

Wälzlagerdiagnose an und Schwingungsverhalten von öleingespritzten Schraubenverdichtern mit Keilriemenantrieb

Dipl.-Ing. **K. Geyer**, Simmern; Dipl.-Ing. **D. Franke**, Ismaning

Zusammenfassung:

Das Schwingungs- und Körperschallverhalten der öleingespritzten Schraubenverdichter wird neben den drehfrequenten Einflüssen vor allem von Störungen beim Schraubeneingriff vom Haupt- und Nebenläufer dominiert. Für die Lagerzustandsüberwachung kommt deshalb bisher nur die Hüllkurvenanalyse in Frage. Die Hüllkurvenanalyse reagiert sehr früh auf kleinste Beschädigungen und eignet sich durch die Zuordnung des Schadens zum Bauteil besonders für die Diagnose. Für den Einsatz als Dauerüberwachung ist der Aufwand einer solchen Überwachung relativ hoch.

Ein neuer wälzlagerspezifischer Resonanzkennwert eignet sich für eine kostengünstige und einfach zu handhabende Überwachung solcher Wälzlager. Der Enddruck des Verdichters und besonders die Drehzahl beeinflussen sowohl die Schwingstärke als auch die Hüllkurvenspektren und die Resonanzkennwerte.

Beide Verfahren müssen unter Beachtung der maschinenspezifischen Besonderheiten der öleingespritzten Schraubenverdichter und der jeweiligen Einsatzbedingungen angewendet werden. Für ein auch aus Kostengründen optimiertes Überwachungs- und Diagnose-konzept ist eine Kombination aus Dauerüberwachung eines globalen Kennwertes und zustandsabhängiger punktueller Tiefendiagnose mit dem Hüllkurvenspektrum sinnvoll.

1. Einleitung

Öleingespritzte Schraubenverdichter haben bei der Druckluftherzeugung eine weite Verbreitung gefunden. Heute steigen nicht nur die Ansprüche bezüglich des Energieverbrauchs bei der Druckluftherzeugung, sondern auch die Ansprüche an die Zuverlässigkeit wie auch an das akustische und schwingungstechnische Verhalten dieser Kompressoren.

Die Einsatzbedingungen der öleingespritzten Schraubenverdichter sind als relativ hart einzuschätzen, d.h. es wirken eine ganze Reihe von Faktoren auf den Verdichter ein, die direkten Einfluss auf die Wälzlagerlebensdauer haben (Siehe Bild 1).

Für die Zuverlässigkeit der Kompressoren im Betrieb sind erfahrungsgemäß die Wälzlager das kritische Bauteil. Das beginnt bei deren beanspruchungsgerechten Auslegung (rechnerische Lagerlebensdauer) reicht über die Wälzlager- Zustandsdiagnose bis zur Überwachung des Wälzlagerzustandes während des Betriebes.

Nicht zuletzt besteht auch hier ein enger Zusammenhang zwischen Anlagenverfügbarkeit und der Instandhaltung der Kompressoren. Die Schwingungs- und Wälzlagerzustandsüberwachung wird in vielen Anwendungsbereichen neben der Überwachung von Prozessgrößen und Temperaturen ein immer wichtigeres Werkzeug der modernen Instandhaltung (zustandsabhängige Wartung).

Für die Herstellerfirmen der öleingespritzten Schraubenverdichter spielen Schwingungs- und Körperschallmessungen mit ihren guten Analyse- und Diagnosemöglichkeiten bereits eine wichtige Rolle im Qualitätssicherungsprozess (Abnahmemessungen). Für die Einführung einer effektiven kostengünstigen Dauerüberwachung des Wälzlagerzustands und eine sichere Diagnose werden hier Messergebnisse vorgestellt.

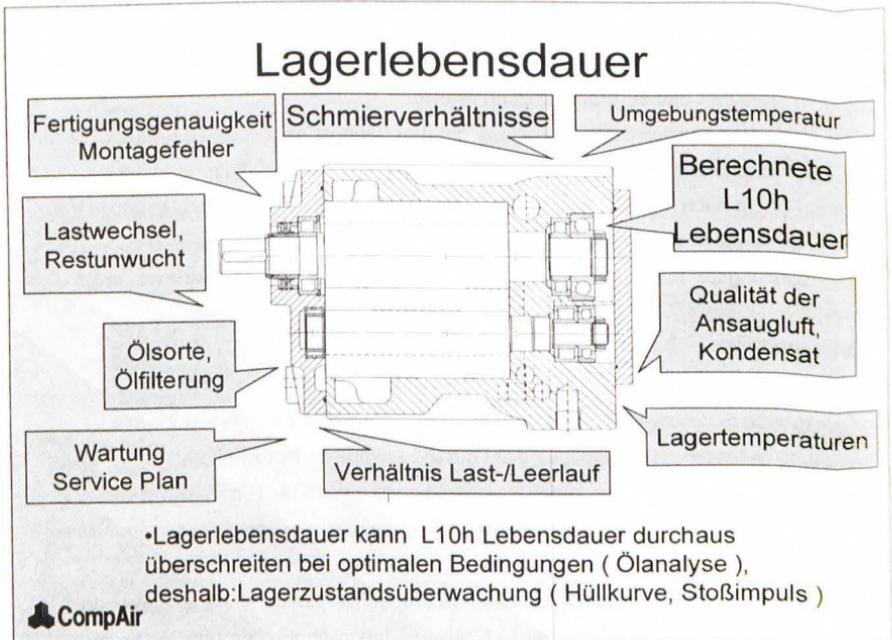


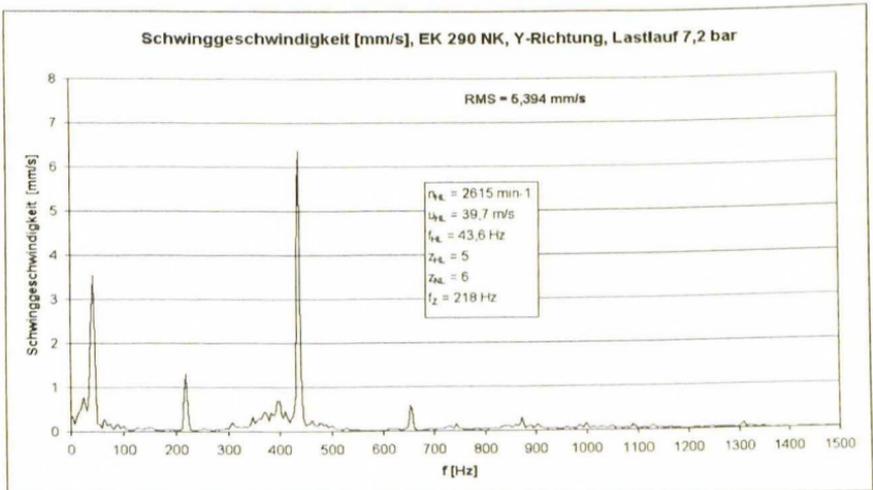
Bild 1: Einflüsse auf die Lebensdauer der Wälzlager

2. Schwingungsverhalten

Die Körperschall- Anregungsmechanismen öleingespritzter Schraubenverdichter sind in [1] beschrieben. Ursache für die Körperschallanregung sind der Schraubeneingriff und das Abrollverhalten in den Wälzlagern, was ggf. durch erhöhte Schwingungen noch verstärkt wird. Eine Besonderheit der öleingespritzten Schraubenverdichter sind die vom Zahlenwert gleichen Erregerfrequenzen für den Zahneingriff der Schrauben und der Ausstoß des Fördermediums (siehe Formel (2)).

Bild 2 zeigt ein typisches Schwingungsspektrum (Schwinggeschwindigkeit), gemessen an der Verdichterstufe einer 250 kW-Anlage mit Keilriemenantrieb. Deutliche Amplituden finden wir bei der Hauptläuferdrehfrequenz und besonders bei der doppelten Ausstoßfrequenz (=2 * Schraubeneingriffsfrequenz der Rotoren). Die Ausstoßfrequenz selbst und höhere Harmonische davon sind ebenfalls im Spektrum vorhanden. Kaum eine Rolle spielt die Drehfrequenz des Nebenläufers.

Auf den dominierenden Einfluss von Schraubeneingriffsstörungen auf das Körperschallverhalten der öleingespritzten Schraubenverdichter wurde schon in [1] hingewiesen. Die ausstoßfrequenten Strömungspulsationen sind dagegen nur von untergeordneter Bedeutung.



**Bild 2: Typisches Spektrum der Schwinggeschwindigkeit ,
Schraubenverdichteranlage 250 kW, 7,5 bar (ü), gemessen am Hauptläufer - radial
vertikal - an Nichtantriebsseite**

Dieser Effekt muss beachtet werden, wenn der Lagerzustand der öleingespritzten Schraubenverdichter bewertet werden soll.

Nachfolgend sind die wichtigsten Erregerfrequenzen aufgeführt, die in den Spektren der Schwinggeschwindigkeit bzw. Schwingbeschleunigung vorkommen können.

Anregungsfrequenzen [Hz]:

- Wellendrehfrequenzen (Hauptläufer HL, Nebenläufer NL, Antriebsmotor) mit Drehzahl n [1/min] (1)

$$f_n = n / 60$$

- Zahneingriffsfrequenz der Schrauben (= Ausstoßfrequenz) mit z - Zähnezahl (2)

$$f_z = z \cdot f_n$$

- Keilriemen-Umlauffrequenz (3)

$$f_{KR} = \frac{2 \cdot \prod \cdot D_S \cdot n}{l_{KR}}$$

mit D_S - Durchmesser Riemenscheibe und l_{KR} - Keilriemenlänge

- Zahneingriffsfrequenzen (bei Zahnrad-Antriebsgetriebe)
- Schaufelpassierfrequenz (z.B. beim Motorlüfter) mit k - Schaufelzahl, s - Anzahl Störstellen (4)

$$f_{SPF} = k \cdot s \cdot f_n$$

- Zündfrequenz (Dieselmotorantrieb) mit z_z - Zylinderanzahl (5)

$$f_{ZF} = \frac{z_z}{2} \cdot f_n$$

- Und ganzzahlige Vielfache (Harmonische) dieser genannten Frequenzen.

3. Wälzlagerdiagnose

Erfahrungsgemäß traten in der Vergangenheit an den hier betrachteten Kompressortypen Schäden an dem Axiallager des Hauptläufers auf. Deshalb wurde dieses Lager im Prüffeld auf Überwachbarkeit und Diagnosemöglichkeit näher untersucht.

3.1 Hüllkurvenspektrum

Das Hüllkurvenverfahren hat sich seit Jahren bei der Wälzlagerzustandsdiagnose und der Überwachung bewährt. Das Verfahren selbst und die Anwendung der Hüllkurvenanalyse bei der Wälzlagerdiagnose sind in der Literatur beschrieben (z.B. [2], [3] und [4] und [5]).

Die Überrollfrequenzen im Wälzlager werden aus den inneren geometrischen Abmessungen und der Wellendrehzahl nach den Formeln in der vg. Literatur berechnet. Sie repräsentieren „den Takt“ mit der die Überrollung von Schadstellen der Laufbahnen durch die Wälzkörper erfolgt. Die einzelne Überrollung selbst regt hochfrequente Stöße im Kilohertzbereich an. Überrollfrequenzen liegen dagegen wesentlich niedriger beim ca. 4- bis 7.-fachen der Wellendrehfrequenz. Die Drehfrequenz des Käfigs liegt ca. bei dem 0,4- fachen der Drehfrequenz. Es muss deshalb neben der Drehzahl der Wälzlagerart und der Hersteller bekannt sein um diese Frequenzen bestimmen zu können.

Ebenfalls eine Rolle im Hüllkurvenspektrum spielen die Schraubeneingriffs- frequenzen und ihre Harmonischen, außerdem die Drehfrequenzen der Rotoren, die auch als Seitenband- und Modulationsfrequenzen in Erscheinung treten. All diese genannten Frequenzen bewegen sich in der gleichen Größenordnung und können mit unterschiedlichen Amplituden im Hüllkurvenspektrum vertreten sein (nur periodisch sich wiederholenden stoßförmige Erregungen erscheinen im HK-Spektrum).

Das Hüllkurvenspektrum enthält somit Hinweise auf das beschädigte Bauteil im Wälzlager. Allerdings ist es nicht möglich allein von der Amplitudenhöhe auf das Schadensausmaß zu schließen [3]. Hier muss wie bei den breitbandigen Kennwerten aus der Änderung der Amplituden über der Betriebsdauer auf ein sich änderndes Schadensausmaß geschlossen werden. Insgesamt reagiert die Hüllkurvenanalyse sehr früh auf Beschädigungen. Während, wie noch zu sehen sein wird, ein weit fortgeschrittener Schaden mit vielen sich überlagernden Stoßfolgen einen starken Anstieg des Grundrauschens zur Folge hat. Einzelne Schadensfrequenzen können in diesem Grundrauschen „verschwinden“.

3.2 Stoßimpulsmessung und Resonanzkennwert

An Schraubenverdichtern ist die bekannte Stoßimpulsmessung und breitbandige Kennwerte der Schwingbeschleunigung nicht geeignet um den Wälzlagerzustand zu überwachen. Grund sind die hohen Komponenten im Körperschall durch den Schraubeneingriff der Rotoren, die die Anregungen aus dem Wälzlager in der Regel überdecken. Ein neuartiges modifiziertes Messsystem entwickelt aus einer einfachen Stoßimpuls-Einkanalüberwachung ist nun auch für Schraubenverdichter geeignet. Für ein zu überwachendes Wälzlager wird eine spezielle Wälzlager - Resonanzfrequenz im Kilohertzbereich berechnet. Sie wird aus den inneren geometrischen Abmessungen (wie vg. bei der HK) und aus der statischen Lagerbelastung rechnerisch bestimmt (keine Abhängigkeit der Frequenz zur Drehzahl). Diese Lagerresonanz wird nur beim Überrollen von Laufbahnschäden an

diesem speziellen Wälzlager mechanisch angeregt. Mit einem auf genau diese Frequenz eingestellten schmalbandiger Filter wird nun ein Kennwert mit dem Spitzenwert gebildet, der einfach in bekannter Weise überwacht werden kann.

3.3 Messungen am Verdichter Typ EK 290 mit künstlich erzeugtem Lagerschaden

Die Messungen wurden an dem auf Bild 3 dargestellten Verdichter EK 290 (Hauptläuferdurchmesser 290 mm) an markierter Position mit einem piezoelektrischen Beschleunigungsaufnehmer durchgeführt.

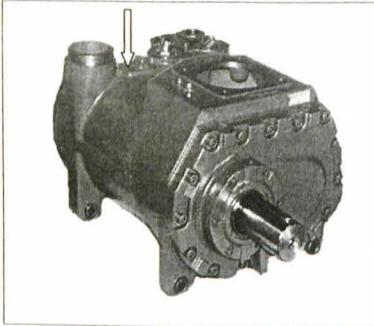


Bild 3: Verdichter EK 290

Der Außenring des Axiallagers am Hauptläufer (Kegelrollenlager) wurde beschädigt . Bild 4 zeigt die schmale Riefe auf der Laufbahn quer zur Drehrichtung.

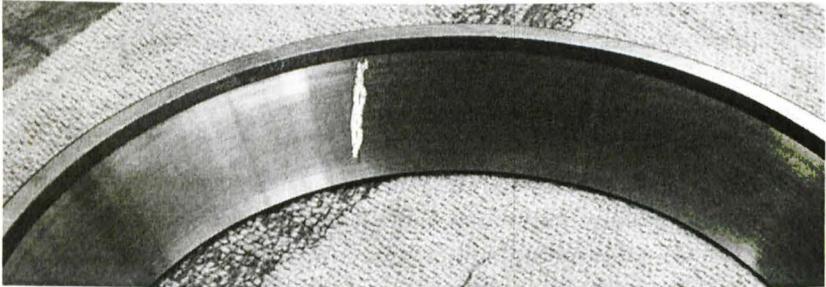


Bild 4: Künstlich geschädigter Außenring des Hauptläufer - Axiallagers

Nun wurden bei zwei Drehzahlen Hüllkurvenspektren aufgenommen (Bild 5). Das Bild bei 1500 1/min ($u_{HL} = 22,8$ m/s) zeigt deutliche Amplituden bei der Außenringüberrollfrequenz f_a des Lagers und Harmonischen davon. Die Schraubeneingriffsfrequenz f_z der Rotoren erscheint ebenfalls deutlich im Spektrum. Bei 2618 1/min ($u_{HL} = 39,7$ m/s) hat sich das Hüllkurvenspektrum stark verändert. Zunächst ist das Grundrauschen angestiegen. Aus dem

Grundrauschen ragen die Rotor-Schraubeneingriffsfrequenz f_z und vor allem $2 \cdot f_z$ heraus. Die Außenringfrequenz des Lagers hat eine höhere Amplitude, als bei der niedrigeren Drehzahl, die Harmonischen liegen auf Amplitudenhöhe des Grundrauschens, und sind nicht mehr klar auszumachen. Der Außenringschaden wird angezeigt, wenngleich die Schraubeneingriffsstörungen bei der hohen Drehzahl das Spektrum klar dominieren.

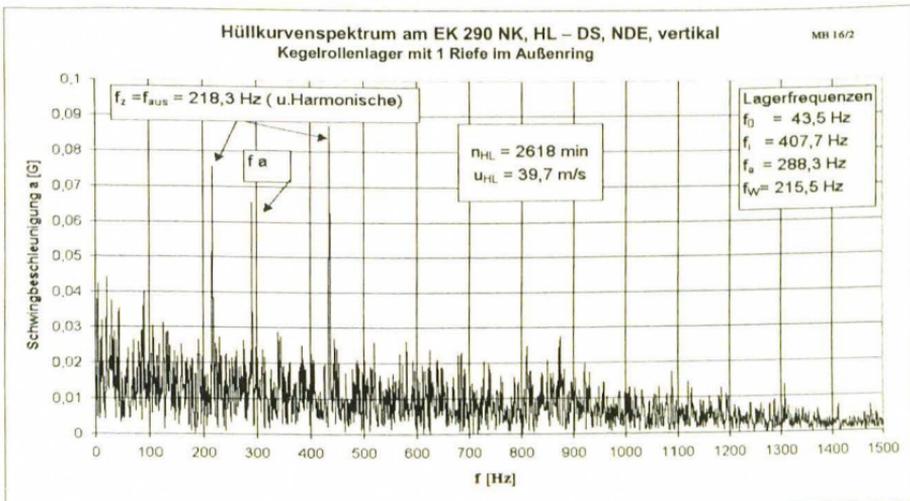
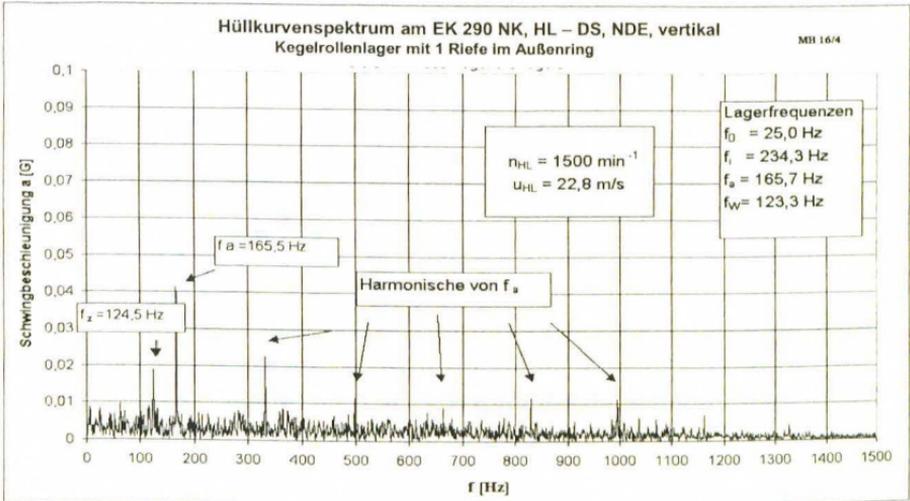


Bild 5: Hüllkurvenspektren bei 1500 1/min (oben) und 2618 1/min (unten) mit kleinem Außenringschaden

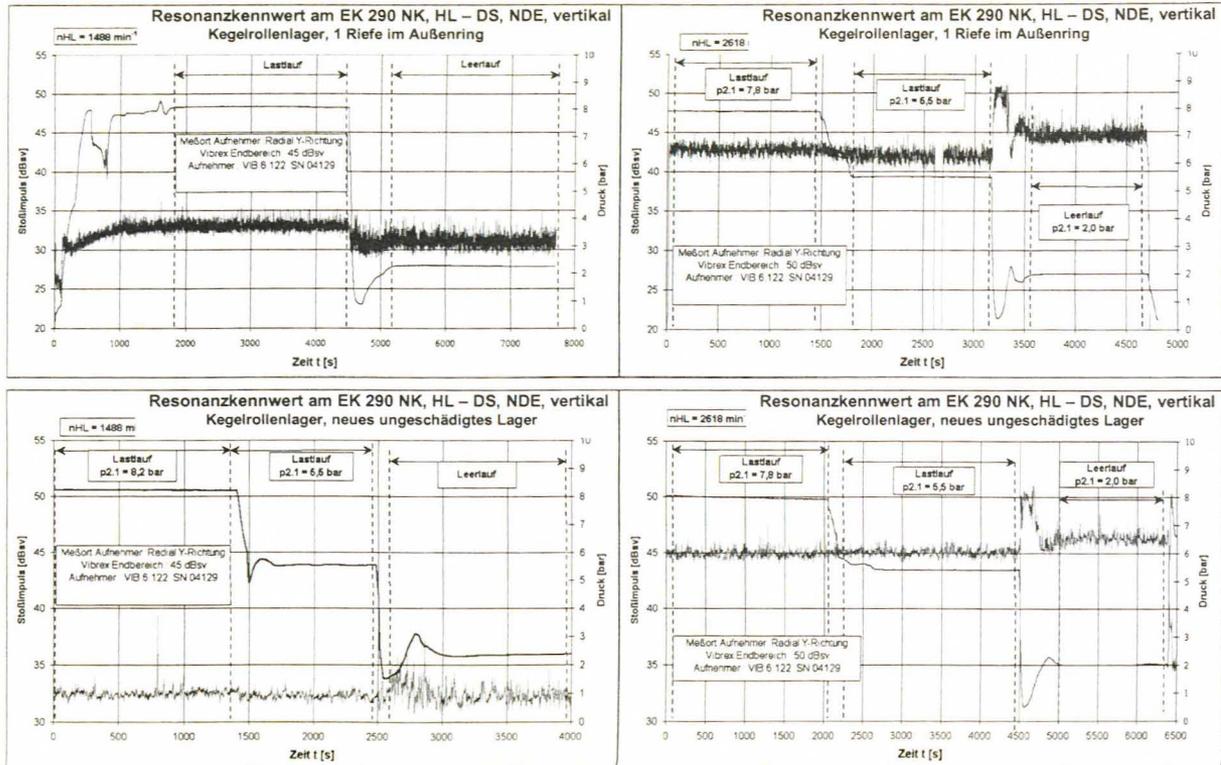


Bild 6: Kennwert bei jeweils: oben kleiner Außenringsschaden, unten neu ungeschädigt, links 1488 1/min, rechts 2618 1/min

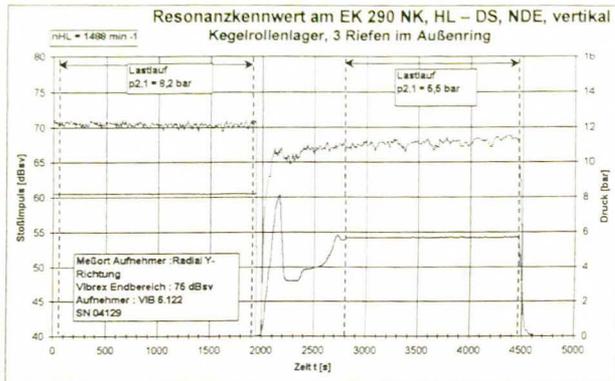


Bild 7: Diagramme mit vergrößertem Schaden (3 Riefen im Wälzkörperabstand)

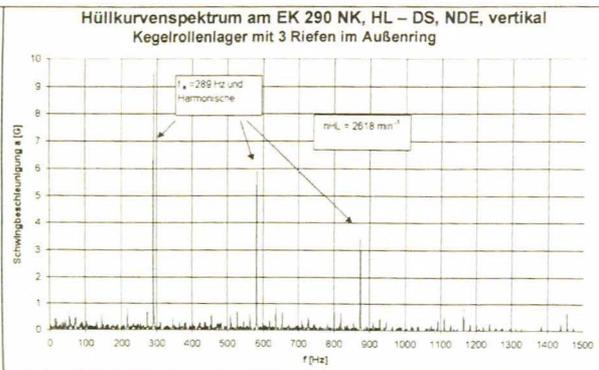
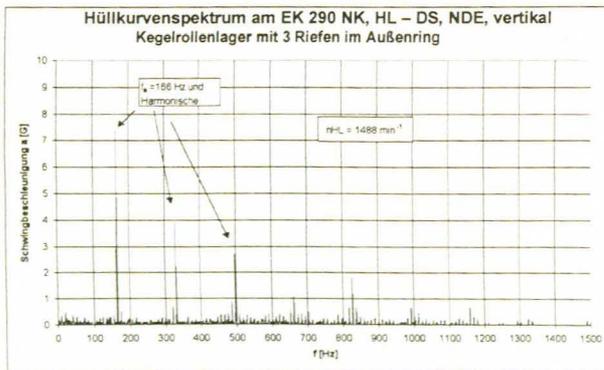
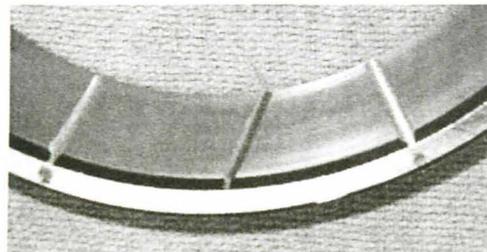


Bild 7: oben Resonanzkennwert, unten Hüllkurvenspektrum links 1488 1/min, rechts 2618 1/min bei großem Außenringsschaden

Mit einem Mehrkanalschreiber wurden außerdem die Kennwertmessungen bei zwei Drehzahlen und bei unterschiedlichen Lastzuständen (Enddruck variiert) aufgezeichnet. Zum Vergleich wurden diese Messungen mit einem neuem, unbeschädigtem Lager wiederholt (Bild 6). Der Drehzahleinfluss macht sich mit über 10 dB deutlich bemerkbar, während Druckänderungen geringe Auswirkungen haben. Der Lastwechsel führt zu einem kurzen Anstieg. Die Kennwerte des leicht geschädigten Lagers zeigen im Bild 6 keinen Unterschied zu dem neuem Lager. Für einen Betreiber wäre diese kleine Beschädigung auch nur ein Hinweis auf eine mögliche spätere Schadensentwicklung. Eine Anzeige eines Lagerschadens für einen Lagerwechsel wäre in diesem Stadium eine Fehlfunktion einer Überwachung.

Als nächster Schritt wurde der Außenringschaden vergrößert. Wie auf Bild 7 dargestellt, wurden 3 Riefen im Wälzkörperabstand erzeugt, etwa 1,5 mm breit und 0,2 mm tief. Sowohl der Kennwert als auch die Hüllkurve zeigen im Bild 7 diesen Schaden eindeutig an. Der Pegel der Kennwerte bei 1488 1/min ist um fast 30 dB höher als beim neuen Lager, bei der höheren Drehzahl lag der Kennwert an der Messbereichsgrenze, also >75 dB. In den Hüllkurvenspektren bei 1488 und 2618 1/min wird der Außenringschaden in klassischer Weise angezeigt. Die Maßstäbe der Hüllkurven von Bild 5 und 7 unterscheiden Faktor 100.

3.4. Messungen an einem Verdichter EK 210 mit Lagerschaden

An einem zweiten Verdichter EK210 wurden Vergleichsmessungen eines neuen Lagers mit einem im Betrieb entstandenen schweren Innenringschaden, durchgeführt. Das betrachtete Lager ist wieder das Hauptläufer- Axiallager, diesmal ein Vierpunktlager (QJ315). Wie auf Bild 8 zu sehen, sind etwa 1/3 der Innenringlaufbahn von großflächigen Schälungen betroffen. Eine Kugel weist ebenfalls Ausbrüche auf. Der Käfig ist an den Außenbordführungen angelaufen, am Außenring sind keine Ausbrüche vorhanden.

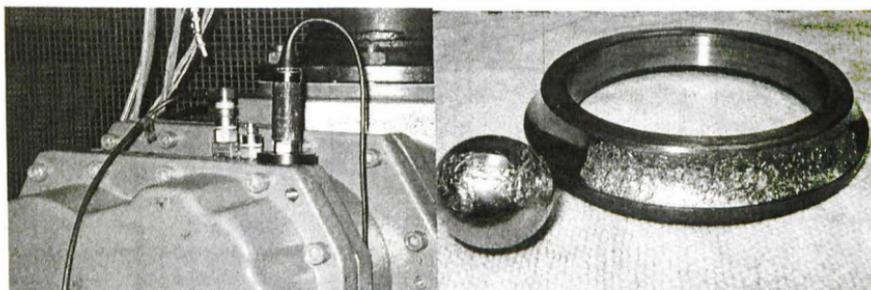


Bild 8 : Messanordnung und geschädigtes QJ 315 (Innenring)

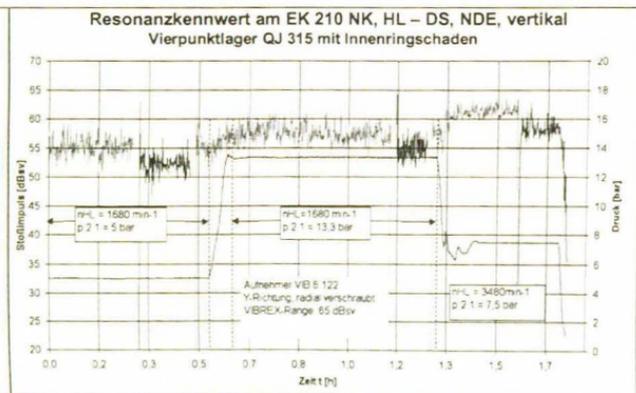
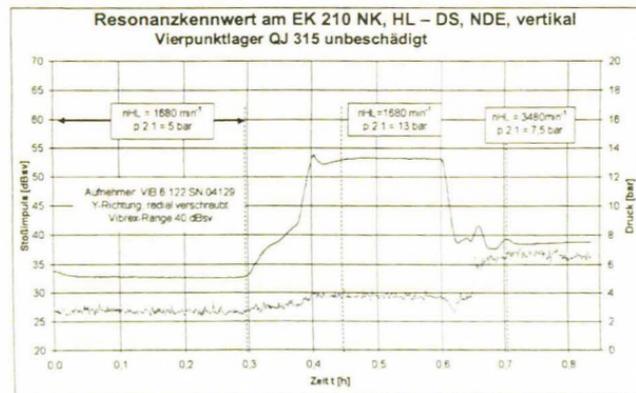
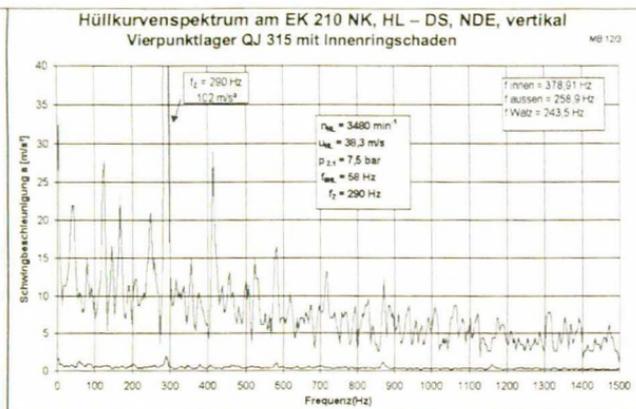
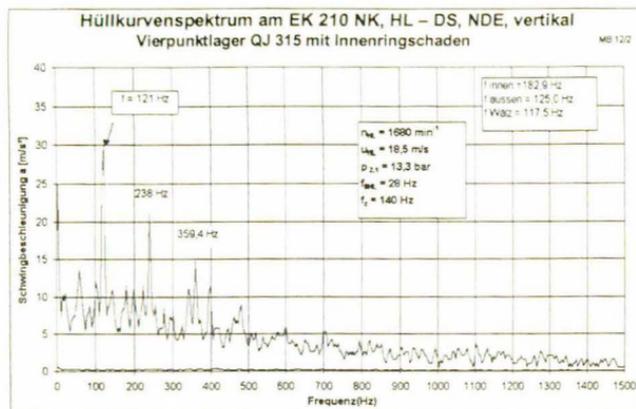


Bild 9: Oben Hüllkurvenspektrum Innenringschaden bei 1680 & 3480 1/min; Kennwert links unbeschädigt, rechts mit Innenringschaden

Die Messergebnisse sind auf Bild 9 zusammengefasst. Der relativ schwere Schaden des Innenrings erzeugt bei der niedrigeren Drehzahl (1680 1/min) einen extremen Anstieg des Grundrauschens in der Hüllkurve. Während beim neuen Lager alle Amplituden deutlich $< 1 \text{ m/s}^2$ sind, steigen die Werte mit dem beschädigten Lager auf über 10 m/s^2 , wobei einzelne Spitzen bis 30 m/s^2 reichen. Die Spitze bei 121 Hz lässt sich den Lagerüberrollfrequenzen nicht eindeutig zuordnen, die Frequenz liegt zwischen den Werten für Wälzkörper bzw. Außenring. Auf den tatsächlich vorhandenen Innenringsschaden weist keiner der aus dem Grundrauschen herausragenden Peaks. Bei 3480 1/min ist das Grundrauschen noch deutlicher angestiegen, der Peak bei der Schraubeneingriffsfrequenz (=Ausstoßfrequenz) erreicht 102 m/s^2 ! Die Harmonischen von f_z sind gut erkennbar. Auf den Innenring als Problemverursacher enthält die gemessene Hüllkurve keinen Hinweis.

Der enorme Anstieg der Amplituden im Vergleich zum Neuzustand lässt keinen Zweifel daran, dass ein schwerer Schaden an diesem Verdichter vorliegt. Allerdings versagt die Hüllkurve hier bei der genauen Diagnose, das beschädigte Bauteil betreffend.

Im Diagramm der Resonanz-Kennwertmessung mit dem unbeschädigten Lager sind die Einflüsse von Druck (Lagerbelastung) und Drehzahl (Überrollgeschwindigkeit) abzulesen. Der Kennwertpegel liegt bei 13 bar (ü) um weniger als 5 dB höher, als bei 5 bar (ü). Die Verdopplung der Drehzahl führt zu einem Anstieg von etwa 10 dB. Mit dem schweren Innenringsschaden liegt das Niveau der Stoßimpulswerte bei $> 55 \text{ dB}$. Damit ist mit ca. 30 dB ein ausreichend großer Abstand zu den Messwerten im Neuzustand vorhanden. Diese ermöglicht das sichere Setzen von Alarmgrenzwerten in einer Überwachung.

4. Praxisbeispiele für Schwingungen

Für die Zustandsdiagnose vor Ort an einer Schraubenverdichteranlage empfiehlt es sich sowohl an den Lagerstellen des Antriebsmotor als auch an den denen der Verdichterstufe Schwingstärkekennwerte in x,-y,- und z- Richtung aufzunehmen. Der größte Wert daraus repräsentiert den Schwingungszustand und wird nach ISO 10816-3 bewertet. Bei Grenzwertüberschreitung der Stufen B und C sollte an den entsprechenden Lagerstellen ein Schwingungsspektren zur Ursachendiagnose gemessen werden. An jeder Wälzlagerstelle sollte ein spezieller Wälzlagerkennwert gemessen werden.

Unter Einbeziehung der Drehzahl kann mit diesem Kennwert der Laufbahnzustand im Wälzlager nur sehr grob bewertet werden. Hier sind Vergleichswerte des Gutzustandes oder noch besser Trendverläufe über der Betriebsdauer für eine sichere Zustands-bewertungen erforderlich. Zumindest bei Grenzwertüberschreitung sollte ein Hüllkurvenspektrum

gemessen werden um eventuelle Laufbahnschäden zu erkennen und zum Bauteil zu zuordnen.

Für eine sichere Bewertung des Maschinen- bzw. Lagerzustandes bei einer Diagnose vor Ort sollte das Personal eine entsprechende Ausbildung haben und einige Erfahrungen in der Durchführung und Bewertung besitzen.

Einige Beispiele aus der Praxis sind auf den Bildern 10 bis 12 dargestellt. An einer 250kW-Anlage (Bild 10) war der drehfrequente Anteil mit 6,3 mm/s bei 39 Hz am Verdichter zu hoch. Der Rms-Wert lag bei 5,5 mm/s. Nach dem Nachwuchten der Verdichterriemenscheibe reduzierte sich der drehfrequente Anteil auf 0,6 mm/s und der Rms-Wert auf 3,2 mm/s.

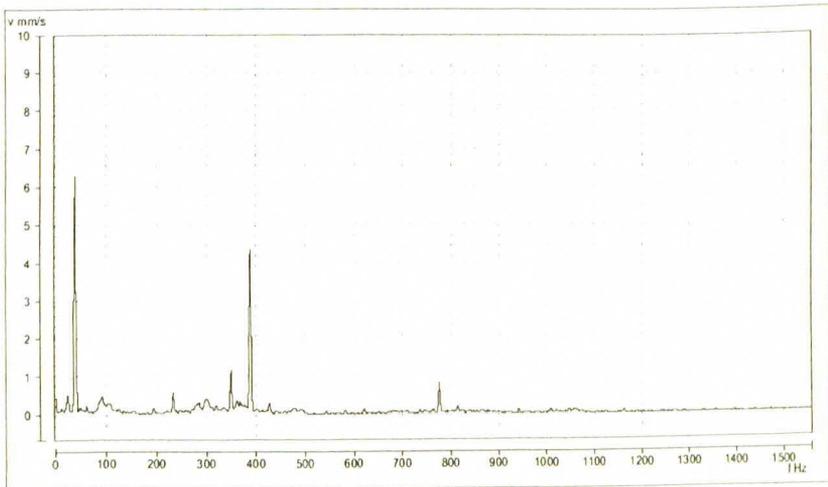


Bild 10: Problem Unwucht Keilriemenscheibe

Ein anderes Problem war an einer 55kW-Anlage (Bild 11) aufgetreten. Dort wurde am Motor bei 44 Hz eine Amplitude von 10,6 mm/s gemessen, was zu einem Rms-Wert von 7,6 mm/s geführt hat. Die Riemenumlauffrequenz mit 44 Hz dominiert (Formel (3)), die wiederum sehr nahe bei der Drehfrequenz des Motors von ca. 49,5 Hz liegt. Das Problem konnte mit einem neuen Riemenatz beseitigt werden. Der Anteil bei der Riemenumlauffrequenz wurde auf 2,4 mm/s gesenkt, der Rms-Wert auf 2,0 mm/s.

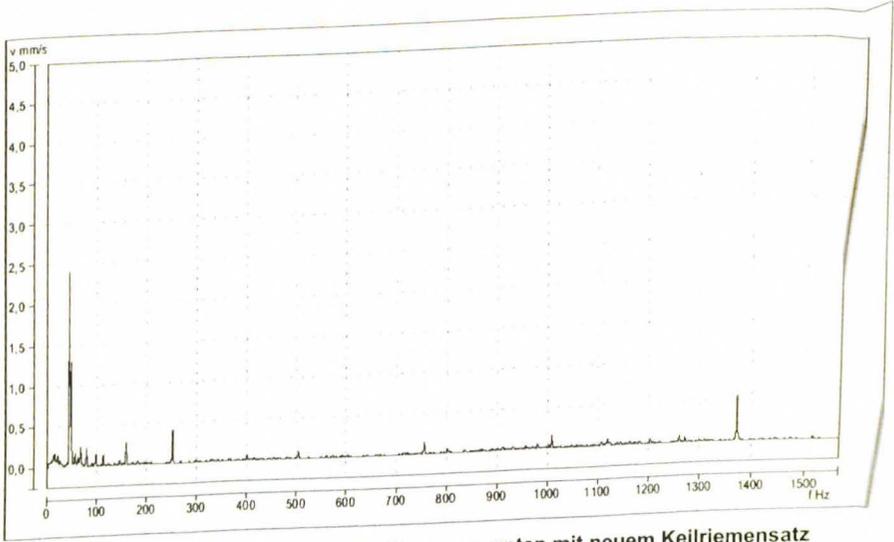
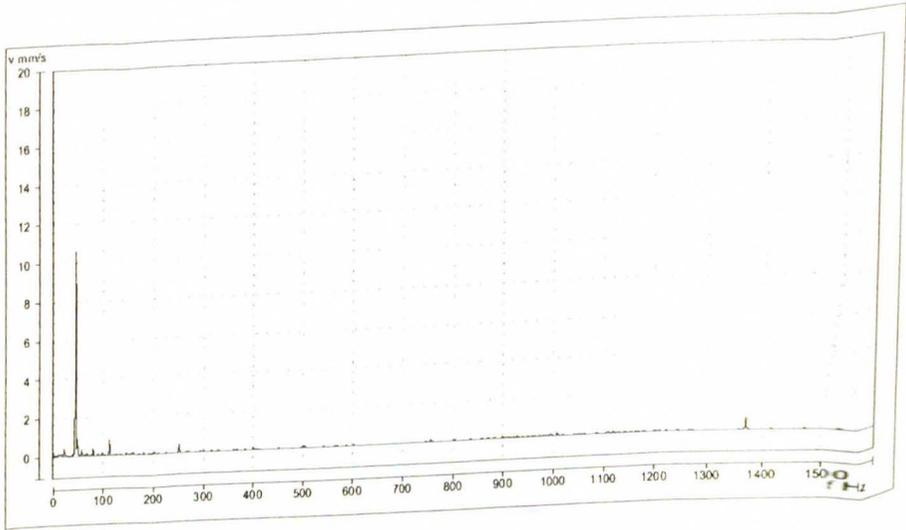


Bild 11: oben Problem Keilriemenumlauf Frequenz, unten mit neuem Keilriemensatz

5. Überwachungskonzept

Eine möglich Wälzlagerüberwachung mit frequenzselektiven Bandkennwerten der Überrollfrequenzen im Hüllkurvenspektrum erfordert gerätetechnisch und für die Einstellung durch

das Personal vor Ort einen deutlich höheren Aufwand verglichen mit einfachen Kennwerten. So müssen die zu überwachende Überrollfrequenzen an die zusätzlich zu erfassenden Drehzahl aktuell angepasst werden. Auch die Gefahr eines Fehlalarms durch die Reaktion auf kleinste Schäden ist für Betreiber und auch den Hersteller ein Risiko.

Die hier gezeigten Untersuchungen an öleingespritzten Schraubenverdichtern zeigen, dass die Überwachung eines lagerspezifischen schmalbandigen Resonanzkennwertes (am gefährdeten Lager) eine sichere und kostengünstigere Lagerzustandsüberwachung darstellt. Das Setzen von Grenzwerten für den Resonanzkennwert kann entsprechend der Hauptläuferdrehzahl anlagenspezifisch erfolgen. Für unterschiedliche Verdichterstufen mit unterschiedlichen Wälzlagern wird das Überwachungsgerät durch austauschbare Filtermodule entsprechend angepasst. Der Kennwert kann in einer einfachen Einkanalüberwachung auf Überschreitung eines Warn- und Alarmpegels sicher überwacht werden. Der Kennwert reagiert erst bei fortgeschrittenen Schäden und ermöglicht so eine sichere und effektive Reaktion mit genaueren Untersuchungen oder Instandhaltungsmaßnahmen. Die Erfassung des Kennwertes über einen 4-20 mA Ausgang im Leitsystem oder in der Prozesssteuerung über der Betriebsdauer, ermöglicht die Darstellung des Trends und damit die Erkennung eines Problems auch schon bevor ein Grenzwert überschritten wird. Bei Grenzwertüberschreitung oder kritischem Trendanstieg kann eine zustandsabhängige einmalige Diagnose mit dem Hüllkurvenverfahren zusätzliche Informationen liefern und letztlich helfen im Schadensfall eine sinnvolle Restbetriebsdauer der Anlage abzuschätzen.

Literatur:

- [1] Rinder, L. Lärmquellen in nasslaufenden Schraubenkompressoren
VDI-Berichte NR. 1391, VDI-Verlag Düsseldorf 1998
- [2] Kolerus, J. Zustandsüberwachung von Maschinen,
Expert-Verlag 2000, Renningen-Malmsheim
- [3] Franke, D., Luft, M. Optimale Anwendung von Hüllkurvenanalyse und
Kennwertmessung bei der Wälzlagerdiagnose
VDI Berichte Nr. 1466, VDI-Verlag Düsseldorf 1999
- [4] VDI 3839 Blatt 1: Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen von
Maschinen - Allgemeine Grundlagen, Ausgabe 2001-03
- [5] VDI 3839 Blatt 2, Entwurf: Hinweise zur Messung und Interpretation der Schwingungen
von Maschinen - Schwingungsbilder für Anregungen aus Unwuchten, Montagefehlern,
Lagerungsstörungen und Schäden an rotierenden Bauteilen, Ausgabe 2001-06