

# Keep cool

## Hohe Temperaturen bei Kreiselpumpen im Ex-Bereich vermeiden

Die spätestens ab 1. Juli 2003 umzusetzende Explosionsschutz-Richtlinie ATEX 100 a beschränkt sich gegenüber bestehenden Bestimmungen nicht nur auf elektrische Zündquellen, sondern betrifft auch nicht-elektrische Gehäuseteile, die auf Grund ihrer Oberflächentemperaturen eine Zündquelle darstellen können. Betroffen davon sind auch Pumpen. Der Beitrag beschreibt Analysemöglichkeiten, um hohe Temperaturen und damit Schäden zu vermeiden.



Richard Breisinger, Allweiler

Zur Einteilung in Temperaturklassen innerhalb der für Pumpen maßgebenden Kategorien 2 und 3 und zur Bestimmung der höchst zulässigen Mediumtemperatur in Abhängigkeit der Temperaturklasse muss für alle zu erwartenden Störungen, die zu einer Erwärmung führen, die Temperaturüberhöhung für den ungünstigsten Fall entweder rechnerisch oder experimentell ermittelt werden. Maßgebend ist die höchste Temperatur aller Störungen, die für den jeweiligen Pumpentyp in Betracht kommen. Da die für jeden Pumpentyp nötige Analyse auch Schwachstellen aufdeckt, können gezielt Maßnahmen zur Senkung und Vermeidung unzulässig hoher Temperaturen abgeleitet werden.

### Vorteile von Versuch und Berechnung kombinieren

Die FE-Berechnungen gestatten eine anschauliche Darstellung der Temperaturverteilung bzw. der Strömung. Zudem können durch Vergleichsrechnungen relativ leicht Zusammenhänge erkannt werden. Versuche hingegen liefern genauere Ergebnisse als die Berechnung. Um die Vorteile von Berechnung und Versuch zu kombinieren, wurde die Berechnung anhand von gemessenen

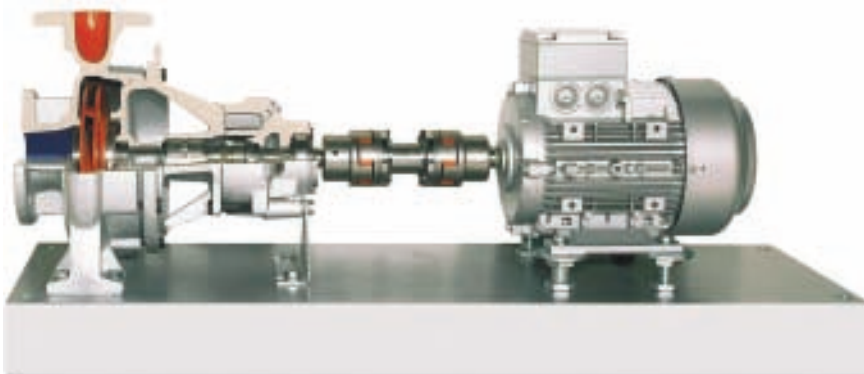
Temperaturen „gecheckt“. Die Erkenntnisse aus den Berechnungen sind größtenteils durch Betriebserfahrung und Auswertung von Schadensfällen abgesichert. Der Beitrag geht beispielhaft auf den vergleichsweise häufig vorkommenden Störfall „radiales Anstreifen einer fliegend gelagerten 1-stufigen Kreiselpumpe“ ein (Bild 1).

Da Druck- und Geschwindigkeitsverteilung im Spiralgehäuse nicht rotationssymmetrisch sind, entsteht eine am Laufrad angreifende Radialkraft. Durch diese Querkraft und möglicherweise zusätzlich noch durch eine unzulässig große Rest-Unwucht durch Verschleiß, Korrosion oder Ablagerungen wird das Laufrad infolge Wellenbiegung und Lagerelastizität aus seiner zentrischen Lage ausgelenkt. Da die Durchbiegung durch den Spalt begrenzt wird, kommt es zum Anstreifen, wenn die ohne Begrenzung sich ergebende Durchbiegung größer wäre als die Spaltweite. Dies passiert jedoch nur dann, wenn die Exzentrizität zwischen Laufrad und Gehäuseausdrehung der Spaltdichtung etwa durch ungünstiges Aufsummieren von Maß- sowie Form- und Lageabweichungen unzulässig groß ist und bzw. oder die Radialkraft sehr groß ist und zufällig in Richtung der engsten Stelle des Umfangsspalt drückt. Die gesamte Exzentrizität setzt sich aus einem statischen und umlaufenden Anteil (Außermittigkeit des Laufrades) zusammen, so dass es zu einem pulsierenden Anstreifen kommen kann oder der Anpressdruck beim Anstreifen schwankt.

Der Radialschub und damit die Wahrscheinlichkeit des Anstreifens steigt mit geringer werdender Teillast, weil die Asymmetrie des Druckfeldes mit zunehmender Abweichung des Volumenstromes vom Auslegungspunkt zunimmt. Darüber hinaus wird das Anstreifen durch eine relativ große Nachgiebigkeit der Welle in Querrichtung begünstigt. Deshalb kommt es bei einer dicken Welle mit kleiner Kraglänge und steifen Lagern nicht so schnell zum Anstreifen wie bei einer dünneren Welle mit größerer Kraglänge und weniger steifen Lagern.

Die Anpresskraft beim Anstreifen ist normalerweise kleiner als der Radialschub, weil es erst nach einer der Spaltweite entsprechen-

1: Fliegend gelagerte, 1-stufige Kreiselpumpe in Grundplatten-aufstellung





**2: Verteilung des Wärmeübergangskoeffizienten in  $W/m^2K$  an den Innenflächen von  $5 \cdot 10^2$  (blau) bis  $1 \cdot 10^5 W/m^2K$  (rot)**

den Durchbiegung zum Kontakt kommt. Der von der Welle aufgenommene Teil der Radialkraft ist nur dann Null, wenn die Spaltweite in Druckrichtung bereits vor dem Aufbringen der Radialkraft Null war. Diese ungünstige Ausgangssituation wurde der Berechnung zu Grunde gelegt.

Die Ermittlung der Wärmeübergangszahlen zwischen bewegtem Fluid und Innenfläche mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie, bei der die Berechnung auf wenige Kenngrößen reduziert wird, ist nur im Saugstutzen und nur für nicht weit unter dem Bestpunkt liegenden Förderströme näherungsweise möglich. Denn bei deutlich unter dem Bestpunkt liegenden Volumenströmen verliert die der Berechnung zu Grunde liegende Annahme einer vollausgebildeten turbulenten Rohrströmung wegen der Verwirbelung, die durch Rezirkulation am Eintritt verursacht wird, ihre Gültigkeit. Deshalb wurden die Wärmeübergangszahlen aus den Ergebnissen von 3-dimensionalen Strömungsberechnungen (CFD) abgeleitet (Bild 2).

## Viele Faktoren beeinflussen thermische Randbedingung

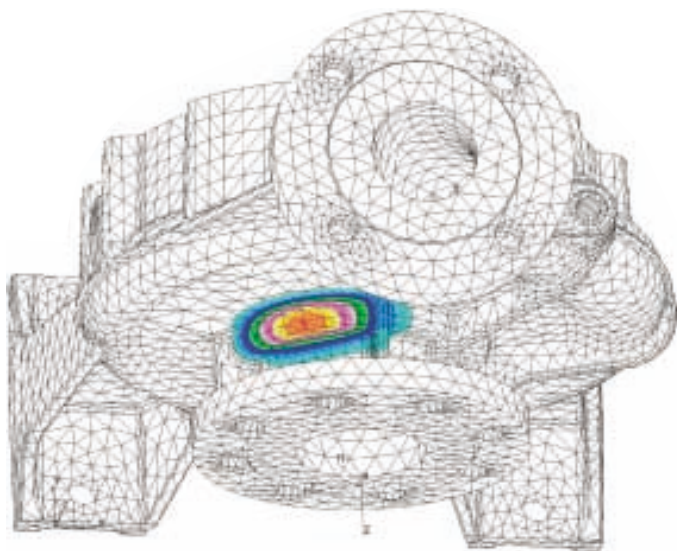
Beim Festlegen der thermischen Randbedingungen musste darüber hinaus auch berücksichtigt werden, dass sich die Radialkraft un-

gleichmäßig auf die beiden Spaltdichtungen an Deckscheibe und Tragscheibe verteilt, die Reibzahl wegen der Gleitlagerwirkung der Spaltdichtungen deutlich niedriger als bei Festkörperreibung, aber deutlich höher als bei einem Gleitlager anzusetzen ist, ein Teil der Reibwärme ins Laufrad fließt und die Verteilung der Reibwärme innerhalb des kleinen Bogenstückes, wo es zum Kontakt kommt, ungleichmäßig ist.

Die durch das Anstreifen verursachte Temperaturerhöhung kann je nach Einzelfall sehr unterschiedlich sein, weil die von Betriebsbedingungen, Art und Temperatur des Fördermediums sowie Typ und Abmessungen der Pumpe abhängigen thermischen Größen innerhalb eines großen Streubereichs liegen. Bei der Untersuchung wurden mehrere Baugrößen verschiedener Bauweisen betrachtet und besonders ungünstige Fälle herausgesucht und gerechnet (Bilder 3 und 4).

Auf Grund der großen Wärmeübergangszahlen zwischen Innenwand und Fluid wird die Reibwärme nur über den nahe an der Reibstelle liegenden Oberflächenbereich abgeführt. Die weiter von der Reibstelle entfernt liegenden Wandbereiche werden kaum erwärmt, weil die von der Reibstelle durch Wärmeleitung abströmende Wärme wegen des starken konvektiven Wärmeüberganges an den Innenflächen schnell vom Fluid aufgenommen wird. Der über die Außenflächen abgeführte Teil der Reibwärme ist selbst bei Förderung heißer Flüssigkeiten und damit größerem Temperaturgefälle zur Umgebung und stärkerer Wärmestrahlung viel kleiner als der vom Fluid abgeführte Anteil, weil die Wärmeübergangszahlen an den Außenflächen sehr viel kleiner sind als an den Innenflächen.

Durch die lokale, auf die nähere Umgebung der Reibstelle beschränkte Erwärmung bildet sich ein „heißer Fleck“. Außerhalb dessen ist die Temperatur an der Gehäuse-Außenfläche nahezu gleich groß wie die Mediumtemperatur, weil der Temperaturabbau beim Wärmedurchgang von innen nach außen zu mindestens 95% beim Wärmeübergang von der Außenfläche zur Umgebung erfolgt. Zur Bestimmung der höchst zulässigen Mediumtemperatur für eine vorgegebene Temperaturklasse muss man von der höchst zulässigen Oberflächentemperatur also nur die errechnete Temperaturüberhöhung abziehen. Allerdings ist die Temperaturüberhöhung selbst wieder von der Mediumtemperatur abhängig, weil die



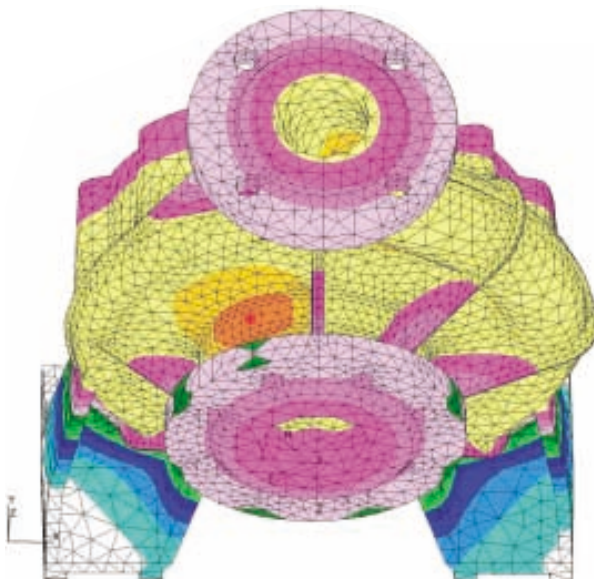
Wärmeübergangszahlen zwischen Fluid und Innenflächen mit steigender Temperatur zu nehmen (Wasser, Öl).

Da jedoch an der Reibfläche keine direkte Wärmeabfuhr durch das strömende Fördermedium möglich ist, wird der Einfluss der Wärmeübergangszahlen an den Innenflächen auf die Temperaturerhöhung stark abgeschwächt. Das wurde durch zusätzliche Vergleichsrechnungen nachgewiesen. Aus diesem Grund kann man die Abnahme der Temperaturüberhöhung mit steigender Mediumtemperatur vernachlässigen und die für den schlimmsten Fall errechnete Temperaturerhöhung vereinfachend als konstant annehmen. Damit trägt man auch der Tatsache Rechnung, dass die Wärmeentwicklung bei hohen Mediumtemperaturen höher sein kann. Denn mit zunehmender Temperatur sinkt die Belastung, bei der es an der „schlechtes Gleitlager“ anzusehenden Spaltdichtung zu Mischreibung kommt. Die Aufheizgeschwindigkeit ist von Fall zu Fall verschieden. Es dauert meist nicht länger als eine halbe Minute, bis die Beharrungstemperatur annähernd erreicht wird.

### Trockenlauf der GLRD rechtzeitig erkennen

Auf Grundlage der Untersuchungsergebnisse wurden in Abhängigkeit der Temperaturklasse die höchst zulässigen Mediumtemperaturen festgelegt. Zusätzlich zum Kriterium „Anstreifen“ war auch das Kriterium „Erwärmung der GLRD im Normalbetrieb“ zu berücksichtigen. Der Trockenlauf der GLRD muss verhindert oder sehr schnell erkannt werden. Ein schnelles Erkennen ist durch Überwachen der Temperatur am stillstehenden Gegenring möglich, so dass die Pumpe rechtzeitig abgeschaltet werden kann. Die Hauptursache für den Trockenlauf, nämlich die mangelnde oder ausbleibende

3 und 4: Temperaturverteilung für die Baugröße 65–250 bei Förderung von warmem Wasser (40 °C) und heißem Thermalöl (250 °C), bei 50% Teillast, einer Drehzahl von 2900 min<sup>-1</sup> und einer Umgebungstemperatur von 40 °C; Temperaturbereich 40 bis 71 °C (Bild 3) bzw. 150 bis 272 °C (Bild 4)



Schmierung durch das Produkt (Pumpe nicht gefüllt, Luft im Medium), kann durch Überwachung des Druckes am Druckstutzen oder der Motorleistung meist, aber nicht immer – Beispiel: lokale Luftansammlung an der GLRD – festgestellt werden.

Je nach Temperaturklasse und Ausfallwahrscheinlichkeit muss darüber hinaus noch die Lagertemperatur überwacht werden, um

das Heißlaufen eines kaputt gehenden Lagers verhindern zu können.

Es muss auch berücksichtigt werden, dass lokale und ungleichmäßige Erwärmungen thermische Spannungen hervorrufen. Aus diesem Grund und wegen des ungünstigen Versagensverhaltens sollten unter Innendruck stehende Gehäuseteile nicht aus Grauguss, sondern einem duktilen Werkstoff sein, wenn beim Bersten die Gefahr droht, dass brennbare, giftige oder heiße Flüssigkeit austreten kann. Diese Empfehlung stützt sich auf die Ergebnisse von DMS-Messungen und Berstversuchen.

In diesem Zusammenhang ist noch darauf hinzuweisen, dass der Schieber unmittelbar nach dem Hochlauf der Pumpe geöffnet werden muss, weil sonst die gesamte Antriebsleistung des Motors in Wärme umgewandelt wird. Die zwischen Pumpe und Schieber „eingeschlossene“ Förderflüssigkeit und damit auch das Gehäuse erwärmt sich immer mehr. Unzulässig hohe Temperaturen werden vor allem wegen des Wärmespeichervermögens von Fluid und Gehäuse erst nach einer mehr oder weniger großen Zeitverzögerung erreicht. Die Zeit bis zum Erreichen der Temperaturgrenze kann je nach Baugröße, Drehzahl, Fördermedium und Lage des Schiebers weniger als 1 min oder mehrere Minuten betragen. Die zulässige Temperaturgrenze wird auf jeden Fall überschritten, wenn der Schieber lange genug geschlossen bleibt und die Pumpe nicht abgeschaltet wird.

## KOMPAKT

### Atex 100 a bei Kreiselpumpen

Die neue Atex 100 a ab 1. Juli 2003 betrifft auch nicht elektrische Gehäuseteile, die auf Grund erhöhter Oberflächentemperatur eine Zündquelle darstellen können. Der Beitrag geht beispielhaft auf die Auswirkung einer Störung ein, für die eine rechnerische Simulation durchgeführt wurde. Zusätzlich zum Kriterium „Anstreifen“ war auch das Kriterium „Erwärmung der GLRD im Normalbetrieb“ zu berücksichtigen. Der Trockenlauf der GLRD muss verhindert oder sehr schnell erkannt werden. Ein schnelles Erkennen ist durch Überwachen der Temperatur am stillstehenden Gegenring möglich, so dass die Pumpe rechtzeitig abgeschaltet werden kann.