

Schwingungstechnische Verbesserungen an einer Elektrospeisewasserpumpe

Dipl.-Ing. Jens Pfeiffer

Dipl.-Ing. Clemens Bueren

Dr.-Ing. Dietmar Bloemers

Siempelkamp NIS Ingenieurgesellschaft mbH, Niederlassung Essen

1 Zusammenfassung

Eine elektrisch betriebene Kesselspeisewasserpumpe zeigte bei bestimmten Betriebsdrehzahlen nennenswerte Lagergehäuseschwingungen auf, sodass die intern gesetzten Alarmgrenzen deutlich überschritten wurden und zu Leistungseinschränkungen führten. Zur Ursachenfindung wurde die Siempelkamp NIS mit der Schwingungsanalyse beauftragt. Im Rahmen der Kampagne wurden die Schwingungen der Speisepumpe mit dem mobilen STUDIS-Diagnosesystem aufgezeichnet und ausgewertet. Nach abgeschlossener Analyse wurde zum einen festgestellt, dass die hohen Lagergehäuseschwingungen ausschließlich von der ersten Ordnung der Wellendrehung bestimmt werden und das Schwingungsverhalten auf eine Resonanz hinweist.

Mit einer zusätzlichen Messung, bei der die Hauptpumpe mit einem Anschlagversuch auf Strukturresonanzen untersucht wurde, konnte der Nachweis erbracht werden, dass am betroffenen Lagergehäuse eine Strukturresonanz im Betriebsdrehzahlbereich existiert. Nach Abschluss aller Untersuchungen aus der Schwingungsanalyse und anderen Teilgebieten wurde die Pumpenträgerkonstruktion soweit verändert, dass abschließend das Schwingungsverhalten in allen Betriebspunkten unauffällig ist.

2 Einleitung

In einem fossil gefeuerten Kraftwerk mit einer Nennleistung von 725MW sind für die Wasserversorgung des Kessels zwei baugleiche Elektrospeisepumpen installiert. Der Antriebsstrang (Abbildung 2-1) setzt sich aus der Hauptpumpe, Getrieberegelnkupplung (Getriebe), Elektromotor und Vorpumpe zusammen. Die einzelnen Teilaggregate sind jeweils mit einer starren Kupplung untereinander verbunden.

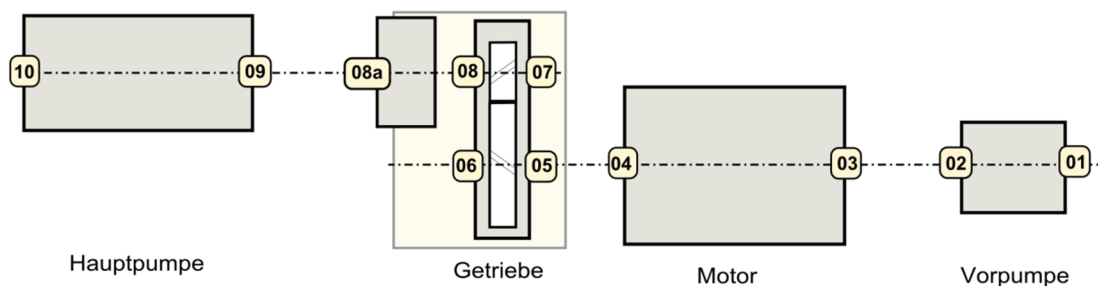


Abbildung 2-1: Schematischer Aufbau des Antriebsstranges der Elektrospeisepumpe

Zum besseren Verständnis der Problematik ist die Kenntnis der Betriebsdrehzahlen notwendig. Der Motor liefert eine konstante Drehzahl von 1490 1/min. Die Drehzahl der Vorpumpe ist identisch zu der Motordrehzahl, ist aber für die weitere Betrachtung nicht wichtig. Das Getriebe liefert an der Primärwelle eine Drehzahl von 5239 1/min. Die Hauptpumpe kann mit der gewählten Spezifikation maximal mit 5100 1/min betrieben werden. Somit liegt zu jedem Zeitpunkt zwischen der Primär- und Sekundärwelle ein gewisser Schlupf vor, welcher an einer hydrodynamischen Kupplung (Abbildung 2-2) ganz normal ist. Die Drehzahl der Hauptpumpe und damit das Fördervolumen der Pumpe ist proportional zur Blockleistung.

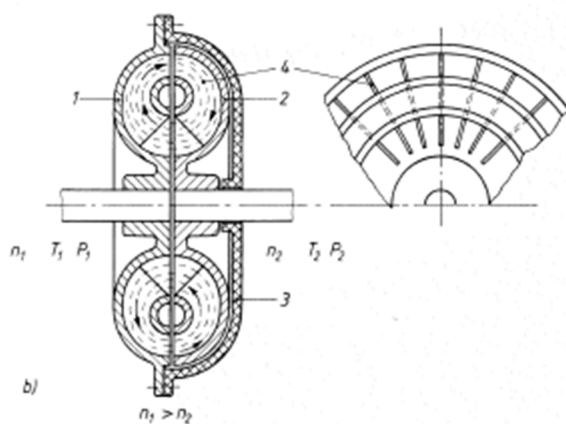


Abbildung 2-2: Schematische Darstellung einer hydrodynamischen Kupplung [Rol87]

Die Siempelkamp NIS, die bereits das Schwingungsverhalten der Hauptturbine überwacht, wurde mit einer Schwingungsanalyse an der Speisewasserpumpe beauftragt.

3 Problembeschreibung

Die effektiven Lagergehäuseschwingungen an der Nichtantriebsseite der Hauptpumpe (Messstelle 10 in Abbildung 2-1) wiesen im Drehzahlbereich 4600 min^{-1} bis 4700 min^{-1} Schwingstärken von bis zu $7,3 \text{ mm/s}$ auf. Dieser Wert liegt unter Zugrundelegung der DIN ISO 10816-7 (Kategorie 1) im oberen Amplitudenbereich der Zone C. Somit wird die Anlage als nicht für den Dauerbetrieb geeignet angesehen. Dem Betreiber dieser Anlage ist es aber erlaubt, die Anlage solange weiter zu betreiben, bis sich für ihn eine günstige Gelegenheit ergibt. [DIN ISO 10816-7]

Die hohen Lagergehäuseschwingungen lösten im Leittechniksystem einen Alarm aus. Ein weiterer Anstieg der Schwingungsamplituden würde die Gesamtanlage zum Schutz herunterfahren. Aufgrund dessen, dass die Amplitudenhöhe direkt mit der Drehzahl korreliert, wurde aus Verfügbarkeitsgründen die Leistungsfähigkeit der Gesamtanlage begrenzt.

4 Analyse und Diagnose

Im Abschnitt 3 wurde bereits auf die Abhängigkeit der Amplitudenhöhe mit der Hauptpumpendrehzahl erwähnt. In der Abbildung 4-1 wird diese Abhängigkeit deutlich.

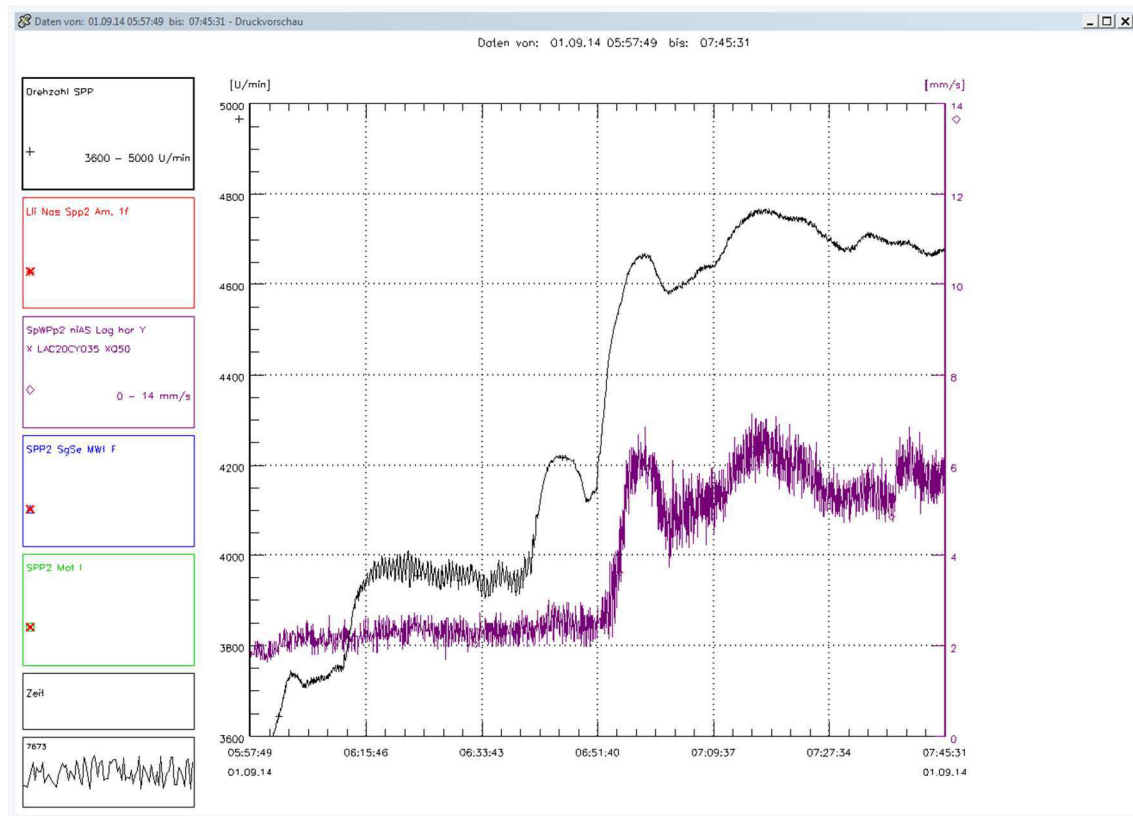


Abbildung 4-1: Trenddarstellung der Hauptpumpendrehzahl und der effektiven Lagergehäuseschwingung

In der Abbildung 4-1 wird die Hauptpumpendrehzahl von 3600 min^{-1} bis 5000 min^{-1} (linke Achse, schwarz) und die in horizontaler Richtung gemessene effektive Lagergehäuseschwingung (rechte Achse, lila von 0 mm/s bis 14 mm/s) dargestellt. Bis zu einer Drehzahl von 4200 min^{-1} sind die Gehäuseschwingungen mit ca. 2 mm/s klein. Bei Betrieb mit einer Drehzahl größer 4200 min^{-1} steigt die Gehäuseschwingung stark an und zeigt eine deutliche Abhängigkeit von der Drehzahl.

Der Effektivwert einer Geschwindigkeitsmessung gibt den Energiegehalt eines breitbandigen Signales wider und wird bei der Beurteilung gemäß den gültigen Normen als Kennwert herangezogen. Weitere detaillierte Informationen für die Maschinendiagnose sind aus dem Effektivwert nicht zu erhalten. Im Allgemeinen wird hierfür eine spektrale Signalanalyse durchgeführt. Mit dem Ergebnis der Spektralanalyse können Aussagen zu der Signalausammensetzung getroffen werden.

Das bei der Kampagne verwendete Messsystem verarbeitet die Schwingungssignale direkt mit der Wellendrehzahl und führt eine sogenannte Ordnungsanalyse durch. Das Ergebnis dieser Ordnungsanalyse ist das Ordnungsspektrum. Sie ermöglicht die Betrachtung der einzelnen Ordnungen (1.Ordnung, 2.Ordnung, ...) im Trend. Diese Größen werden im Allgemeinen

auch als Drehharmonische bezeichnet. Im verwendeten Messsystem werden diese mit f bezeichnet. In anderen Messsystemen werden die Drehharmonischen auch mit X oder n gekennzeichnet.

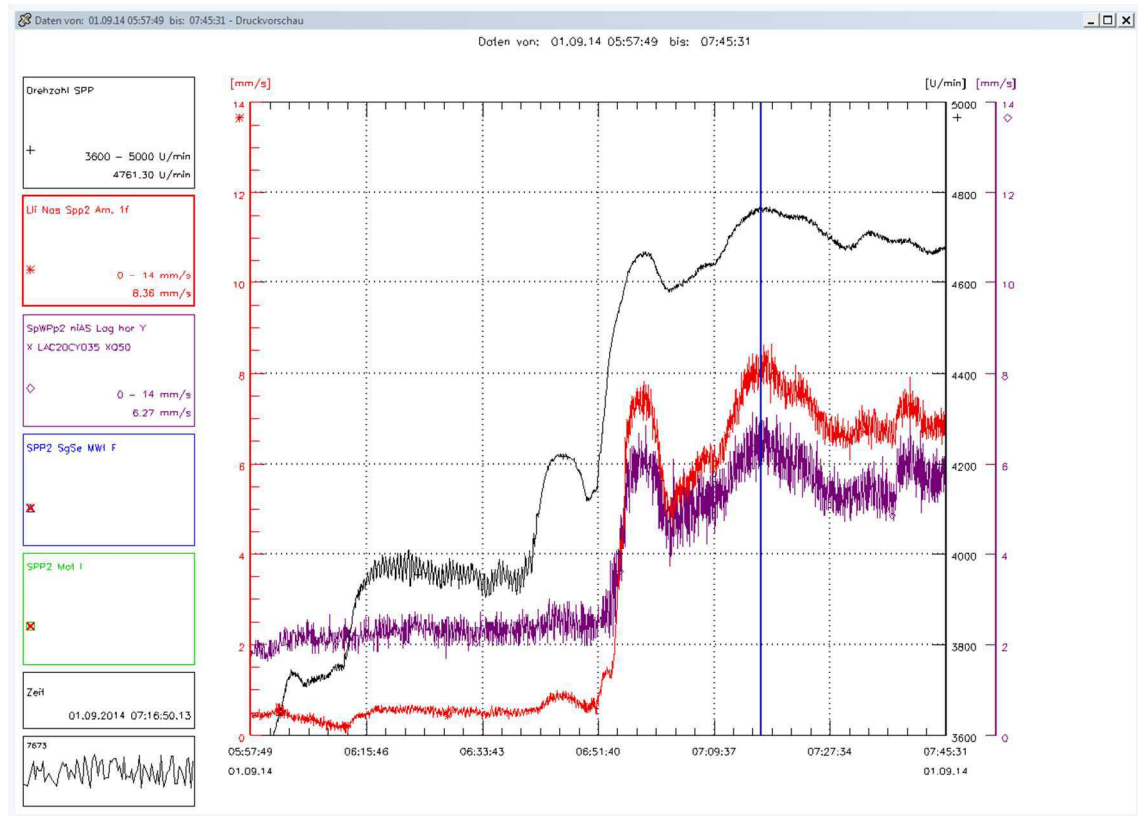


Abbildung 4-2: Trenddarstellung der Hauptpumpendrehzahl und der effektiven und 1f-Lagergehäuseschwingung

In Abbildung 4-2 wurde zusätzlich zu der Abbildung 4-1 die einfach Drehharmonische ($1f$) hinzugefügt. Die Skalierung mit 0 mm/s bis 14 mm/s wurde wie bei der effektiven Lagergehäuseschwingung beibehalten. Bei der Betrachtung der hier dargestellten $1f$ ist zu beachten, dass es sich hierbei um einen 0-Peak-Wert handelt. Der Verlauf über der Zeit und in Abhängigkeit von der Drehzahl, ist die $1f$ dem Effektivwert sehr ähnlich. Im unteren Drehzahlbereich (bis 4200 min^{-1}) ist der Effektivwert deutlich größer als die $1f$, sodass definitiv andere Frequenzanteile das Signal mit beeinflussen. Ab 4200 min^{-1} ist die $1f$ größer. Somit wird die Schwingung in diesem Bereich überwiegend durch die erste Drehharmonische bestimmt. Bereits an dieser Stelle ist bekannt, dass das Problem mit den erhöhten Lagergehäuseschwingungen in der $1f$ zu suchen ist.

In der Schwingungsanalyse werden im Allgemeinen meistens nur die Schwingungsamplituden betrachtet. In der Schwingungsdiagnose wird zu der Amplitude einer einzelnen Frequenz mindestens gleichwertig der dazugehörige

Phasenwinkel in die Analyse mit einbezogen. Mit der Amplitude und dem Phasenwinkel ist eine einzelne Schwingung eindeutig beschrieben.

Die geeignetste Methode zur Darstellung der Amplitude und des Phasenwinkels als Wertepaar ist das Nyquist-Diagramm. In der Literatur wird das Nyquist-Diagramm auch Polardiagramm genannt. In Abbildung 4-3 ist die 1f-Lagergehäuseschwingung von der Nichtantriebsseite der Hauptpumpe über die Zeit dargestellt. Die Kreise um den Ursprungspunkt geben die Amplitude wieder. Von der rechten Seite der horizontalen Achse aus werden die Phasenwinkel, in der Abbildung 4-3 mit ϕ bezeichnet, abgetragen.

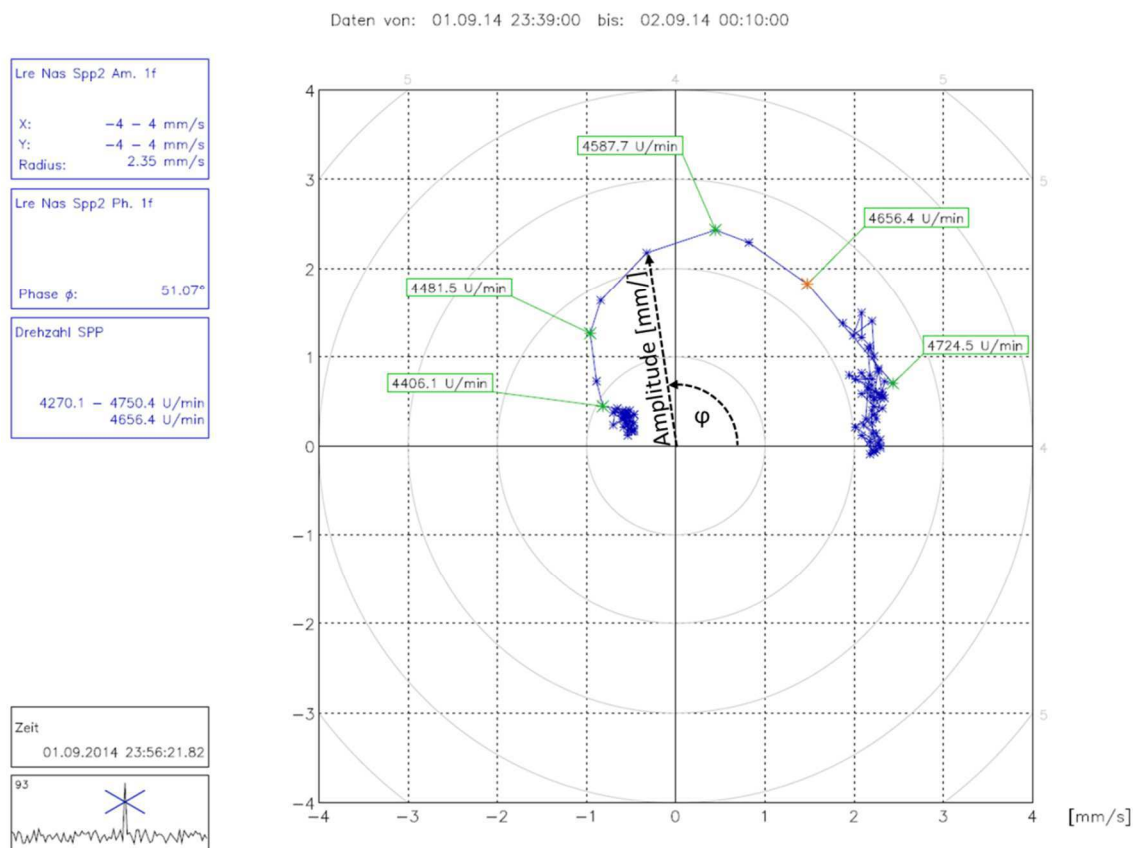


Abbildung 4-3: Lagergehäuseschwingung im Nyquist-Diagramm

Wie bereits erwähnt, wird das Wertepaar Amplitude und Phasenwinkel über der Zeit in Abbildung 4-3 dargestellt. Zeitgleich wird die Wellendrehzahl (siehe Abbildung 4-2) von 4270 min^{-1} bis auf 4750 min^{-1} erhöht. Es ist zu beobachten, dass der zeitliche Verlauf der Punkte eine halbkreisförmige Bahn beschreibt. Dieser halbkreisförmige Verlauf im Nyquist-Diagramm ist typisch für ein Durchfahren einer Resonanzstelle. Jene Resonanz kann zwei Ursachen haben. Entweder weist die elastische Welle in diesem Drehzahlbereich eine kritische Drehzahl auf oder die Resonanz wird durch den Aufbau der Maschine verursacht.

Im Allgemeinen ist es sehr ungewöhnlich, dass die Welle im normalen Betriebsbereich eine kritische Drehzahl aufweist. Dies wäre ein fataler Fehler in der Grundauslegung. Dieser kommt vor, ist aber heutzutage durch den Einsatz von spezieller Software nahezu ausgeschlossen.

Wesentlich wahrscheinlicher ist es, dass die Resonanz in der Gesamtstruktur zu suchen ist. Hierfür ist es hilfreich, dass das Schwingungsverhalten im drehzahlveränderlichen Betrieb beobachtet wird. Das Verhalten der Einfach Drehharmonischen ist nach den vorherigen Betrachtungen bekannt. Vielmehr ist der Fokus auf die anderen Frequenzbereiche zu legen.

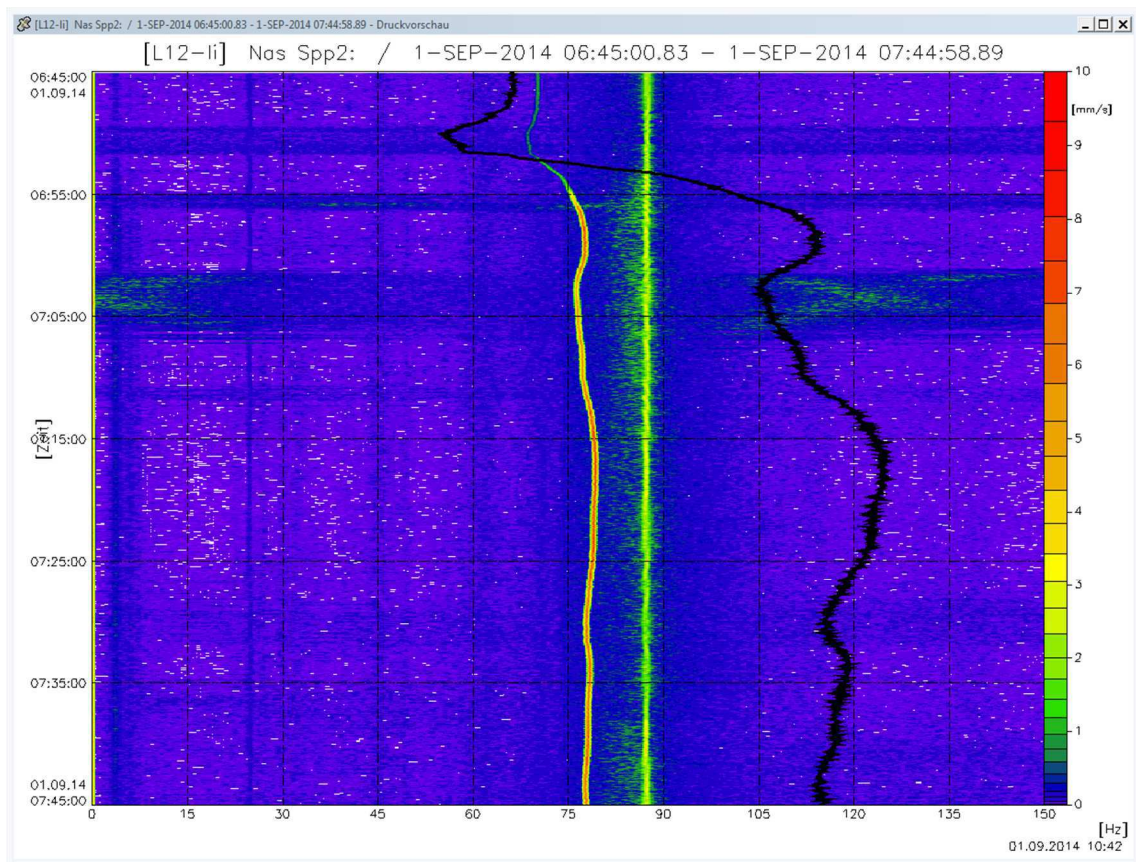


Abbildung 4-4: Spektrogramm der Lagergehäuseschwingung bei Drehzahländerung

In Abbildung 4-4 ist der zeitliche Verlauf der Spektren über der Zeit dargestellt (linke Ordinate). Die Abszisse gibt die Frequenz (0 Hz – 150 Hz) wieder und die Amplitudenhöhe (0 mm/s – 10 mm/s) wird über den Farbverlauf der rechten Achse dargestellt. Diese Darstellungsform der Spektren über die Zeit wird Spektrogramm genannt.

Innerhalb des Spektrogrammes wird der dazugehörige Drehzahlverlauf in schwarz (Skalierung Abszisse: 3600 min^{-1} – 5000 min^{-1}) mit dargestellt. Das Spektrogramm weist zwei dominante Spuren auf. Die über die Drehzahl sich

verändernde Spur ist die Einfach Drehharmonische. Die zweite Spur ist drehzahlunabhängig und weist eine Frequenz von 87,4 Hz auf. Die Ursache für die Frequenz bei 87,4 Hz ($=5244 \text{ min}^{-1}$) ist die Einfach Drehharmonische der Getriebeabtriebswelle, welche über die hydrodynamische Kupplung auf die Hauptpumpenwelle übertragen wird.

Der in Abbildung 4-1 bis Abbildung 4-4 zu beobachtende Anstieg der Amplituden der 1f-Lagergehäuseschwingung ist somit nicht über die Existenz der 87,4 Hz zu erklären, weil der Frequenzabstand mit ca. 10 Hz zu groß ist für eine gegenseitige Anregung.

Anhand der zuvor gesammelten Ergebnisse wurde eine weitere Untersuchung der Strukturresonanzen vorgenommen. Hierbei wird das zu untersuchende Bauteil (nicht antriebsseitige Lager der Hauptpumpe) mit mehreren Sensoren bestückt und mit einem Anschlaghammer angeregt. Mit dem Hammerschlag wird die Struktur mit einem einzelnen Schlag breitbandig angeregt und das System antwortet im jeweiligen Frequenzbereich mit unterschiedlicher Intensität. Am Hammerkopf kann mit Hilfe eines Referenzsensors die eingebrachte Impulskraft gemessen werden. Somit ist ein Bezug zwischen Anregungsenergie und Antwortenergie im jeweiligen Frequenzbereich ermittelbar. Das Ergebnis eines Anschlagversuches ist es, eine Übertragungsfunktion zu bestimmen, mit der anschließend die Empfindlichkeit der Struktur bei Anregung bekannt ist. Bei der Messung wird gleichzeitig der Phasenwinkelbezug zwischen Anregung und Antwort gebildet, sodass Aussagen über Strukturresonanzen möglich sind.

Die Abbildung 4-5 zeigt die ermittelten Übertragungsfunktionen in vertikaler, horizontaler und axialer Richtung. Auf der Abszisse ist die Frequenz (10 Hz – 110 Hz) und auf der Ordinate ist die Empfindlichkeit (in mm/s) dargestellt.

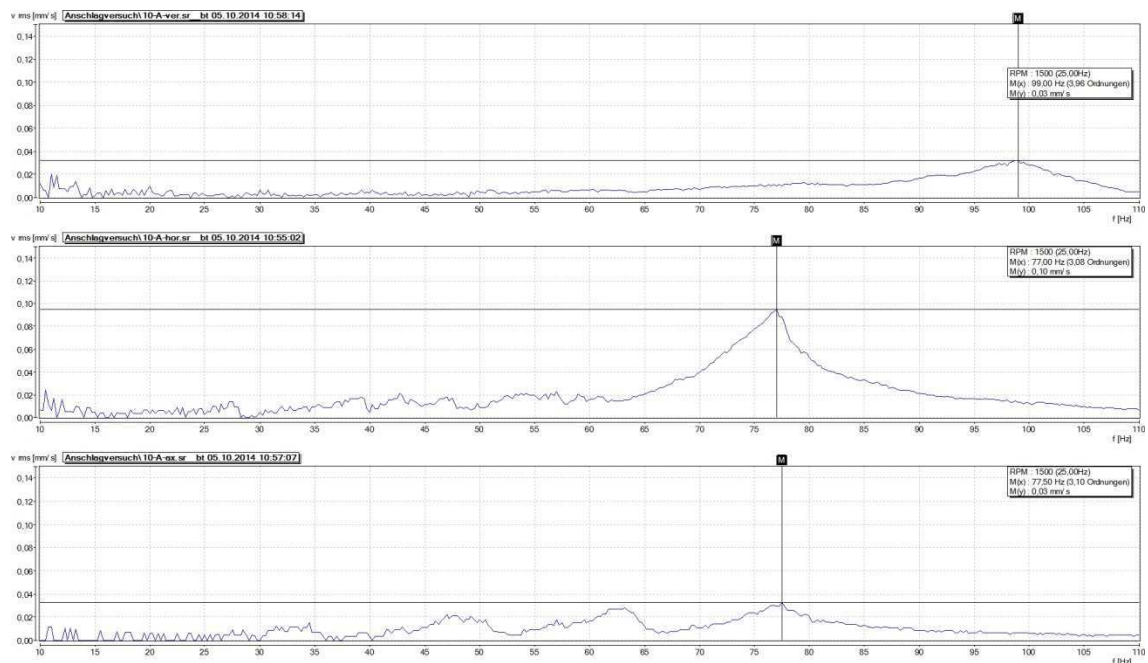


Abbildung 4-5: Ergebnis des Anschlagversuches (Messrichtung von oben: vertikal, horizontal, axial)

Die in horizontaler Richtung ermittelte Übertragungsfunktion (Abbildung 4-5) zeigt eine deutliche Strukturresonanz bei 77 Hz. Umgerechnet in Umdrehungen pro Minute entspricht das 4690 min^{-1} .

Bei Betrachtung der Betriebsdrehzahlen der Hauptpumpe wird klar, dass die Einfach Drehharmonische ($1f$) sich in unmittelbarer Nähe zur Strukturresonanz befindet. Somit wird durch die Einfach Drehharmonische die vorhandene Resonanz angeregt und spiegelt sich im Verhalten der Lagergehäuseschwingungen wieder.

5 Abhilfemaßnahmen

Anhand der gesammelten Ergebnisse aus der Schwingungsanalyse und auch aus anderen Teilbereichen wurde das Vorhandensein der Strukturresonanz bei 77 Hz als Hauptproblem definiert. Um die Lage der Strukturresonanz zu ändern muss die Grundkonstruktion verändert werden. Im einfachsten Fall, sofern möglich, wird die gesamte Struktur mit Streben und / oder Zusatzgewichten versteift. Somit liegt die anschließende Strukturresonanz bei einer höheren Frequenz und liegt nicht mehr im Nenndrehzahlbereich. Mit den Abbildung 5-1, Abbildung 5-2 und Abbildung 5-3 können einzelne Maßnahmen bildlich dargestellt werden. Alle Bauteile die die braune Grundierungsfarbe haben, wurden zusätzlich an die Konstruktion angebracht.



Abbildung 5-1: Anbringen von zusätzlichen Stahlplatten



Abbildung 5-2: Hinzufügen von Zusatzgewicht in Form einer Stahlplatte



Abbildung 5-3: Zusätzliche Verstrebungen

Nach den erfolgten Maßnahmen konnte der Betrieb ohne Einschränkungen in der Leistung durchgeführt werden. Die Lagergehäuseschwingungen zeigten über den gesamten Betriebsdrehzahlbereich keine nennenswerten Auffälligkeiten mehr.

Verwendete Quellen:

- | | |
|-------------------|---|
| [Rol98] | Roloff/ Matek, Maschinenelemente 13.Auflage |
| [DIN ISO 10816-7] | Mechanische Schwingungen, August 2009 |

