

## **5 Kavitation**

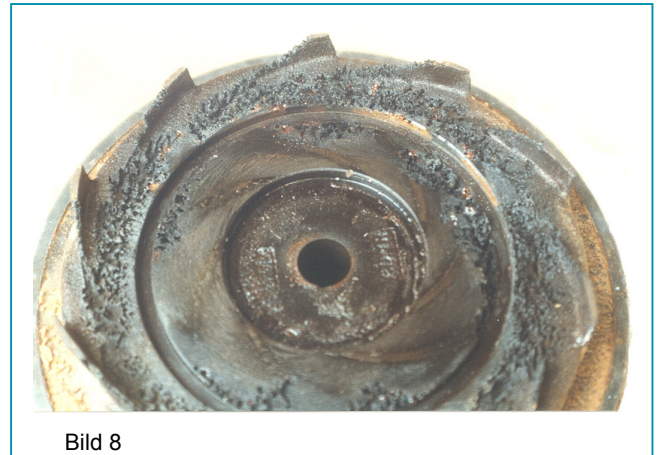
### **1. Ursachen, Anzeichen und Auswirkungen**

Wird infolge zu hohen Unterdruckes oder zu hoher Temperatur der Förderflüssigkeit an der Eintrittskante der Laufradschaufeln der Dampfdruck  $p_D$  erreicht, bilden sich mit Dampf gefüllte Hohlräume. Man bezeichnet diesen Vorgang als Kavitation. Die Folgen sind eine Verengung der Durchflussquerschnitte und damit verbunden eine Verringerung des Förderstromes, ein Verlust an Förderhöhe und somit auch der Nutzleistung, sowie eine Verschlechterung des Wirkungsgrades. Beim Betrieb der Pumpe wahrnehmbare Anzeichen der Kavitation sind mehr oder weniger starke Geräusche und ein unruhiger Lauf der Pumpe.

### **2. Kavitationsschäden**

Die Dampfblasen bilden sich an den Stellen niedrigsten Druckes und verschwinden plötzlich, wenn im weiteren Verlauf der Strömung der Druck ansteigt. Erfolgt dieser Vorgang im Bereich der Laufrad- oder Pumpenwandungen, wird bei der Implosion der Dampfblasen der Werkstoff mechanisch angegriffen. Diese Beschädigungen zeigen sich deshalb nie am Ort des Entstehens der Kavitation, sondern in einer mehr oder weniger großen Entfernung davon. Der Werkstoff wird zernarbt und zerklüftet und zuweilen sogar schwammartig ausgehöhlt.

Bei stark ausgebildeter Kavitation können die Zerstörungen bis zu den Leitschaufeln und deren Umgebung vordringen. In diesem Zustand entstehen an den Leitschaufelspitzen Dampfblasen, wenn die Rückseite (Saugseite) der Laufradschaufeln an den Leitschaufeln vorbeistreicht. Sie brechen wieder zusammen, wenn die Vorderseite (Druckseite) der folgenden Schaufel sich nähert. Das Entstehen und Verschwinden der Dampfblasen an den Leitschaufelspitzen wechselt also periodisch, mit einer Frequenz, die sich aus dem Produkt von Drehzahl und Schaufelzahl ergibt. Während die Kavitationsschäden am Laufrad mehr oder weniger auseinandergezogen sind, werden bei den Leitschaufeln hauptsächlich die Spitzen und ihre Umgebung zerstört. Bemerkenswert ist, dass die Leitschaufeln falls die Kavitation bis zu diesen vordringt, infolge der hohen Frequenz der Schlagwirkungen weit stärker angegriffen werden als das Laufrad. Bild 8 zeigt einen durch starke Kavitation zerstörten Leitschaufelkranz.

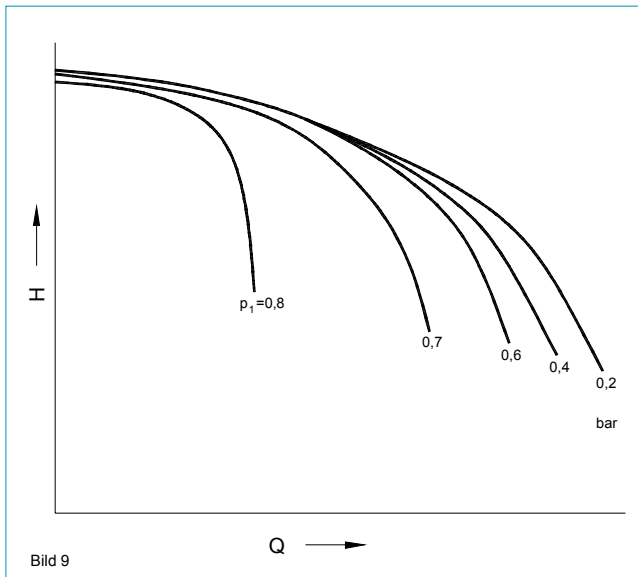


Die im Laufrad mit Dampfblasen gefüllten Bereiche sind nicht von gleichmäßiger Erstreckung. Es entstehen deshalb Unwuchten, einerseits mechanischer Art, infolge ungleicher Flüssigkeitsfüllung in den Schaufelkanälen und andererseits dynamischer Art, aufgrund der unterschiedlichen Druckverteilung über den Umfang des Laufrades. Welle und Lagerung werden heftigen pulsierenden Belastungen ausgesetzt. Bei geschlossenen Laufrädern kann der Achsschubausgleich teilweise oder sogar völlig unwirksam werden und die daraus resultierende höhere Axialbelastung im Zusammenwirken mit den zuvor genannten Kräften die Lagerung innerhalb kurzer Zeiträume zerstören.

Häufig ist die Kavitation mit Korrosion verbunden. Das trifft auch dann zu, wenn die Flüssigkeit nur wenig aggressiv ist. Durch den Zusammenbruch der Dampfblasen werden ursprünglich vorhandene Schutzschichten zerstört und Neubildungen verhindert, die Metalloberfläche wird also ständig für den chemischen Angriff aktiviert. Auf diese Weise kann es selbst bei schwach ausgebildeter Kavitation zu erheblichen Werkstoffzerstörungen kommen.

### **3. Vermeidung von Kavitation**

Bei Unterdruck am Saugstutzen stellt sich stets Kavitation ein, wenn ein bestimmter Förderstrom überschritten wird. In welcher Weise sich die Drosselkurve nach eingetretener Kavitation ändert, geht aus Bild 9 hervor, welches die Drosselkurven einer mit kaltem Wasser betriebenen Leitschaufelpumpe bei verschiedenen Unterdrücken in bar wiedergibt.



Kavitationsfreiheit besteht nur in dem Bereich, in welchem Deckung mit **der** Drosselkurve vorliegt, welcher ein geringerer Unterdruck zugeordnet ist. Es zeigt sich, dass der kavitationsfreie Arbeitsbereich der Pumpe um so kleiner wird, je höher der Unterdruck ist. Bei sehr hohen Unterdrücken besteht überhaupt keine Berührung mit anderen Kurven mehr, was besagt, dass die Pumpe hier bei jedem Förderstrom mit Kavitation arbeitet.

Die im Bild 9 dargestellten Abweichungen von der Pumpenkennlinie entstehen nicht nur in Anlagen mit geodätischer Saughöhe, sondern beispielsweise auch bei Heißwasserförderung mit unzureichender Zulaufhöhe. Kavitationsfreie Förderung ist nur zu erwarten, wenn im Betriebspunkt die NPSHA der Anlage größer ist als die erforderliche NPSH der Pumpe. Um Luftdruckschwankungen, Abweichungen von theoretisch ermittelten Werten, sowie Mess- und Bauleranzen der Pumpe zu berücksichtigen, empfiehlt es sich, einen Sicherheitsabstand von 0,5 m vorzusehen.

Die erforderliche NPSH einer Pumpe wird von den Pumpenherstellern durchweg für einen Zustand ermittelt, in welchem bereits eine gewisse Kavitation eingetreten ist. Üblich ist es einen Förderhöhenabfall in Höhe von 3 % gegenüber der kavitationsfreien Kennlinie zuzulassen. Das gilt für einstufige Pumpen, bei mehrstufigen wird der zulässige Förderhöhenabfall auf die Kennlinie **einer** Stufe bezogen.

Aufgrund dieser Maßnahme ergeben sich für die gleiche Pumpe, je nach Art des Fördergutes, unterschiedliche NPSH. Geht man davon aus, dass der dreiprozentige Förderhöhenabfall beim betrachteten Volumenstrom jeweils durch die Bildung des gleichen sekundlichen Dampfolumens an der Stelle eintretender Kavitation hervorgerufen wird, so erklären sich die unterschiedlichen NPSH der Flüssigkeiten daraus, dass die Stoffeigenschaften jeweils andere Druckhöhenabsenkungen zur Erzeugung dieses Dampfolumens erfordern. So zeigen z.B. bei Einhaltung des 3 %-Kriteriums verflüssigte Kohlenwasserstoffe kleinere NPSH als kaltes Wasser. Da die Stoffgrößen von der Temperatur abhängig sind, hat auch diese einen Einfluss auf die NPSH. Für Wasser verringert sich deshalb die erforderliche NPSH mit steigender Temperatur, wenn ein gleicher Förderhöhenabfall zugelassen wird.

Die NPSH-Messungen für die Kennlinien in den EDUR-Arbeitsunterlagen wurden mit Kaltwasser durchgeführt. Es werden deshalb bei Förderung anderer Flüssigkeiten keine weiteren Zuschläge, die über den üblichen Sicherheitsabstand von 0,5 m hinausgehen, benötigt. Die erforderliche NPSH von Kreiselpumpen gilt jedoch nicht für Flüssigkeiten mit einer Viskosität größer als  $\nu = 1 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

# Berechnungsbeispiele zu Blatt 5 „Kavitation“



## 1. Beispiel einer Anlage mit offenem Saugbehälter

Zur Kühlung von Maschinen wird Wasser mit einer maximalen Temperatur von  $t = 25^\circ\text{C}$  aus einem Becken entnommen, in welchem der Wasserstand bis zu 5 m unter Mitte Pumpe absinken kann. Der erforderliche Förderstrom ist  $Q = 80 \text{ m}^3/\text{h}$ . Die Saugleitung besteht aus 1 Fußventil mit Saugkorb, 12 m Rohrleitungslänge und 1 Rohrbogen; alles in DN 125, womit die für Saugleitungen maximal vertretbare Strömungsgeschwindigkeit von 2 m/s nicht überschritten wird.

Es ist die NPSHA zu berechnen

- a) für eine Aufstellungshöhe 30 m über NN,
- b) für 800 m über NN.

Wir verwenden dazu die Gleichung (14) aus Blatt 4 „Das Saugverhalten der Kreiselpumpe

$$\text{NPSHA} = \frac{10,2 \cdot (p_i + p_b - p_D)}{\rho} - H_{\text{VS}} - H_{\text{S geo}}$$

### $p_i$ Eintrittsdruck der Anlage

Der Wasserspiegel im Becken steht unter atmosphärischem Druck, es ist also weder ein Über- noch ein Unterdruck vorhanden.  $p_i = 0$ .

### $p_b$ Luftdruck am Aufstellungsort

a) Bei Aufstellungshöhe bis 100 m über NN kann mit einem atmosphärischem Druck von 1000 mbar gerechnet werden.  $p_b = 1,0 \text{ bar}$ .

b) Aus der Tabelle auf der Rückseite von Blatt 4 entnehmen wir für eine Höhenlage von 1000 m:  $p_b = 0,9 \text{ bar}$ .

### $p_D$ Dampfdruck

Aus dem Arbeitsblatt „Zustandsgrößen von Wasser“ entnehmen wir für Wasser mit einer Temperatur  $t = 25^\circ\text{C}$ :  $p_D = 0,032 \text{ bar}$ .

### $\rho$ Dichte

Ebenfalls aus diesem Arbeitsblatt  $\rho = 0,997 \text{ kg/dm}^3$ , was unbedenklich auf  $\rho = 1,0$  gerundet werden darf.

### $H_{\text{VS}}$ Verlusthöhe in der Saugleitung

(Siehe Arbeitsblatt „Rohrreibungsverluste“)

Rohrleitungslänge	12,0 m
Gleichwertige Rohrlänge für ein Fußventil mit Saugkorb bei DN 125	26,0 m
<u>Rohrbogen</u>	<u>2,7 m</u>
Summe	40,7 m

Verluste auf 100 m Rohrlänge DN 125 : 2,9 m  
Verluste auf 40,7 m:

$$H_{\text{VS}} = \frac{2,9 \cdot 40,7}{100} = 1,18 \quad \text{m}$$

### $H_{\text{S geo}}$ Geodätische Saughöhe

Vorgegeben mit  $H_{\text{S geo}} = 5 \text{ m}$ :

$$\text{a) NPSHA} = \frac{10,2 \cdot (1,0 - 0,032)}{1,0} - 1,18 - 5 = 3,7 \quad \text{m}$$

Unter Berücksichtigung eines Sicherheitszuschlages von 0,5 m ist ein Pumpenmodell mit einer NPSH = 3,2 m oder weniger zu wählen. Diese Forderung lässt sich mit serienmäßigen 80 m<sup>3</sup>/h-Pumpen und der Normaldrehzahl  $n = 2900 \text{ 1/min}$  noch ohne Schwierigkeiten erfüllen:

$$\text{b) NPSHA} = \frac{10,2 \cdot (0,9 - 0,032)}{1,0} - 1,18 - 5 = 2,7 \quad \text{m}$$

In diesem Falle muss wegen des geringeren Luftdruckes eine Pumpen mit NPSH = 2,2 m bei  $Q = 80 \text{ m}^3/\text{h}$  vorgesehen werden. Dieses führt zwangsläufig zu einer größeren Pumpe, die im vorderen Bereich der Kennlinie arbeitet oder zu einer kostenmäßig sehr viel aufwendigeren Maschine mit der Drehzahl  $n = 1450 \text{ 1/min}$ .

## 2. Beispiel einer Anlage mit geschlossenem Saugbehälter

Aus einem Kondensator sind stündlich 10 m<sup>3</sup> Wasser abzuführen. Die Temperatur beträgt  $50^\circ\text{C}$ , der Unterdruck im Behälter 0,8 bar und der niedrigste Wasserspiegel stellt sich auf eine Höhe von 1,5 m über Pumpenmitte ein. Die Verlusthöhe in der Zulaufleitung sei  $H_{\text{VS}} = 0,2 \text{ m}$ . Am Aufstellungsort herrscht ein mittlerer Luftdruck von 1000 mbar.

Berechnung: Wasser mit  $t = 50^\circ\text{C}$  hat einen Dampfdruck  $p_D = 0,1234 \text{ bar}$ . Um festzustellen, ob es sich im Siedezustand befindet, müssen wir zunächst den **absoluten** Druck im Behälter errechnen:

$$p_{\text{abs}} = p_i + p_b = -0,8 + 1,0 = 0,2 \quad \text{bar}$$

## Berechnungsbeispiele zu Blatt 5 „Kavitation“



Siedezustand ist also nicht vorhanden und die Gleichung (17) liefert keine korrekten Ergebnisse. Wir verwenden deshalb die Gleichung (15).

$$NPSHA = \frac{10,2 \cdot (p_i + p_b - p_D)}{\rho} - H_{VS} + H_{Z_{geo}}$$

### **p<sub>i</sub> Druck im Behälter**

Es handelt sich um Unterdruck, p<sub>i</sub> muss deshalb mit negativem Vorzeichen eingesetzt werden. Einfacher ist es jedoch statt p<sub>i</sub> + p<sub>b</sub> gleich den zuvor errechneten absoluten Druck einzusetzen:

$$p_i + p_b = 0,2 \text{ bar.}$$

Die übrigen Größen bedürfen keiner weiteren Erläuterung

$$\begin{aligned} p_D &= 0,1234 \text{ bar} \\ \rho &= 0,988 \text{ kg/dm}^3 \\ H_{VS} &= 0,2 \text{ m} \\ H_{Z_{geo}} &= 1,5 \text{ m} \end{aligned}$$

$$NPSHA = \frac{10,2 \cdot (0,2 - 0,1234)}{0,988} - 0,2 + 1,5 = 2,09 \text{ m}$$

und mit 0,5 m Sicherheitsabstand NPSHA = 1,6 m.

Für einen Förderstrom von 10 m<sup>3</sup>/h bereitet es keine Schwierigkeiten eine Pumpe mit n = 2900 1/min. und einer NPSH = 1,6 m auszuwählen. Würde man bei dieser Anlage jedoch den Druck bis auf den Siedezustand absenken, ergibt sich mit Hilfe der Gleichung (17), in welche der Sicherheitswert von 0,5 m sogleich einbezogen werden kann, zu:

$$NPSHA = H_{Z_{geo}} - H_{VS} - 0,5 = 1,5 - 0,2 - 0,5 = 0,8 \text{ m}$$

Nunmehr wird man, abhängig von der erforderlichen Förderhöhe, in vielen Fällen auf eine kostengünstige Maschine verzichten müssen und auf eine mit n = 1450 1/min angewiesen sein.