

Das theoretische Hubvolumen von Verdrängerpumpen

Citation for published version (APA):

Hilbrands, J. W., & Schlösser, W. M. J. (1963). Das theoretische Hubvolumen von Verdrängerpumpen. *Oelhydraulik und Pneumatik*, 7(4), 133-138.

Document status and date:

Gepubliceerd: 01/01/1963

Document Version:

Uitgevers PDF, ook bekend als Version of Record

Please check the document version of this publication:

- A submitted manuscript is the version of the article upon submission and before peer-review. There can be important differences between the submitted version and the official published version of record. People interested in the research are advised to contact the author for the final version of the publication, or visit the DOI to the publisher's website.
- The final author version and the galley proof are versions of the publication after peer review.
- The final published version features the final layout of the paper including the volume, issue and page numbers.

[Link to publication](#)

General rights

Copyright and moral rights for the publications made accessible in the public portal are retained by the authors and/or other copyright owners and it is a condition of accessing publications that users recognise and abide by the legal requirements associated with these rights.

- Users may download and print one copy of any publication from the public portal for the purpose of private study or research.
- You may not further distribute the material or use it for any profit-making activity or commercial gain
- You may freely distribute the URL identifying the publication in the public portal.

If the publication is distributed under the terms of Article 25fa of the Dutch Copyright Act, indicated by the "Taverne" license above, please follow below link for the End User Agreement:

www.tue.nl/taverne

Take down policy

If you believe that this document breaches copyright please contact us at:

openaccess@tue.nl

providing details and we will investigate your claim.

Das theoretische Hubvolumen von Verdrängerpumpen

Theoretical Swept Volume of Displacement Pumps
Le débit théorique de pompes de déplacement

Prof. Dr. ir. W. M. J. Schlösser, ir. J. W. Hilbrands

Ein Kennzeichen einer Verdrängerpumpe ist, daß ein bestimmtes Flüssigkeitsvolumen pro Umdrehung der Pumpenwelle von der Saugseite zur Druckseite der Pumpe verdrängt wird. Bei einer hypothetischen Verdrängerpumpe ohne Verlust ist die Größe dieses Flüssigkeitsvolumens unabhängig vom Druckunterschied, der über der Verdrängerpumpe herrscht.

Dieses von der Welle pro Umdrehung verdrängte Volumen nennt man das theoretische Hubvolumen einer Verdrängerpumpe. In der Veröffentlichung [1] wird dieses theoretische Hubvolumen durch das Symbol W_{th} gekennzeichnet. Dieses Hubvolumen ist für die Beschreibung der Verdrängerpumpenleistung von großem Wert. Die Bestimmung der Verluste in Verdrängerpumpen ist nur dann möglich, wenn die Größe dieses theoretischen Hubvolumens genauestens bekannt ist.

Wie bei der hydrostatischen Leistungsübertragung kann auch das Verhalten mechanischer und elektrischer Antriebe durch dem theoretischen Hubvolumen analoge Begriffe dargestellt werden. Hierfür wurde in der Veröffentlichung [2] der Begriff „Volumität“ geprägt. Die Volumität eines generatorischen oder eines motorischen Teils eines Antriebs ist das Volumen, in dem während einer Wellenumdrehung die sogenannte „Kraftdichte“ herrscht. Für einen hydrostatischen Antrieb bedeutet dies, daß in einer Verdrängerpumpe während einer Wellenumdrehung in der Volumität (Hubvolumen) die Kraftdichte (Druckunterschied über der Pumpe gemessen) herrscht. Die aus dieser Betrachtungsweise sich ergebenden Erkenntnisse sind in [2] beschrieben.

Aus dem Vorhergehenden geht hervor, wie wichtig die tiefgreifende Erforschung des Verhaltens des theoretischen

Hubvolumens bei Verdrängerpumpen ist. In den nachfolgenden Ausführungen sollen deshalb einige Beiträge zur Diskussion über diesen Begriff geliefert werden.

Das geometrische Hubvolumen hypothetischer Verdrängerpumpen ohne Spiel

Als Ausgangspunkt für diese Betrachtung sei die hypothetische Verdrängerpumpe ohne Spiel genommen, obwohl diese Pumpe praktisch nicht zu realisieren ist. Das pro Wellenumdrehung verdrängte Volumen einer nicht zusammendrückbaren Flüssigkeit kann man aus den Abmessungen dieser Pumpe genau bestimmen. Deshalb soll das theoretische Hubvolumen dieser Pumpe mit dem Namen „geometrisches Hubvolumen“ und dem Symbol W_g bezeichnet werden (Tabelle).

Im allgemeinen ist das pro Einheit des Umdrehungswinkels der Welle verdrängte Flüssigkeitsvolumen V eine Funktion des Umdrehungswinkels φ (Bild 1). Bei der Verdrehung um einen Winkel Φ läßt sich das verdrängte Volumen einer nicht zusammendrückbaren Flüssigkeit bestimmen zu

$$W_g = \int_0^{\Phi} V d\varphi. \quad (1)$$

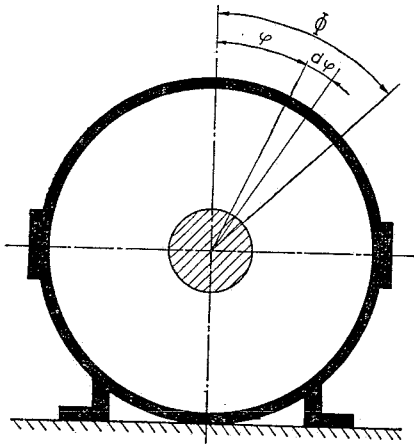
Nach einer vollen Wellenumdrehung wird $\Phi = 2\pi$, wodurch nach Gleichung (1) folgt

$$W_g = \int_0^{2\pi} V d\varphi. \quad (2)$$

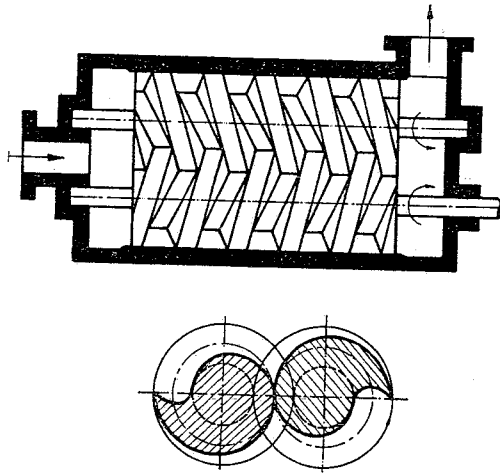
Tabelle: Die verwendeten Größen, ihre Bedeutungen und Dimensionen – Symbols used, their significance and dimensions – Les ordres de grandeur utilisés, leurs significations et dimensions

Größe	Bedeutung	Dimension
b	Durchmesser eines Zahnrades	L
e	Breite eines Leckspaltes	L
k	zu einem Druckunterschied Δp gehörender Faktor	$L^3 T^{-1}$
n	Umdrehungszahl einer Pumpenwelle pro Zeiteinheit	T^{-1}
Δp	Druckunterschied in einer Pumpe	$ML^{-1} T^{-2}$
r	Abstand einer Leckspalte zur Pumpenwelle	L
s	Höhe eines Leckspaltes	L
z	Zähnezahl pro Zahnrad einer Zahnradpumpe	—
F	in einer Schraubepumpe die Fläche des Restquerschnitts, wenn die Oberfläche des achtförmigen Querschnitts der Bohrungen im Pumpengehäuse um die Flächen der Schraubenquerschnitte verringert wird	L^2
Q_e	effektives Strömungsvolumen durch eine Pumpe	$L^3 T^{-1}$
Q'_e	imaginäres effektives Strömungsvolumen durch eine Pumpe, z. B. $Q_e = Q'_e - k \cdot 100$	$L^3 T^{-1}$
Q_m	Mitschlepp-Strömungsvolumen durch eine Pumpe	$L^3 T^{-1}$
R_g	Radius des Grundkreises eines evolventisch außenverzahnten Zahnrades	L
R_k	Radius des Kopfkreises eines evolventisch außenverzahnten Zahnrades	L

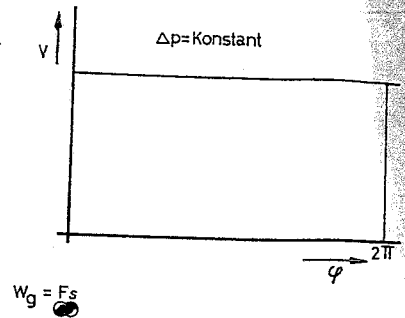
Größe	Bedeutung	Dimension
R_s	Radius des Betriebsteilkreises eines evolventisch außenverzahnten Zahnrades	L
S	Steigung einer Schraube in einer Schraubepumpe	L
T_1	Temperatur der Flüssigkeit an der Eintrittsseite einer Pumpe	Θ
V	verdrängtes Volumen pro Einheit des Umdrehungswinkels der Welle	L^3
W	verdrängtes Volumen bei einem Umdrehungswinkel Φ	L^3
W_e	effektives Hubvolumen einer Pumpe	L^3
W_g	geometrisches Hubvolumen einer Pumpe	L^3
W_m	pro Umdrehung von der Pumpe mitgeschlepptes Volumen	L^3
W_{th}	theoretisches Hubvolumen einer Pumpe	L^3
$W_{g \max}$	Maximalwert des geometrischen Hubvolumens	L^3
$W_{g \text{ gem}}$	Durchschnittswert des geometrischen Hubvolumens	L^3
$W_{g \min}$	Minimalwert des geometrischen Hubvolumens	L^3
ω	Winkelgeschwindigkeit einer Pumpenwelle	T^{-1}
φ	Umdrehungswinkel einer Pumpenwelle	—
Φ	durchlaufener Umdrehungswinkel einer Pumpenwelle	—



1: Umdrehungswinkel φ und $\bar{\Phi}$ der Pumpenwelle
 - Angle of rotation φ and $\bar{\Phi}$ of pump shaft -
 Angle de rotation φ et $\bar{\Phi}$ de l'arbre de pompe



2: Verdrängte Flüssigkeitsmenge V als Funktion des Umdrehungswinkels φ bei einer Schraubepumpe -
 Displaced fluid volume V as a function of the angle of rotation φ with a worm pump - Volume de
 liquide déplacé V en fonction de l'angle de rotation φ dans le cas d'une pompe à vis



Wir untersuchen nun den Zusammenhang von W_g mit den konstruktiv bedingten Parametern für einzelne Verdrängerpumpen. Über dieses Thema wurde bisher nur wenig Zutreffendes veröffentlicht.

Bei den Schraubepumpen ist $V = FS/2\pi$ unabhängig von φ (Bild 2). Infolgedessen gilt für Schraubepumpen

$$W_g = \int_0^{2\pi} \frac{FS}{2\pi} d\varphi = FS. \quad (3)$$

Wichtig ist hier die genaue Definierung der Oberfläche F . Hierüber findet man bei manchen Autoren falsche Angaben, z. B. bei [3] und [4]. Diese Oberfläche F ist gleich der Fläche des achtförmigen Querschnitts der Bohrungen im Pumpengehäuse, verringert um die Oberflächen der Schraubenquerschnitte.

Für Zahnradpumpen mit zwei evolventisch außenverzahnten Rädern findet man genaue Angaben über V und W_g in [5] und [6] (Bild 3):

$$W_g = \int_0^{2\pi} V d\varphi = z \int_{-\frac{1}{2}(\frac{2\pi}{z})}^{+\frac{1}{2}(\frac{2\pi}{z})} V d\varphi = 2\pi b \left(R_k^2 - R_s^2 - R_g \frac{\pi^2}{3z^2} \right). \quad (4)$$

Vereinfachte Formeln für das geometrische Hubvolumen von Zahnradpumpen können fehlerhafte Ergebnisse bringen, und zwar für W_g bis zu + 5%. Wird dieser falsche Wert für die Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades angewendet, so wird der ermittelte Wert um 5% zu niedrig sein, abgesehen von den Ungenauigkeiten bei der Messung der Fördermenge.

Für die Bestimmung des geometrischen Hubvolumens von Flügelzellenpumpen

und von Kolbenpumpen sind meistens die richtigen Formeln bekannt. Deshalb soll hier auf eine eingehendere Betrachtung verzichtet werden.

Die Größe des geometrischen Hubvolumens von Verdrängerpumpen ohne Spiel läßt sich schon im Entwurfsstadium bestimmen. Bei exakten Messungen an Pumpen mit Spiel stellt man allerdings fest, daß dieses geometrische Hubvolumen ungeeignet ist, für die spätere Verlustbestimmung verwendet zu werden. Die Ursachen dafür werden in den nachfolgenden Abschnitten untersucht.

Das theoretische Hubvolumen von Verdrängerpumpen mit Spiel, jedoch ohne Lagerspiel

Diese Pumpen können ebenfalls nicht realisiert werden. Bei den Ausführungen in diesem Absatz wird auf das Lagerspiel noch kein Bezug genommen, um die Beobachtungen besser beschreiben zu können. Das Vorkommen von Spielen zwischen den Teilen einer Verdrängerpumpe bewirkt das Auftreten von Leckspalten in dieser Maschine. In diesen Leckspalten treten Mitschleppeffekte auf. Einmal liefert ein Mitschleppeffekt einen positiven Anteil zum theoretischen Hubvolumen, ein anderes Mal einen negativen. Der Gesamteffekt aller Mitschleppanteile kann einen positiven oder einen negativen Beitrag zum theoretischen Hubvolumen liefern. Dies ist abhängig vom betrachteten Pumpentyp und von der Größe der verschiedenen Spiele. Der Mitschleppanteil einer Lecköffnung (Bild 4) wird ausgedrückt durch

$$Q_m = \frac{1}{2} r \omega e s. \quad (5)$$

Die Anteile aller Lecköffnungen, positiv oder negativ, ergeben sich zu

$$\Sigma Q_m = \pi n \Sigma r e s. \quad (6)$$

Somit ist

$$n W_m = \pi n \Sigma r e s. \quad (7)$$

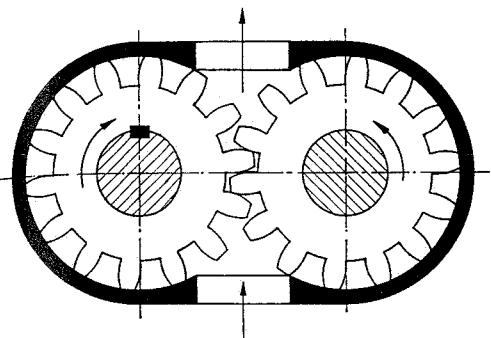
Für das theoretische Hubvolumen W_{th} von Verdrängerpumpen und -motoren gilt

$$W_{th} = W_g + W_m. \quad (8)$$

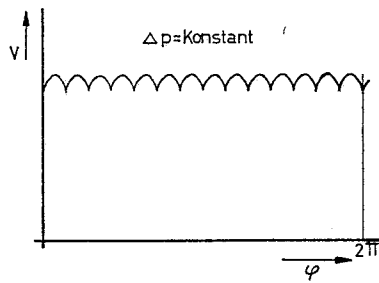
Bei Schraubepumpen ist $W_m = 0$, weil alle Mitschleppeffekte senkrecht zur Transportrichtung von der Saugseite zur Druckseite gerichtet sind. Bei Schraubepumpen ist daher $W_{th} = W_g$. Bei den reinen Mitschleppumpen ist $W_g = 0$ und infolgedessen $W_{th} = W_m$. Eine Pumpe dieses Typs wird von Wilson in [7] beschrieben und für die Förderung einer zähen, aber „dichtelosen“ Flüssigkeit analysiert. In Bild 5 ist das Prinzip dieser Mitschlepppumpe wiedergegeben.

Die übrigen Verdrängerpumpen muß man als Zwischenformen zwischen den „reinen“ Verdrängerpumpen (z. B. Schraubepumpen) und den „reinen“ Mitschleppumpen ansehen. Eine Schätzung der relativen Größe von W_m bei einer Zahnradpumpe des Dreiplattentyps mit den gebräuchlichen Werten für die Größe der Spiele zeigt, daß $W_m = 0,02$ bis $0,03 W_g$ ist. Damit kann W_m bei dieser Pumpenart nicht mehr mit Rücksicht auf W_g außer Betracht gelassen werden.

Auch bei Flügelzellenpumpen und Kolbenpumpen darf W_m nicht unberücksichtigt bleiben. Bei Kolbenpumpen kann der Mitschleppanteil gering sein, aber das zeigt sich erst, nachdem genaue Messungen an diesen Pumpen vorgenommen worden sind.



$$W_g = 2\pi b (R_k^2 - R_s^2 - R_g^2 \cdot \frac{\pi^2}{3z^2})$$



3: Verdrängte Flüssigkeitsmenge V als Funktion des Umdrehungswinkels φ bei einer Zahnradpumpe – Displaced fluid volume V as a function of the angle of rotation φ with a gear pump – Volume de liquide déplacé V en fonction de l'angle de rotation φ dans le cas d'une pompe à engrenage

Bei Verdrängerpumpen mit Druckausgleich in den Leckspalten verändert sich die Höhe s der Leckspalte mit zunehmendem Druckunterschied in diesen Öffnungen. Eine gute Beschreibung dieses Grundgedankens gibt Molly in [8]. Bei Pumpen mit Druckausgleich muß darum mit einer Veränderung von W_{th} in der Größenordnung von W_m für die zu betrachtende Pumpe gerechnet werden.

Bei Verdrängerpumpen ohne Druckausgleich in den Leckspalten wird der Arbeitsdruck die Größe von W_{th} durch die Dehnfähigkeit des Pumpengehäuses beeinflussen können. Die Größenordnung dieses Einflusses ist zu vergleichen mit W_m oder einem geringeren Teil davon, je nach dem Steifheitsgrad des Pumpengehäuses. Das Streben nach

geräuscharmen Pumpen führt zu stets unelastischeren Pumpengehäusen. Hierdurch wird der Einfluß des Arbeitsdruckes auf W_m und somit auf W_{th} immer kleiner.

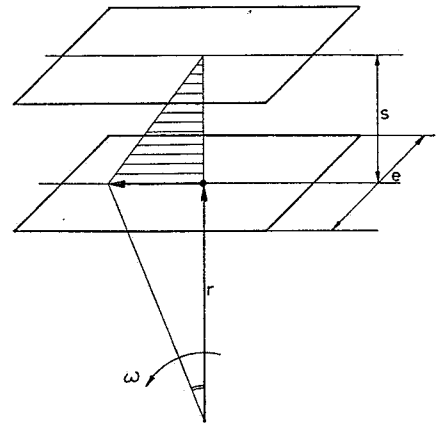
Auch ist ein Einfluß der Temperatur auf W_m und also auf W_{th} nicht ausgeschlossen. Es ist deshalb erforderlich, die Temperatur der geförderten Flüssigkeit während der Messung zu beherrschen. Durch die richtige Materialpaarung in modernen Pumpen ist dieser Einfluß gering.

Das theoretische Hubvolumen von Verdrängerpumpen mit Spiel einschließlich Lagerspiel

Hiermit sind wir bei der Betrachtung einer realisierbaren Verdrängerpumpe angelangt. Diese Pumpe ist allen oben erwähnten Einflüssen auf W_{th} unterworfen. Dazu kommt aber nun noch der wichtige Einfluß des Lagerspiels auf W_{th} . Durch die Lagerspiele werden die Teile dieser Pumpe in ihren relativen Versetzungen eine geringe kinematische Unbestimmtheit (Unsicherheitsfaktor) zeigen. Im allgemeinen beeinflusst diese kinematische Unbestimmtheit sowohl die Größe von W_g als auch die Größe von W_m .

Die Schraubenpumpe entzieht sich wiederum dieser Regel. In Bild 2 zeigt sich, daß die Lagerspiele auf W_g keinen Einfluß ausüben können. Weil bei Schraubenpumpen $W_m = 0$ ist, wird bei diesen Pumpen auch kein Einfluß der Lagerspiele auf W_{th} festzustellen sein.

Bei Zahnradpumpen mit zwei evolventisch außenverzahnten Rädern ist diese Einwirkung wohl festzustellen. An Hand von Gleichung (4) kann man die Einwirkung der Lagerspiele über Teilkreis-



4: Mitschleppeneffekt in einer Leckspalte im Abstände r von der Pumpenwelle – Dragging effect in a leakage gap at a distance r from the pump shaft – Effet d'entraînement dans un interstice de fuite à une distance r de l'arbre de pompe

radius R_s auf W_g bestimmen. Wenn man praktisch auftretende Spiele einsetzt, ergibt sich

$$\frac{W_{g \max} - W_{g \min}}{W_{g \text{ gem}}} \cdot 100\% = 2 \text{ bis } 3\%$$

$$\text{von } W_{g \text{ gem}} = \frac{W_{g \max} + W_{g \min}}{2}$$

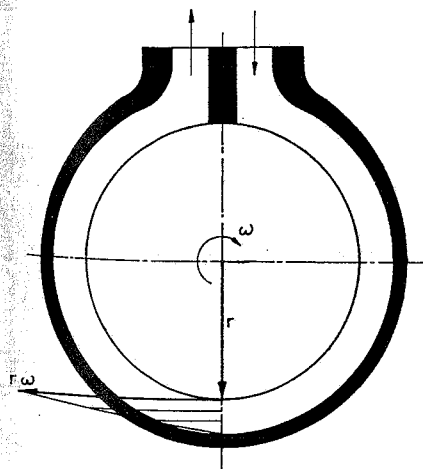
Obwohl der Einfluß der Lagerspiele auf W_m ebenfalls groß ist, wird es deutlich, daß eine Unbestimmtheit von 2 bis 3% von W_g schon für die genaue Verlustbestimmung nicht mehr zulässig ist.

Das Auftreten eines geringen Druckunterschiedes in einer Verdrängerpumpe wird die beschriebene kinematische Unbestimmtheit und die hieraus entstehenden Folgen ausschalten. Dieser geringe Druckunterschied drückt die Teile in eine solche Lage, daß die Größe von W_{th} einen bestimmten Wert annimmt. Man stellt dann aber gleichzeitig fest, daß ein Leckstrom entsteht, der die Bestimmung von W_{th} erschwert.

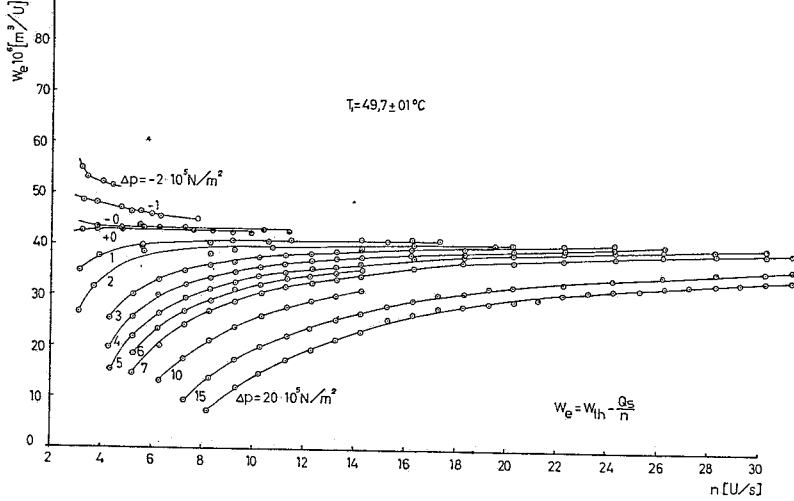
Aus den Erläuterungen der vorangegangenen Abschnitte wird deutlich, daß eine Methode zur Messung und eine Auswertung der Meßergebnisse gefunden werden mußte, die bei Pumpen mit Lagerspiel einen repräsentativen Wert für W_{th} liefert. Diesen Wert des theoretischen Hubvolumens nennen wir „gemessenes theoretisches Hubvolumen“ einer Verdrängerpumpe mit dem Symbol W_{th} .

Die Bestimmung des gemessenen theoretischen Hubvolumens einer Schraubenpumpe

Die Schraubenpumpe erwies sich als gegen den Einfluß der Lagerspiele auf



5: Prinzip einer „reinen“ Mitschlepppumpe – Principal method of operation of a „genuine“ dragging pump – Principe de fonctionnement d'une „pure“ pompe d'entraînement



6: Meßergebnisse an einer Schraubepumpe – Readings taken on a worm pump – Résultats de mesures effectuées sur une pompe à vis

Die Bestimmung des gemessenen theoretischen Hubvolumens von Verdrängerpumpen, welche von den Lagerspielen beeinflusst werden

Die Wiedergabe von Meßergebnissen wie von Bild 6 und 7 führt hier nicht zu dem erwünschten Ziel. Bei kleinen Druckunterschieden Δp in der Pumpe äußert sich die kinematische Unbestimmtheit des Stellungsverhältnisses der Pumpenteile zueinander sehr stark. Wegen des Auftretens dieser Variation tritt als Funktion der Drehzahl eine Abweichung auf, die nicht hyperbolisch ist. Diese Variation ist gut reproduzierbar. Der richtige Verlauf dieser Variation ist uns noch nicht mit Sicherheit be-

W_{th} unempfindlich. Aus diesem Grunde ist die Bestimmung des gemessenen theoretischen Hubvolumens bei dieser Pumpenart ziemlich einfach.

Führt man Messungen an einer Schraubepumpe bei verschiedenen sich verringenden Werten eines positiven Druckunterschiedes Δp in der Pumpe aus, so können die Meßergebnisse gemäß Bild 6 und 7 wiedergegeben werden. Nachdem dieser Druckunterschied bis zum Wert Null abgenommen hat, wurden bei einem in absolutem Betrag abnehmenden negativen Druckunterschied in der Pumpe die gleichen Messungen ausgeführt.

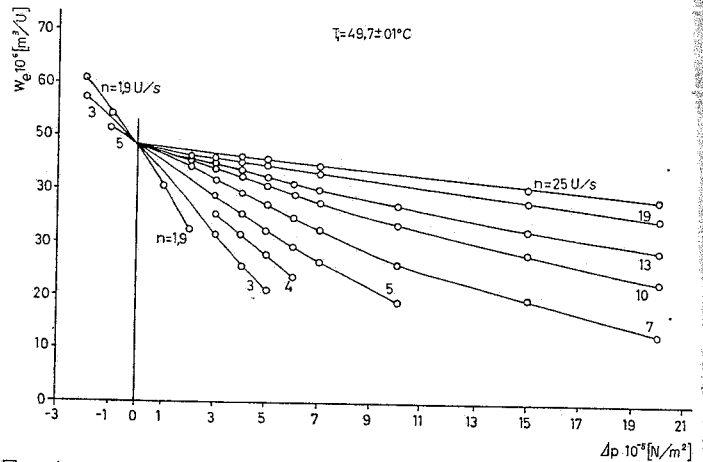
Die Ursache für das Auftreten von zwei Meßkurven bei dem Druckunterschied Null liegt in den inneren Strömungsverlusten der Pumpe.

In den Bildern ist jeder eingezeichnete Punkt der errechnete Durchschnittswert von fünf Messungen. Außerdem ist es notwendig, daß sich die Temperatur der geförderten Flüssigkeit während der Messung nur wenig verändert. Bei dieser Messung betrug diese Temperatur $49,7 \pm 0,1^\circ\text{C}$. Die Bilder 6 und 7 sind [9] entnommen.

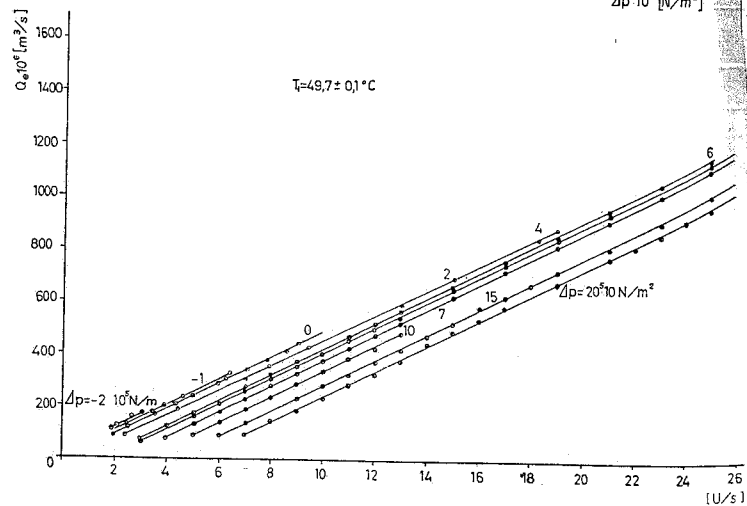
Die Genauigkeit, mit der W_{th} bei Schraubepumpen bestimmt werden kann, liegt bei $\pm 0,2\%$. Mit größerer Genauigkeit kann weder die Bestimmung von W_{th} noch die Bestimmung des volumetrischen Wirkungsgrades von Schraubepumpen festgestellt werden.

Auf Grund des in [1] beschriebenen mathematischen Modells der Verdrängerpumpen müssen die Kurven in Bild 6 Hyperbeln sein. Dieser Forderung wird in hohem Maße Genüge getan. In Bild 8 müssen die Meßpunkte, demselben mathematischen Schema zufolge, auf einer Geraden liegen. Das Korrelationsverhältnis der Meßpunkte zu den Geraden ist tatsächlich bei exakter Messung sehr hoch.

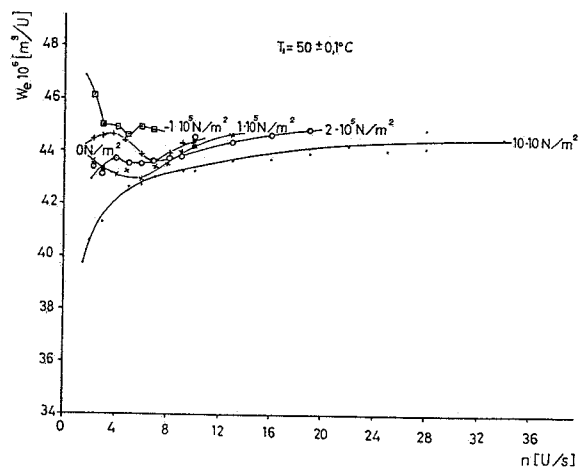
7: Meßergebnisse an einer Schraubepumpe – Readings taken on a worm pump – Résultats de mesures effectuées sur une pompe à vis



8: Meßergebnisse an einer Schraubepumpe – Readings taken on a worm pump – Résultats de mesures effectuées sur une pompe à vis



9: Meßergebnisse an einer Zahnradpumpe – Readings taken on a gear pump – Résultats de mesures effectuées sur une pompe à engrenage



kannt. Man vergleiche auch [10] auf Seite 115.

Wegen des Auftretens dieser Variation sind wir der Meinung, daß die von Wilson [7] beschriebene Methode zur Bestimmung von W_{th} im allgemeinen nicht zu einem brauchbaren Resultat führt. Bei dieser Methode wird W_{th} nur dann gemessen, wenn der Druckunterschied Δp in der Pumpe gleich oder nahezu Null ist.

Wichtig ist es festzustellen, daß bei zunehmendem Druckunterschied in der Pumpe der hyperbolische Verlauf der Meßkurve wieder auftritt. In Bild 9 ist dies wieder bei $\Delta p = 10 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-2}$ der Fall. Es zeigt sich, daß dieser Druckunterschied die kinematische Un-

nommen. Mit der Methode der kleinsten Quadrate ist die Gleichung der Geraden in den Bildern 10, 11 und 12 zu bestimmen und hieraus der Wert des Richtungskoeffizienten abzuleiten. Dieser Wert ist dann gleich W_{th} .

Bei genauen Messungen ist nun deutlich festzustellen, daß die Größe von W_{th} tatsächlich vom Druckunterschied Δp in der Pumpe abhängt. Einmal zeigt sich, daß W_{th} mit zunehmendem Δp abnimmt, ein anderes Mal nimmt W_{th} zu, je nach der Bauart der Verdrängerpumpe. Diese Veränderung von W_{th} liegt in ihrem Wert um 2% über $70 \cdot 10^5 \text{ N m}^{-2}$, der Zunahme von Δp .

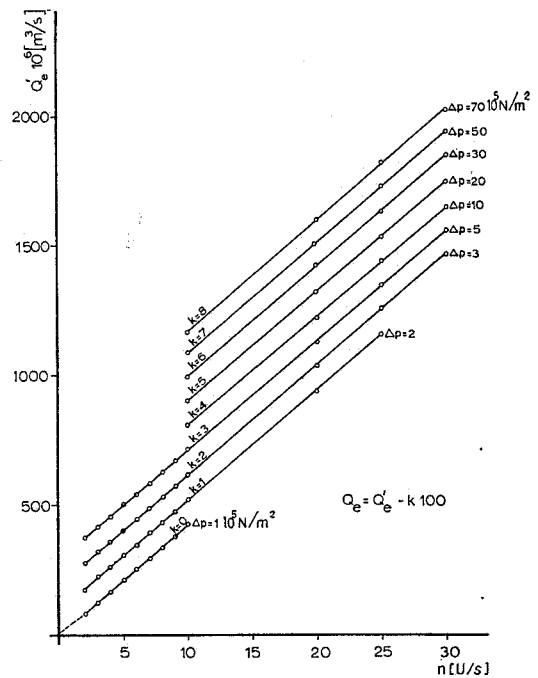
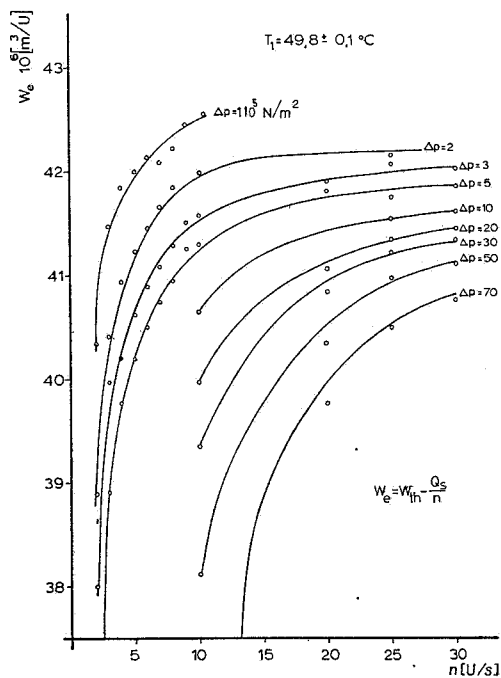
Zusammenfassend kann man also sagen, daß mit Ausnahme von Schrauben-

schied in der Pumpe der Wert von W_{th} gemessen wurde. Mit dem Einfluß der Veränderung von W_{th} kann dann bei Angabe des Genauigkeitsgrades durch den Fabrikanten gerechnet werden.

Zusammenfassung

Das in einer Verdrängerpumpe pro Umdrehung der Pumpenwelle verdrängte Volumen ist eine für die Beschreibung dieser Pumpe wichtige Größe. Dieses theoretische Hubvolumen gestattet, die Verluste in Verdrängerpumpen zu bestimmen. Hier werden, ausgehend von hypothetischen Pumpen ohne Spiel über hypothetische Pumpen mit Spiel, die theoretischen

10: Meßergebnisse an einer Zahnradpumpe mit Druckausgleich —
Readings taken on a gear pump with pressure compensation —
Résultats de mesures effectuées sur une pompe à engrenage à compensation de pression



bestimmtheit eliminiert. Bei einem anderen Pumpentyp trifft dies bei einem anderen Druckunterschied zu.

Obwohl die Kurven von Bild 9 an einer Zahnradpumpe des Dreiplattentyps gemessen wurden, können wir auf Grund anderer Messungen dieses Verhalten für alle Verdrängerpumpen als typisch bezeichnen, mit Ausnahme der Schraubenpumpen. Das Maß, in welchem diese Variation von W_e auftritt, hängt vom Pumpentyp ab und liegt zwischen dem Verhalten einer Schraubenpumpe einerseits (Bild 6) und dem Verhalten einer Zahnradpumpe andererseits (Bild 9).

Meßwerte aus dem kinematisch bestimmten Gebiet sind für drei Verdrängerpumpen in den Bildern 10, 11 und 12 festgelegt. Diese Bilder sind [11] ent-

pumpen das gemessene Hubvolumen der Verdrängerpumpen vom Druckunterschied in diesen Pumpen abhängig ist. Bei sehr niedrigen Druckunterschieden äußert sich eine kinematische Unbestimmtheit der Pumpenteile in W_{th} . Unter dem Einfluß des Druckunterschieds in der Pumpe ergibt sich, daß W_{th} bei höheren Drücken eine dauernde Veränderung erfährt. Inwieweit diese Erscheinung auch durch die Zusammendrückbarkeit der Flüssigkeit verursacht wird, soll an anderer Stelle behandelt werden. Für die Verlustbestimmung muß man mit dieser Veränderung von W_{th} als Funktion von Δp rechnen. Für praktische Zwecke, wie etwa zur Festlegung von Leistung und Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen, genügt die Angabe, bei welchem Druckunter-

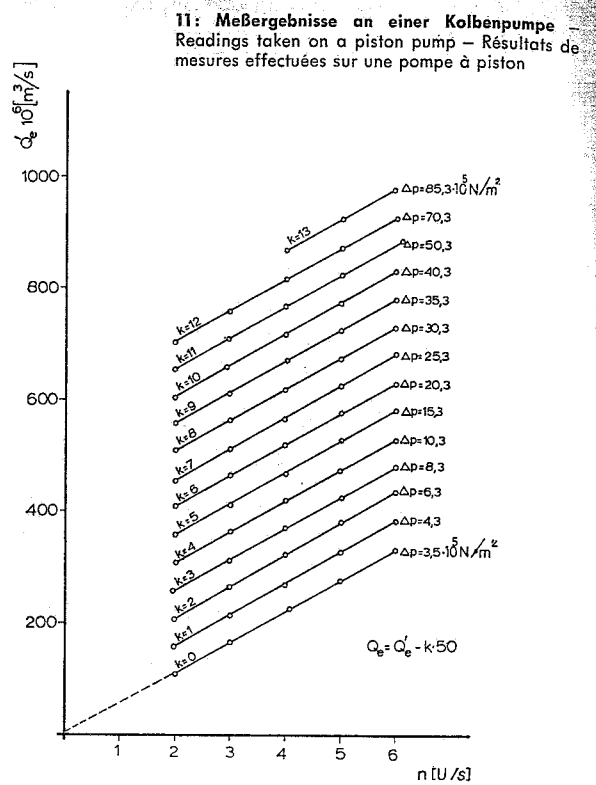
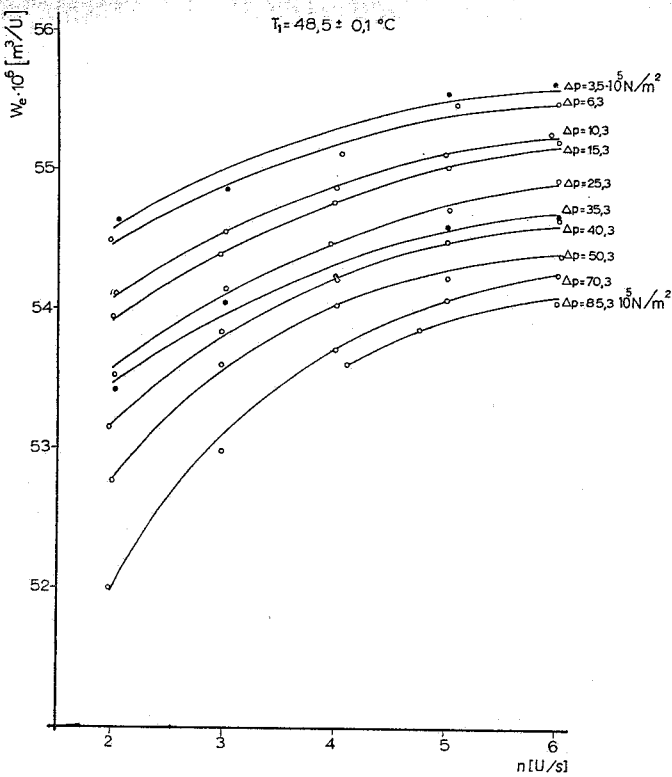
Hubvolumen an praktisch ausgeführten Verdrängerpumpen berechnet.

Summary

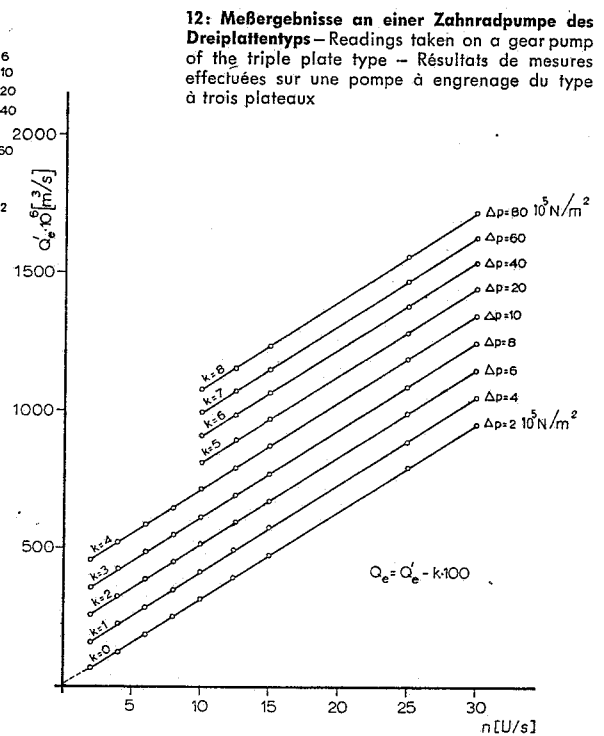
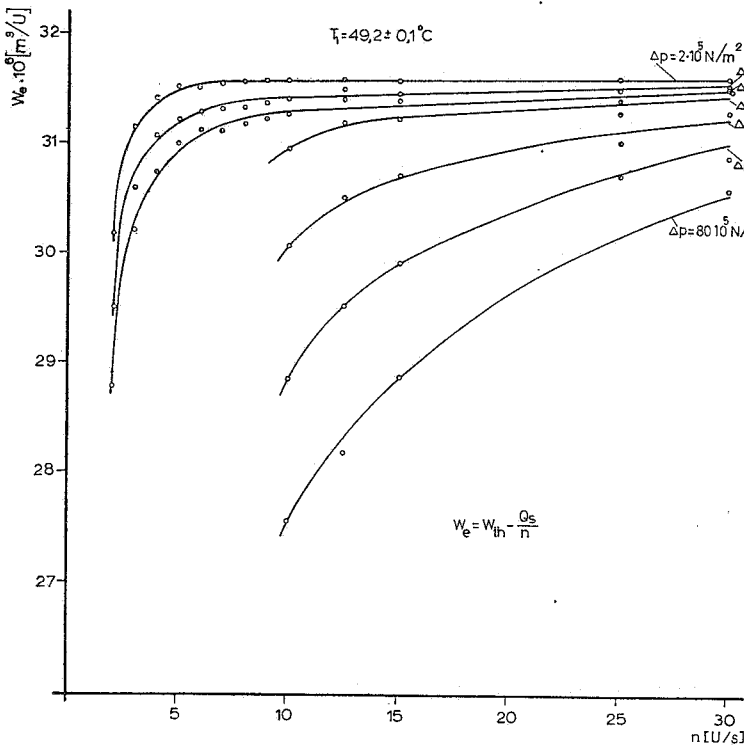
The volume swept per revolution of the pump shaft is an important quantity in the description of displacement pumps. Only when the theoretical swept volume is known it is possible to determine the losses occurring in displacement pumps. The article includes calculation work on the theoretical swept volume of pumps in practical operation and ranges from hypothetical pumps without play to hypothetical pump with play.

Résumé

Le volume refoulé par tour de l'arbre, dans une pompe de déplacement, constitue une valeur importante pour la



11: Meßergebnisse an einer Kolbenpumpe - Readings taken on a piston pump - Résultats de mesures effectuées sur une pompe à piston



12: Meßergebnisse an einer Zahnradpumpe des Dreiplattentyps - Readings taken on a gear pump of the triple plate type - Résultats de mesures effectuées sur une pompe à engrenage du type à trois plateaux

description de cette pompe. En effet, ce débit théorique permet de déterminer les pertes dans les pompes de déplacement. Dans cet article, les débits théoriques sont calculés pour des pompes de déplacement en service pratique, en partant de pompes hypothétiques sans jeu jusqu'à des pompes hypothétiques avec jeu.

Literatur

[1] Schlösser, W. M. J.: Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und -motoren. Oelhydraulik und Pneumatik 5 (1961) Nr. 4.
 [2] Schlösser, W. M. J. und W. F. T. C. Olde-

raan: Eine Analogentheorie der Antriebe mit rotierender Bewegung. Oelhydraulik und Pneumatik 5 (1961) Nr. 12.
 [3] Chaimowitsch, J. M.: Oelhydraulik. Verlag Technik, Berlin 1961.
 [4] Dieter, W.: Oelhydraulikfibel. Krausskopf-Verlag, Wiesbaden 1960.
 [5] Molly, H.: Die Zahnradpumpe mit evolvierenden Zähnen. Oelhydraulik und Pneumatik 2 (1958) Nr. 1.
 [6] Thin, D.: Les pompes et leurs applications. Eyrolles, Paris 1955.
 [7] Wilson, W. E.: Positive Displacement Pumps and Fluid Motors. Publishing Corporation, New York 1950.
 [8] Molly, H.: Die vollentlastete Hochdruck-

Zahnradpumpe. Hydraulik- und Pneumatik-Technik 1 (1957) Nr. 1.

[9] de Bree, S. E. M. und C. W. J. Coremans: Metingen aan een wormpomp. Laboratorium für hydraulische Werkzeuge, Technische Hochschule Delft 1962.
 [10] Schlösser, W. M. J.: Metingen aan verdringerpomp. Dissertation, Technische Hochschule Delft 1959.
 [11] Groenberg, C.: Metingen aan een axiale plunjerpomp. - Metingen aan een drukgecompenseerde tandwielpomp. - Metingen aan een driepalaten tandwielpomp. Laboratorium für hydraulische Werkzeuge, Technische Hochschule Delft 1962.

Bildnachweis: Verfasser.