

Die Achsschubaufnahme bei Höchstdruck-Kreiselpumpen

Autor(en): **Rütschi, K.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **117/118 (1941)**

Heft 16: **Sonderheft 25. Schweizer Mustermesse**

PDF erstellt am: **26.04.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-83428>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

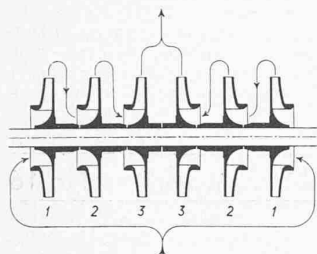


Abb. 2. Doppelseitiger Einlauf

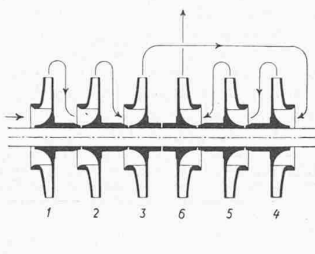


Abb. 3. Einfacheinlauf

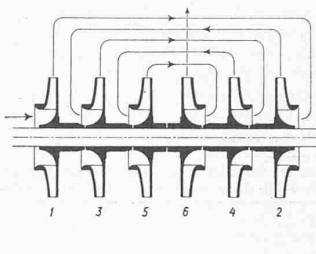
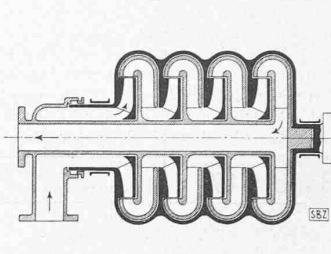
Abb. 4. Wechelseitiger Einlauf
Abb. 2 bis 5. Verschiedene Möglichkeiten zum Ausgleich des Achsschubes durch Gegenströmung

Abb. 5. Hohläuferpumpe ohne Stopfbüchse und Achsschub

Die Achsschubaufnahme bei Höchstdruck-Kreiselpumpen

Von K. RÜTSCHI in Firma Müller A.-G., Brugg

Zur Ueberwindung grosser Förderhöhen oder Drücke werden bei Kreiselpumpen mehrere Laufräder hintereinander geschaltet, die meist einseitigen Wassereintritt haben, wodurch ein Achsschub nach der Saugseite hin entsteht. Dieser kann auf verschiedene Arten aufgenommen oder ausgeglichen werden. Bei der hydraulischen Entlastungsscheibe (Abb. 1) wird der Druck der letzten Stufe auf den Zulaufdruck entspannt und damit die hinter ihr angeordnete Stopfbüchse drucklos. Es entsteht jedoch dabei ein Verlust durch das in den Saugstutzen zurückgeführte Entlastungswasser mit einem entsprechenden Wirkungsgradabfall¹⁾. Zudem ist diese Entlastungsvorrichtung bei Heisswasserpumpen gegen Dampfbildung und Verschleiss empfindlich. Die Entlastungsringe können sich festfressen oder sich abnutzen, wonach die Welle wandert und die Laufräder infolge ihrer Verschiebung gegenüber dem Leitradeintritt Minderleistungen ergeben, oder sogar seitlich streifen. Diese Nachteile veranlassen den Konstrukteur bisweilen zur Aufnahme des Achsschubes mit Kugel- oder Blockdrucklagern. Eine andere Möglichkeit zur Aufnahme des Achsialdruckes besteht in der gegenläufigen Anordnung der Laufräder, wodurch deren Schubwirkungen sich gegenseitig aufheben. Abb. 2 zeigt eine Anordnung, bei der die Fördermenge in zwei Teilströmen an den Aussenseiten der Pumpe eintritt und in der Mitte durch den Druckstutzen abgeführt wird. Dabei wird nicht nur der Achsschub aufgehoben, sondern noch beide Stopfbüchsen der Pumpe drucklos gemacht. Durch das Parallelarbeiten von je zwei Laufrädern wird bei grösseren Förderhöhen die Räderzahl sehr gross; bei kleinen Fördermengen ist diese Anordnung wegen der Unterteilung der Strömung ungeeignet. Bei der Anordnung nach Abb. 3 sind diese Nachteile vermieden; sämtliche Räder sind hintereinander geschaltet. Dagegen steht die druckseitige Stopfbüchse nur unter dem halben Förderdruck und zwischen den beiden letzten inneren Stufen entsteht ein erhöhter Spaltverlust. Die Konstruktion nach Abb. 4 ist in Bezug auf Achsschubausgleich, grösstes Stufendruckgefälle und Stopfbüchsen drücke als Fortschritt zu werten²⁾. Hier ergeben aber die vielen Umleitungs Kanäle von der einen Pumpenseite zur anderen und wieder zurück überaus komplizierte Modelle. Die maximale Stufenzahl ist zudem wegen dem Unterbringen der einzelnen Kanäle am Gehäuseumfang beschränkt und für verschiedenstufige Pumpen werden jedesmal ganz neue Modelle nötig.

Neue Wege geht Schupp³⁾ mit seiner sog. «Hohläuferpumpe», einer mehrstufigen Kreiselpumpe mit umlaufendem Gehäuse, die fest mit einer Dampfturbine so gekuppelt ist, dass die Achs-

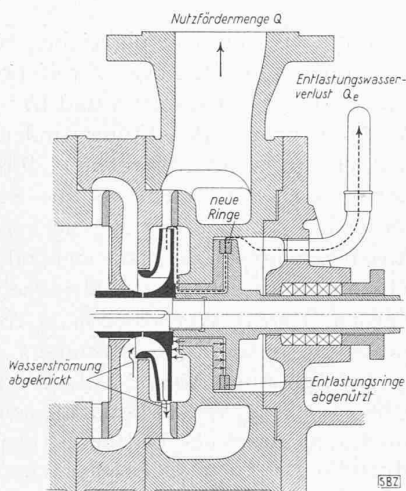


Abb. 1. Achsschubaufnahme bei mehrstufigen Rotationspumpen durch Entlastungsscheibe

schübe von Pumpe und Turbine gegengerichtet sind. Damit eine Druckstopfbüchse entbehrt werden kann, dreht das Gehäuse mit den Laufrädern um die durch das Pumpenmittel führende Druckleitung mit angebaute feststehendem Leitapparat (Abb. 5). Bei einer verbesserten zweiten Bauform ist der Pumpenläufer in den Turbinenläufer hineingeschoben, und es zeichnet sich diese Zusammenbauart besonders durch Platzersparnis und geringes Gewicht aus. Die hohen Temperaturen und Umlaufgeschwindigkeiten (bei der einen Ausführung 130 m/s am Pumpengehäuse!) erfordern jedoch eine ausserordentlich sorgfältige und damit auch teure Bearbeitung. Zudem ist es bei der vereinigten Gruppe mit ineinandergeschobenem Pumpen- und Turbinenläufer infolge der in engen Grenzen vorgeschriebenen Abmessungen nicht immer leicht, die günstigsten Laufradformen zu wählen, wie dies für getrennte Maschinensätze möglich ist. Ob die angestrebte Wirkungsgradverbesserung erreicht wurde, bleibe dahingestellt. Jedenfalls wird der mit dem Wegfall eines Entlastungsorgans erreichte Gewinn durch vermehrte Reibung wettgemacht, denn die durch die Konstruktion bedingte 1,25- bis 1,4fache Durchmesser vergrößerung der im Wasser drehenden Teile ergibt eine Erhöhung der Radreibungsverluste auf das 3- bis 5fache⁴⁾. Welches wesentlichen Anteil an einer Wirkungsgradverschlechterung der Radreibungsverlust nimmt, erkennt man daraus, dass er bei den üblichen, mehrstufigen Pumpen (mit spezifischen Drehzahlen des Einzelrades $n_s = 80 \div 120$) schon $5 \div 10\%$ der Nutzarbeit beträgt. Leider sind über den Wirkungsgrad der ausgeführten Hohläuferpumpe keine Angaben veröffentlicht, mit der Begründung, dass bei Dampfturbinenantrieb die Wirkungsgrade für Pumpe und Turbine nicht getrennt gemessen werden können.

Mit der nachfolgend beschriebenen Doppelsatz-Höchstdruckpumpe beschreibt die Firma Müller A.-G., Abt. Pumpenbau, Brugg, neue Wege zum verlustlosen Achsschubausgleich bei gleichzeitig günstigen Stopfbüchsenverhältnissen (Abb. 6). Die Konstruktion stellt eigentlich eine Weiterentwicklung der sogenannten Doppelsatzgruppen dar, bei denen zwei einzelne Pumpen in Serie geschaltet sind, weil entweder die Stufenzahl einer Pumpe allein zur Bewältigung der grossen Totalförderhöhe nicht ausreicht, oder weil zur Verbesserung des Wirkungsgrades eine grössere Anzahl Laufräder höherer Schnellläufigkeit gewählt werden.

Wie aus Abb. 6 ersichtlich ist, sind die beiden Pumpensätze direkt gekuppelt und werden seitlich angetrieben. Die Verbindung der beiden Einzelpumpen geschieht durch einen nach aussen abgedichteten Gehäusemantel, womit offene Stopfbüchsen vermieden sind. Durch gegenläufige Anordnung der Laufräder heben sich die Achsschübe der beiden Einzelpumpen mit starrverbundenen Rotoren auf. Kleine restliche Achsschübe, wie sie durch Verschiedenheiten in den Spaltabmessungen auftreten können, werden durch das antriebsseitig angeordnete Hochschulter-Kugellager aufgenommen. Die Strömungsrichtung ist aus Abb. 7 zu erkennen. Sie entspricht derjenigen von Abb. 3, wo aber alle Räder in einem Gehäuse untergebracht sind. Diese Wasserführung bringt es mit sich, dass die äussere Stopfbüchse des zweiten Pumpensatzes nur unter dem halben Totaldruck steht. Sie kann aber bei Höchstdrücken durch Anwendung einer Innenlagerung der Welle gemäss Abb. 7a auch ganz weggelassen werden. Ohne die komplizierte Bauform der Hohläuferpumpe zu übernehmen, besitzt das Aggregat dann überhaupt keine Druckstopfbüchse mehr, die nach aussen abzudichten hätte.

Beim Wellendurchtritt im abgedichteten Gehäusemantel verhindert, im Gegensatz zur früher erwähnten Anordnung nach Abb. 3, nun eine Stopfbüchse, zusammen mit einem flüssigkeitsgeschmierten Traglager, das Uebertreten von unzulässig vielem Leckwasser. Auch hier ist das Druckgefälle zwischen der Endstufe der zweiten Pumpe und dem Innenraum des Gehäuse-

¹⁾ «Ueber den Wirkungsgrad von Zentrifugalpumpen», «SBZ», Bd. 109, Seite 62*.

²⁾ Vgl. «Z.VDI», Bd. 74, S. 794* (1930) und Bd. 75, S. 58* (1931).

³⁾ «Die Hohläuferpumpe, u.s.w.» in «Z.VDI», Bd. 84, S. 921* (1940).

⁴⁾ Bei gleicher Drehzahl wachsen die Radreibungsverluste in der fünften Potenz des Durchmessers.

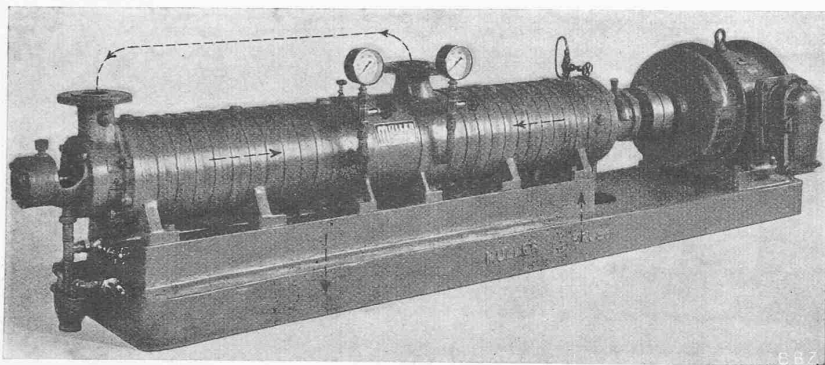


Abb. 8. 2×12-stufige Doppelsatz-Höchst-Druckpumpe MÜLLER, Brugg, für 540 m Druckhöhe

mantels wiederum nur die Hälfte des Totaldruckes. Die Stopfbüchse kann bei Pumpenstillstand durch Wegnahme von Verschlussdeckeln im Gehäusemantel nachgezogen werden.

Aber selbst bei nicht nachgezogener Stopfbüchse werden unzulässig hohe Durchtrittsverluste durch das im Druckdeckel des ersten Pumpensatzes angeordnete Zwischenlager verhindert. Normalerweise herrscht in der Kammer zwischen den beiden Einzelpumpen der Enddruck der Pumpe I, also der halbe Totaldruck. Das aus der Zwischenstopfbüchse austretende Wasser genügt gerade zur Schmierung des Zwischenlagers. Wird nun der Wasseraustritt aus der Stopfbüchse grösser als das Lager zur Schmierung benötigt, so staut sich das Wasser in der Kammer des Gehäusemantels, bis es den gleichen Druck erreicht wie hinter dem letzten Laufrad der Pumpe II. Da nun beiderseits der Stopfbüchse gleiche Drücke herrschen, wird automatisch die Durchtrittsmenge verkleinert, bis sich ein Gleichgewichtszustand einstellt.

Abb. 8 zeigt eine ausgeführte derartige Doppelsatz-Höchst-Druckpumpe für eine Fördermenge von 5 l/s und eine manometrische Förderhöhe von 540 m. Zur Erreichung hoher Wirkungsgrade wurden möglichst viele, im Durchmesser kleine Laufräder gewählt und es dürften hier wohl zum erstenmal bei einer Kreiselpumpe 24 Laufräder auf einer Welle aufgekelt worden sein. Trotz dieser hohen Stufenzahl und der grossen Baulänge ist das Aggregat nicht nur form schön, sondern es zeichnet sich bei 2900 U/min auch im Betrieb durch ruhigen Lauf aus.

Für diese Pumpe war neben hohen Wirkungsgraden auch noch ein stabiler Verlauf der Drosselkurve verlangt. Zu diesem Zweck wurden zahlreiche Vorversuche über die Gestaltung und Vorausberechnung von Drosselkurven durchgeführt (über die demnächst im «Schweiz. Archiv» eingehend berichtet werden soll). Dieser bei Kesselspeisepumpen häufig vorgeschriebene stabile Verlauf der Q/H-Linie hat eine Verschlechterung des Wirkungsgrades zur Folge. Die Laufräder sind mit weniger Schaufeln, oder kleineren Schaufelaustrittswinkeln auszuführen, die eine Vergrösserung des Laufraddurchmessers und damit des Rad-

reibungs-Verlustes mit sich bringen. Unter diesem Gesichtswinkel müssen deshalb die Ergebnisse der auf Grund der

erwähnten Vorversuche sorgfältig entwickelten Konstruktion betrachtet und gewürdigt werden. Auf dem Kurvenblatt Abb. 9 sind die Prüfergebnisse den Garantiewerten gegenübergestellt. Anstelle des zugesicherten Wirkungsgrades von 67% wurde ein solcher von 69% erreicht. Dieser Wert stellt für eine solch kleine Fördermenge schon für eine normale Pumpe, die ausschliesslich nach Gesichtspunkten höchster Wirkungsgrade gebaut werden kann, eine beachtliche Höhe dar. Hierbei ist noch zu bemerken, dass bei der Pumpe mit Rücksicht auf spätern Heisswasserbetrieb die Laufraddichtungsspalte vergrössert waren, sodass eigentlich ein erhöhter Spaltverlust im Ergebnis miteingeschlossen ist. Die hohen erreichten Wirkungsgrade zeigen bei Vergleichen mit bisher bekannten Konstruktionen am besten die Vorteile der neuen Bauart, bei der sämtliche Verlustanteile auf ein Mindestmass beschränkt bleiben.

Die Abnahmeversuche dieser Pumpe wurden im Prüfstand der Firma durch den Vorsteher des Institutes für Hydraulik und hydraulische Maschinen an der E.T.H., Prof. R. Dubs, vorgenommen, während bei den elektrischen Messungen Prof. Dünner mitwirkte. Alle Messinstrumente waren dem Inventar der E.T.H. entnommen; für die Messungen wurden durchwegs Präzisions-Instrumente benützt. Die Wassermessung erfolgte durch Abwägen, wobei die Tara des Messgefässes bei jedem Versuch kontrolliert wurde. Zur Messung der vom Antriebmotor aufgenommenen Leistung dienten zwei Präzisions-Wattmeter mit vorgeschalteten Strom- und Spannungswandlern. Zugleich wurden jeweils auch die Stromstärke und die Spannung gemessen. Die Versuche verliefen vollständig anstandslos; seit einiger Zeit steht diese Höchst-Druckpumpe in einem ausländischen Kraftwerk in strengem Dauerbetrieb.

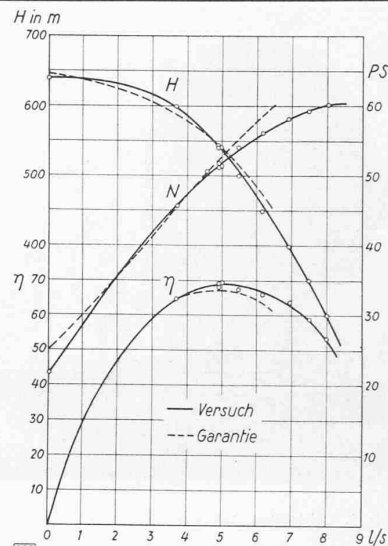


Abb. 9. Leistungskurven

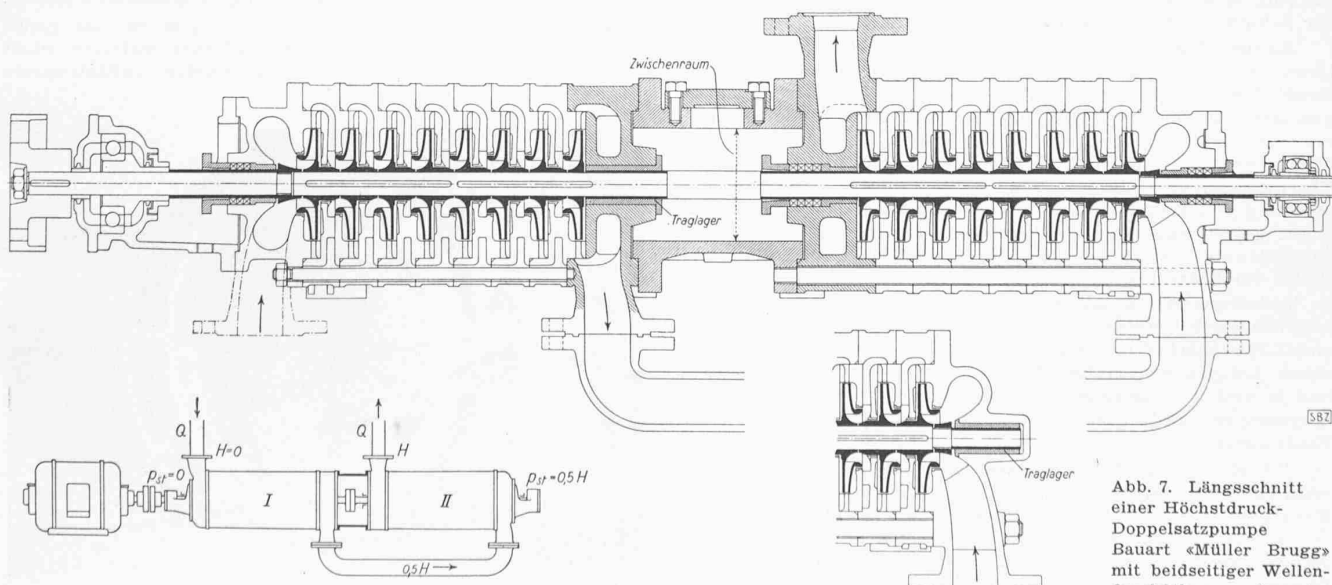


Abb. 6. Doppelsatzpumpe mit Achsschub-Ausgleich

Abb. 7a. mit Innenlagerung auf der Nichtantriebsseite