 und 6 zeigen die Amplitudenspektren der Schwingungssignale ca. eine Stunde nach der Wiederinbetriebnahme der Kreiselpumpe in der Anlage. Die gemessenen Schwinggeschwindigkeiten (bzw. Wellenschwingungen) in den Ebenen 1 bis 4 werden jeweils durch die Frequenzkomponente der 1. Ordnung der Drehfrequenz (ca. 49,5 Hz) dominiert.

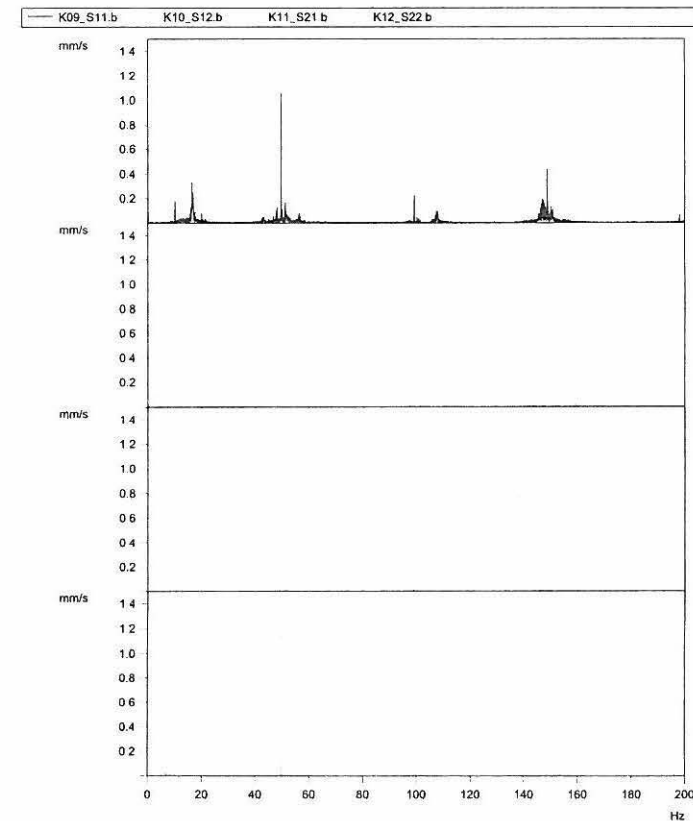


Bild 5: Amplitudenspektren der Schwinggeschwindigkeiten in den Messebenen 1 und 2, Signale S11, S12, S21 und S22 kurz nach Wiederinbetriebnahme

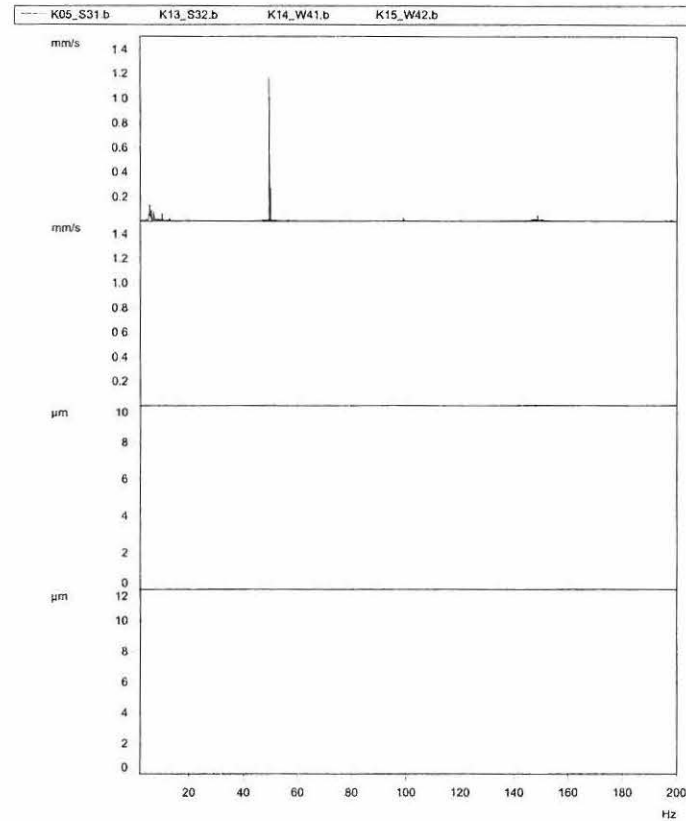


Bild 6: Amplitudenspektren der Schwinggeschwindigkeiten in der Messebene 3 sowie der Wellenschwingungen in der Messebene 4, Signale S31, S32, W41 und W42 kurz nach Wiederinbetriebnahme

In den Messsignalen (Schwinggeschwindigkeit) der Messebene 1 (Messpunkte S11 und S12) am Inducer der Kreiselpumpe ist neben den Frequenzkomponenten der 1. bis zur 3. Ordnung die aus der Prüfstandsmessung bereits bekannte Komponente bei ca. 16 Hz zu erkennen.

Insgesamt liegt das Schwingungsniveau kurz nach der Inbetriebnahme unterhalb der zulässigen Werte gemäß API Standard 610 (5 mm/s eff, [5]) sowie DIN 10816 – Teil 3 (2,8 mm/s eff, [4]), siehe Tabelle 4. Im Vergleich zu den auf dem Prüfstand gemessenen Werten (Wasserbetrieb) zeigt sich ein reduziertes Schwingungsniveau, vgl. Tabelle 3.

Tabelle 4: Effektive Schwinggeschwindigkeiten und Wellenschwingungen kurz nach der Inbetriebnahme

Meßsignal	v [mm/s rms]	s [µm Spitze-Spitze]
S11	1,28	
S12	1,19	
S21	1,74	
S22	0,95	
S31	1,23	
S32	0,90	
$s_{max} = 2 \cdot \sqrt{w41^2 + w42^2}$	-	76

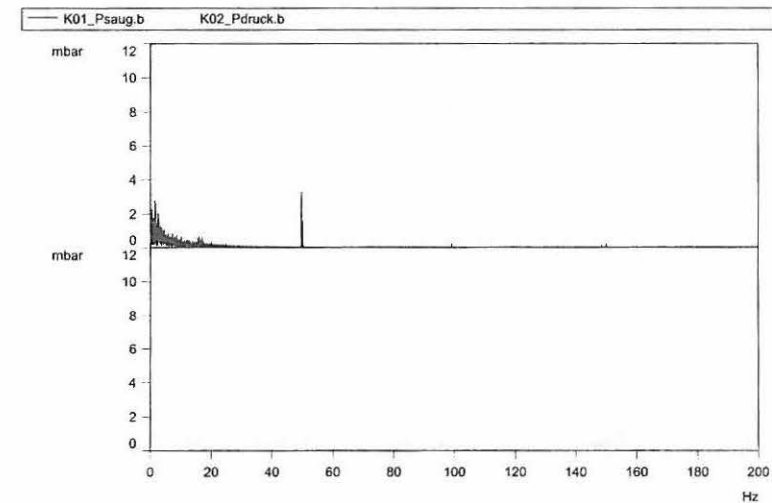


Bild 7: Amplitudenspektren der Druckschwankungen an den Messpositionen auf der Saug- (Psaug) und Druckseite (Pdruck) der Kreiselpumpe

Die gemessenen dynamischen Druckschwankungen werden ebenfalls von der 1. Ordnung dominiert, siehe Bild 7. Das Pulsationsniveau liegt unauffällig auf der Saug- und der Druckseite deutlich unter 0,5 % bezogen auf den jeweiligen statischen Druck.

4.2 Situation nach kurzer Betriebsdauer

Bei der Kontrolle der Schwingungs- und Pulsationssituation an der Kreiselpumpe nach ca. 15 Betriebsstunden wird an der Messebene 1 (S11 und S12) eine weitere subsynchrone Frequenzkomponente bei ca. 32 Hz festgestellt. Diese dominiert zunächst das Schwingungsgeschehen in der Messebene 1 am Inducer, siehe Bild 8. Zeitgleich kann ein Abfall der Förderhöhe der Kreiselpumpe festgestellt werden (Aufzeichnung durch Prozessleitsystem), wodurch sich ein erneuter Schaden an der Pumpe ankündigt.

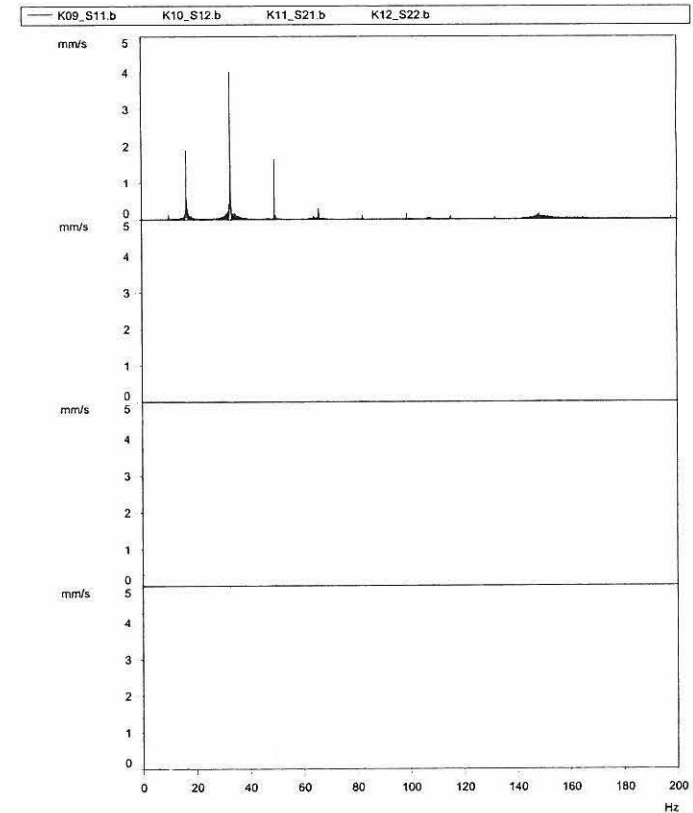


Bild 8: Amplitudenspektren der Schwinggeschwindigkeiten in den Messebenen 1 und 2 nach ca. 15 Betriebsstunden

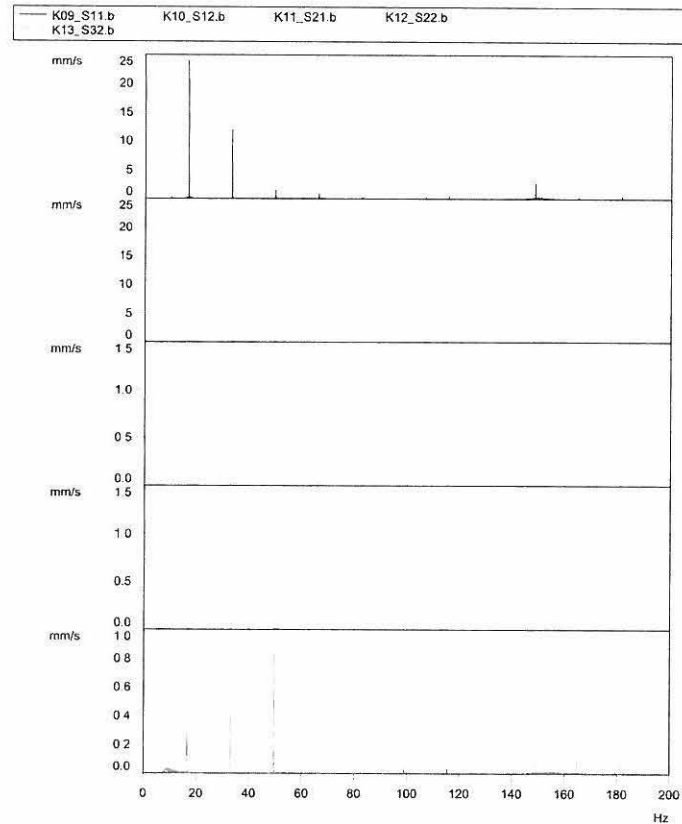


Bild 9: Amplitudenspektren der Schwinggeschwindigkeiten an den Messpunkten S11, S12, S21, S22 und S32 nach ca. 19 Betriebsstunden

Die Amplitude der 32 Hz-Komponente beträgt etwa das 3-fache der Komponente der 1. Ordnung. Es ist zu erkennen, dass die Frequenzkomponente bei 16,5 Hz gegenüber dem Zustand kurz nach der Inbetriebnahme angestiegen ist. Das Schwingungsniveau in der Messebene am Inducer hat sich deutlich erhöht und liegt über dem zulässigen Richtwert. Die 32 Hz-Komponente ist weniger stark ausgeprägt auch in den Messebenen 2, 3 und 4 zu finden.

Innerhalb der nächsten 4 Stunden wächst das Schwingungsniveau am Inducer auf ca. 19 mm/s eff (Messpunkt S11) weiter an. Die Schwingungen werden in dieser Messebene nun von der 16,5 Hz-Komponente bestimmt, siehe Bild 9.

Tabelle 5: Effektive Schwinggeschwindigkeiten und Wellenschwingungen nach ca. 24 Betriebsstunden

Meßsignal	v [mm/s rms]	s [μm Spitze-Spitze]
S11	13,60	
S12	11,80	
S21	0,96	
S22	0,86	
S31	0,88	
S32	1,17	
$s_{\max} = 2 \cdot \sqrt{w_{41}^2 + w_{42}^2}$	-	180

4.3 Weiterführende Analysen

Die Schwingungssignale während des probeweisen Anfahrens bzw. Abschaltens der Pumpe (in der Anlage) zeigen, dass bei ca. 16 Hz die Struktureigenfrequenz der Hydraulikeinheit durchfahren wird, siehe Bild 10. Im stationären Betrieb fällt auf, dass die Amplitude der 16 Hz-Komponente stochastisch über die Zeit stark variiert, siehe Bild 11. Dies bedeutet, dass diese Struktureigenfrequenz stochastisch angeregt wird. Eine derartige Anregung kann z. B. durch Turbulenzen innerhalb des Pumpentopfes auftreten.

Die Messungen zeigen weiterhin, dass die subsynchrone 32 Hz-Komponente ihre Frequenz (im Gegensatz zur 16 Hz-Komponente) geringfügig um ca. $\pm 0,5$ Hz verändert. Bild 12 zeigt zur Verdeutlichung der Frequenzschwankungen die Zeit-Frequenz-Spektren zu verschiedenen Zeitpunkten zusammen in einer Darstellung. Generell liegt die 32 Hz-Komponente jedoch im Bereich $0,5 - 0,95 \cdot$ Drehfrequenz und kann nach [1] und älteren Untersuchungen [2, 3] einer Rotorinstabilität zugeordnet werden.

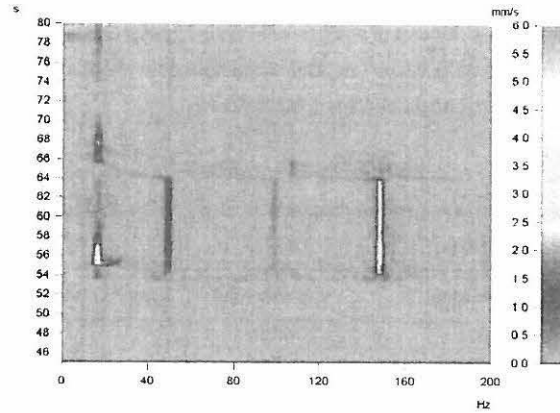


Bild 10: Zeit-Frequenz-Amplitudenspektrum der Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt S11 beim Startvorgang (ca. $t = 54$ s) und beim Auslaufen der Pumpe (ca. $t = 64 - 68$ s)

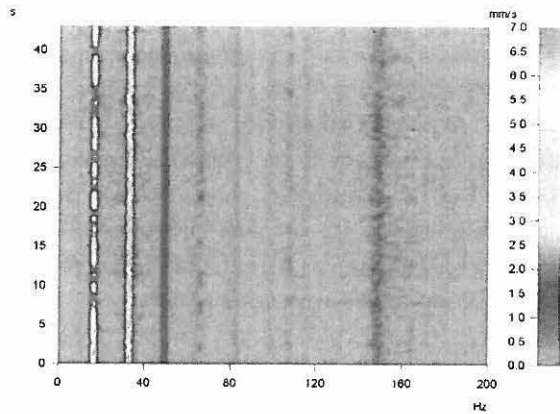


Bild 11: Zeit-Frequenz-Amplitudenspektrum der Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt S11, stationärer Betrieb der Kreiselpumpe nach ca. 15 Betriebsstunden

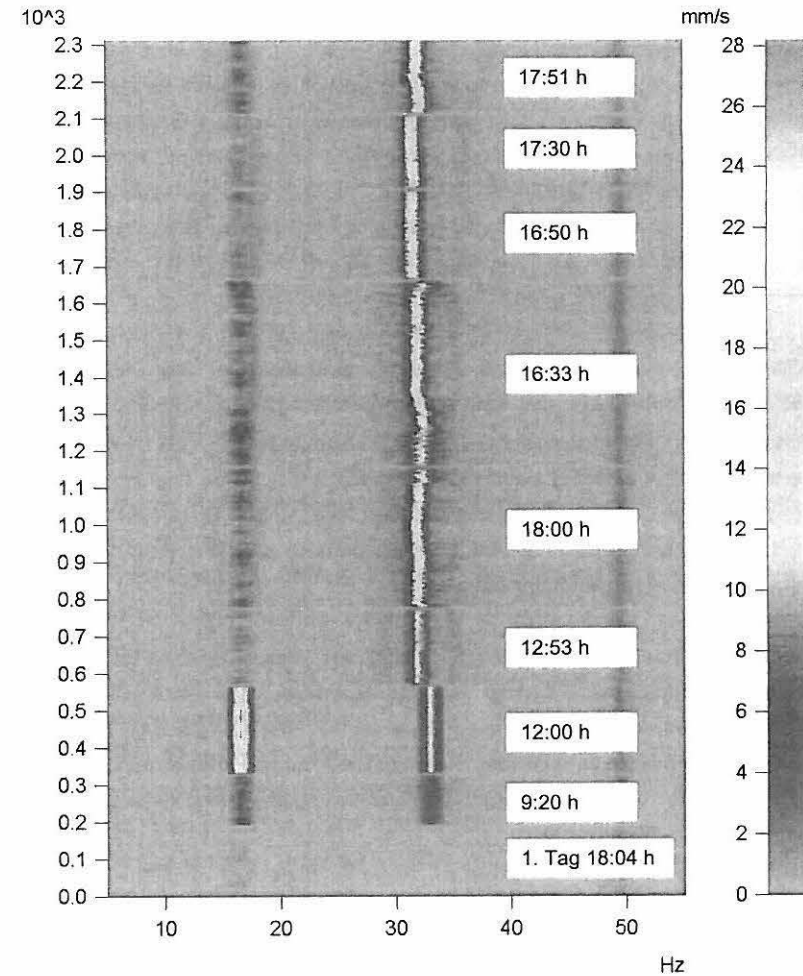


Bild 12: Vergleich der Zeit-Frequenz-Amplitudenspektren der Schwinggeschwindigkeit am Messpunkt S11 für verschiedene stationäre Betriebszustände der Kreiselpumpe

4.4 Interpretation der Messergebnisse

Die Ergebnisse der Messungen an der Kreiselpumpe vor und nach dem Eintritt des erneuten Schadens wurden hinsichtlich möglicher Schadensursachen interpretiert. Es sei an dieser Stelle darauf hingewiesen, dass die durchgeführten Messungen auf dem Prüfstand und auch später in der Anlage nur einen Ausschnitt eines Messprogramms und -aufbaus repräsentieren, das zu stärker belastbaren Aussagen führt. Daher kann die Interpretation der hier dargestellten Ergebnisse die Schadensursache bzw. -ursachen lediglich eingrenzen. Als wahrscheinlichste Hypothesen zur Schadensursache können die folgenden Punkte genannt werden:

- a) Die festgestellte subsynchrone Schwingungskomponente liegt im Bereich $0,5 - 0,95 \cdot$ Drehfrequenz und kann einer Rotorinstabilität zugeordnet werden, vgl. hierzu z. B. [1]. Die ausgeführten Spiele der Radiallager und/oder die Dichtspalte der einzelnen Stufen zwischen Laufrad und Gehäuse, das heißt die Paarung der Spalt- und Laufringe, wirken destabilisierend auf den Rotor. Dies führt zu einer Selbsterregung des Rotors und als Folge davon auch zum Verschleiß des Lagers und zum Anstreifen rotierender Bauteile.
- b) Auftretende Turbulenzen im Bereich des Inducers können zu einer breitbandigen Schwingungsanregung unterhalb der Betriebsdrehfrequenz (49,5 Hz) führen. Hierdurch wird der untere Teil der Pumpe mit der Hydraulikeinheit im Betrieb zu Resonanzschwingungen (unterste Biegeeigenfrequenz der Konstruktion) bei ca. 16 Hz angeregt. Infolge hiervon kann eine erhöhte Lagerbelastung insbesondere des unteren Gleitlagers auftreten.
- c) Die Werkstoffpaarung der Gleitlager wird zu hoch belastet, was zu einem vorzeitigem Verschleiß der Lager und als Folge zu dem Effekt nach Punkt a) führt.
- d) Eine rotierende Strömung innerhalb des Saugtopfes in Umfangsrichtung führt zu einer ungleichmäßigen Anströmung der Pumpe im Ansaugbereich des Inducers.

Den Punkten a) bis d) entsprechend wurde ein Maßnahmenkatalog als Grundlage für die spätere Überarbeitung der Kreiselpumpe (Revision beim Hersteller) erarbeitet. Im Rahmen dieses Beitrages werden die wesentlichsten Maßnahmen benannt:

1. Überprüfung der Auslegung der Radiallager (Gleitlager) der Hydraulikeinheit, ggf. Verstärkung der Tragfähigkeit der Radiallager, z. B. Erhöhung der Baulänge. Ggf. ist der Lagerspalt durch tiefe Nuten in axialer Richtung zu unterbrechen.
2. Reduktion der Umfangsgeschwindigkeit innerhalb der Dichtspalte, z. B. durch Verwendung von glatten Spalten (Laufring ohne Nuten in Umfangsrichtung).
3. Überprüfung der Auslegung des Inducers (Laufrad vor Eintritt 1. Stufe), ggf. Verzicht auf den Inducer (Anregung reduzieren).
4. Versteifung (Biegesteifigkeit) der unteren Pumpenkonstruktion/Hydraulikeinheit, z. B. durch Erhöhung der Wandstärke des Druckrohres im Druckkopf und des Verbindungsrohres, Anschweißen von Stegblechen an die genannten Rohre (Resonanzüberhöhung reduzieren).

4.5 Umgesetzte Maßnahmen, Fazit

Die Einzelvorschläge wurden durch den Hersteller geprüft. Bei der anschließenden Revision der Pumpenkonstruktion wurde unter anderem die Tragfähigkeit der Gleitlager erhöht (Maßnahme Punkt 1). Zudem wurde nun auf die Inducereinheit verzichtet (Punkt 3). Nach der Wiederinbetriebnahme zeigte die Kreiselpumpe einen zuverlässigen Dauerbetrieb. Das hier vorgestellte Beispiel zeigt, wie mit Hilfe einer systematischen messtechnischen Untersuchung die Ursache für ein unerwünschtes Schwingungsverhalten von Maschinen und Aggregaten in Kleinserien (Sondermaschinen), wie z. B. im Anlagenbau, offengelegt und anschließend technisch effektive und gleichzeitig auch wirtschaftliche Lösungen erarbeitet werden können.

Literatur

- [1] Gülich, J. F.: "Kreispumpen: Ein Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb". Berlin, Heidelberg, New York et al.: Springer 1999
- [2] Massey, I. C.: "Subsynchronous vibration problems in high-speed, multistage centrifugal pumps". 14th Turbomachinery Symposium Proceedings, Turbomachinery Laboratory at Texas: A & M university 1985
- [3] Corley, J. E.: "Subsynchronous vibration in a large water flood pump". 7th Turbomachinery Symposium Proceedings, Turbomachinery Laboratory at Texas: A & M university 1978
- [4] DIN ISO 10816 – Teil 3: Bewertung der Schwingungen von Maschinen durch Messung an nicht rotierenden Teilen; Teil 3: Industrielle Maschinen mit Nennleistungen über 15 kW und Nenndrehzahlen zwischen 120 min⁻¹ und 15.000 min⁻¹ bei Messungen am Aufstellort, DIN 1997
- [5] Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries, API Standard 610, ninth edition 2003