

# Eine Maßstab-Theorie zur Voraussage des Verhaltens von Mitgliedern einer Familie hydraulischer Verdrängermaschinen

**Citation for published version (APA):**

Schlösser, W. M. J. (1970). Eine Maßstab-Theorie zur Voraussage des Verhaltens von Mitgliedern einer Familie hydraulischer Verdrängermaschinen. *Oelhydraulik und Pneumatik*, 14(1), 1-5.

**Document status and date:**

Gepubliceerd: 01/01/1970

**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](http://www.tue.nl/taverne)

**Take down policy**

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

[openaccess@tue.nl](mailto:openaccess@tue.nl)

providing details and we will investigate your claim.

# Eine Maßstab-Theorie zur Voraussage des Verhaltens von Mitgliedern einer Familie hydraulischer Verdrängermaschinen

A Scale Theory for the Prediction of the Behavior of Members of a Family of hydraulic Displacement-type Machines

Une théorie de référence pour prévoir le comportement de membres d'une famille de machines de refoulement du type hydraulique

Prof. Dr. Ir. W. M. J. Schlösser, Eindhoven

Bericht aus dem Laboratorium für Antriebstechnik an der Technischen Universität Eindhoven

## 1. Die verwendeten Größen und ihre Bedeutung

- Größe Bedeutung
- $s$  = Spiel
- $L$  = Maßstab-Faktor für lineare Vergrößerung
- $s_2$  = Spiel in dem vergrößerten Energieumsetzer
- $s_1$  = Spiel in dem ursprünglichen Energieumsetzer
- $S$  =  $s_2/s_1$
- $m$  = Exponent, mit dem der Maßstabfaktor die Größe der Spiele ( $s_2/s_1 = L^m$ ) beeinflusst
- $W_{th}$  = theoretisches Hubvolumen
- $M_{th}$  = theoretisches Moment
- $P$  = Leistung
- $N$  = Faktor, der den Betriebszustand angibt
- $C_{sv}$  = Verlustfaktor, siehe [9], [10]
- $C_{st}$  = Verlustfaktor, siehe [9], [10]
- $C_{pv}$  = Verlustfaktor, siehe [9], [10]
- $C_{vv}$  = Verlustfaktor, siehe [9], [10]
- $C_{tv}$  = Verlustfaktor, siehe [9], [10]
- $\mu_1$  = dynamische Viskosität der einer Verdrängermaschine zugeführten Flüssigkeit
- $\rho_1$  = Dichte der einer Verdrängermaschine zugeführten Flüssigkeit
- $\lambda$  = Betriebsparameter, siehe [9], [10]
- $\sigma$  = Betriebsparameter, siehe [9], [10]
- $\eta_v$  = volumetrischer Wirkungsgrad einer Verdrängermaschine
- $\eta_{hm}$  = hydraulisch-mechanischer Wirkungsgrad einer Verdrängermaschine
- $\eta_t$  = Gesamtwirkungsgrad einer Verdrängermaschine
- $\omega$  = Winkelgeschwindigkeit

## 2. Einleitung

Ein Konstrukteur verlangt nach Methoden, mit denen Voraussagen gemacht werden können über die Veränderung des Verhaltens von Pumpen und Motoren durch die Anwendung einer maßstäblichen Vergrößerung. Meist wird er in Verwirrung

gebracht durch die Vielzahl der Faktoren und Einflußgrößen, die er bei dieser Betrachtung in Rechnung stellen muß. Diese Veröffentlichung hat das Ziel, einige Ordnung in die Vielzahl der Einflußfaktoren zu bringen.

## 3. Der Begriff der maßstäblichen Vergrößerungen

Unter einer maßstäblichen Vergrößerung versteht man eine lineare Vergrößerung aller Abmessungen des Energieumsetzers mit einem Maßstabfaktor  $L$ . Hierbei werden auch alle Spiele mit demselben Maßstabfaktor vergrößert. In diesem Fall hat man es mit einer *konsequenten maßstäblichen Vergrößerung* zu tun:

$$\frac{s_2}{s_1} = L \quad (1)$$

In der Praxis multipliziert man wohl die Abmessungen der Teile eines Energieumsetzers mit einem Maßstabfaktor  $L$ , die Spiele jedoch wachsen in einem weniger starken Maße an, z. B. mit dem Faktor  $L^m$ , wobei  $0 < m < 1$ . Man spricht nun von einer *inkonsequenten maßstäblichen Vergrößerung*:

$$\frac{s_2}{s_1} = L^m \quad (2)$$

Eine andere Form der *inkonsequenten maßstäblichen Vergrößerung* findet man

bei einer einseitigen Vergrößerung von einer oder nur einigen Abmessungen von Pumpe und Motor. So wird bei Flügel-pumpen oft nur die axiale Rotorbreite vergrößert oder allein die radiale Hubhöhe der Flügel. Das alles geschieht bei einem Gleichbleiben der übrigen Abmessungen.

Auch in diesen Fällen ist eine Voraussage der zu erwartenden Wirkungsgrade möglich. Ein Beispiel hierzu findet man in [1]. Der Fall der inkonsequenten Maßstab-Vergrößerung wird jedoch in dieser Veröffentlichung nicht weiter betrachtet.

## 4. Die Wahl des Maßstabfaktors L

Man ist frei in der Wahl der Größe des Maßstabfaktors  $L$ . Eine sinnvolle Wahl von  $L$  kann aber Vorteile liefern. Wählt

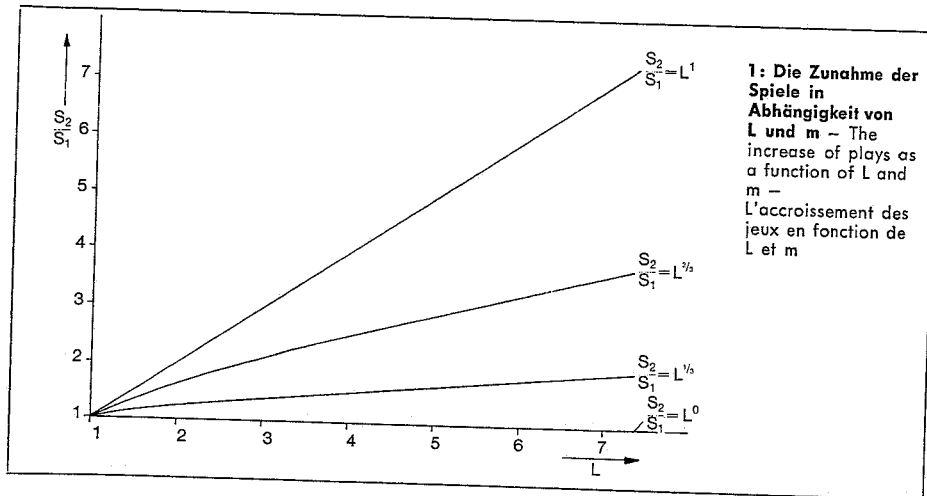
man  $L = 1,25 \approx \sqrt[10]{10}$ , dann bietet das Rechnen mit den sogenannten *Normzahlen* Vorteile [2].

Man kann damit eine Familie von hydraulischen Energieumsetzern aufbauen, wobei jede größere Einheit aus der vorangehenden kleineren abgeleitet wird durch lineare Vergrößerung mit dem Maßstabfaktor  $L = 1,25$ . Das Hubvolumen  $W_{th}$  wächst bei dieser Gruppe von Umsetzern mit dem Faktor  $L^3 = 2$ . Das sich stets wiederholende Auftreten von Normzahlen der  $R_{10}$ -Reihe verdeutlicht die **Tabelle 1**.

Tabelle 1

Umsetzer Nr.:	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
L gegenüber Umsetzer Nr. 1:	1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5	6,3	8	10
$L^3$ gegenüber Umsetzer Nr. 1:	1	2,0	4,0	8,0	16	31,5	63	125	250	500	1000
$10_{lg} L$	0,0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0

Tabelle 1: Wahl von Werten für den Maßstabfaktor L nach der  $R_{10}$  Reihe - Selection of values for the scale factor L in accordance with the series  $R_{10}$  - Choix de valeurs pour le facteur de référence L d'après la série  $R_{10}$



Die hier vorgeschlagene Wahl der Größe des Maßstabfaktors  $L = \sqrt[10]{10} = 1,25$  wird in der Praxis von verschiedenen Fabrikanten hydraulischer Bauelemente verwendet und durch das CETOP empfohlen.

### 5. Die Aufgabenstellung der in diesem Aufsatz formulierten Maßstabtheorie

Nachdem der Begriff Maßstabfaktor L umschrieben wurde, kann man bei der Formulierung einer Maßstabtheorie für hydraulische Verdrängermaschinen verschiedene Aufgabenstellungen annehmen. So kann man eine theoretische Maßstabanalyse auf die Stärke, Steifheit und Lebensdauer von Verdrängermaschinen ausrichten. Ein interessanter Vorschlag hierzu ist in [3] und [4] zu lesen. Einen Ausgangspunkt für solche Betrachtungen liefern [5] und [6]. Hierauf soll in einer folgenden Veröffentlichung Bezug genommen werden.

Auch auf Erscheinungen der Wärmeübertragung kann man näher eingehen und

hierfür eine Maßstabtheorie aufstellen. Einen Ausgangspunkt für diese Analyse bietet z. B. [7].

Im vorliegenden Aufsatz wird die Aufgabe gestellt, eine theoretische Maßstabanalyse für die Wirkungsgrade der Energieumsetzung in hydraulischen Verdrängermaschinen zu formulieren.

### 6. Die Wahl des Anwachsens der Spiele

Bei konsequenter maßstäblicher Vergrößerung wachsen die Spiele mit der ersten Potenz des Maßstabfaktors L. Diese Art des Anwachsens ist in Bild 1 wiedergegeben mit z. B. einer Geraden, die durch den Ursprung geht.

Man kann die Spiele auch mit  $L^m$  anwachsen lassen, wobei  $m = 1/3$  ist. Das ist im Maschinenbau eine häufig verwendete Methode (ISO-Passungen).

Bei hydraulischen Energieumsetzern ist es gebräuchlich, dem Exponenten m einen größeren Wert zu geben. Praktisch ergibt sich ein Wert von  $m = 2/3$ , siehe auch [8]. Die Anwendung einer optimalen Druck-

kompensation der Leckspalte bietet die Möglichkeit, sich  $m = 0$  zu nähern, das heißt, die Spalthöhe s in den Leckspalten mit zunehmendem L konstant zu halten. In dem Fall ist

$$\frac{s^2}{s_1} = L^m = L^0 = 1,$$

und damit  $s^2 = s_1$  unabhängig von der Größe von L.

Die genannten Anwachskurven sind alle in Bild 1 wiedergegeben.

### 7. Die Wahl des mathematischen Modells für das Verhalten von Verdrängerpumpen und Motoren

In diesem Stadium der Analyse scheint ein mathematisches Modell notwendig zu sein, mit dem das Verhalten von hydraulischen Energieumsetzern beschrieben werden kann.

Seit 1958 hat der Autor mit einem mathematischen Modell gute Erfahrungen gemacht, wie es in [9] und [10] beschrieben wird. In diesem Modell wird der Gesamtwirkungsgrad, der volumetrische Wirkungsgrad und der hydraulisch-mechanische Wirkungsgrad von hydraulischen Energieumsetzern als Funktion von sieben dimensionslosen Kennzahlen beschrieben. Fünf dieser Kennzahlen, nämlich die Verlustfaktoren, werden durch die Konstruktion und durch die Herstellungsqualität der Umsetzer bestimmt. Zwei dieser Kennzahlen, nämlich die Betriebsparameter, werden durch die Größe und durch die Betriebszustände des Umsetzers bestimmt. Weitere Ausführungen dazu können den Veröffentlichungen [9] und [10] entnommen werden. Auf Grund der guten Erfahrungen mit dem Modell wird diese Analyse an Hand des oben genannten mathematischen Modells weiter aufgebaut.

Tabelle 2

	konsequente maßstäbliche Vergrößerung ( $S \div L$ )	nicht konsequente maßstäbliche Vergrößerung			
		( $S \div L^{2/3}$ )	( $S \div L^{1/3}$ )	( $S \div L^0$ )	( $S \div L^m$ )
$\frac{C_{sv2}}{C_{sv1}} =$	$L^0 = 1$	$L^{-1}$	$L^{-2}$	$L^{-3}$	$L^{3(m-1)}$
$\frac{C_{st2}}{C_{st1}} =$	$L^0 = 1$	$L^{-2/3}$	$L^{-4/3}$	$L^{-6/3}$	$L^{-2(1-m)}$
$\frac{C_{pv2}}{C_{pv1}} =$	1	1	1	1	$L^0$
$\frac{C_{w2}}{C_{w1}} =$	$L^0 = 1$	$L^{1/3}$	$L^{2/3}$	$L^1$	$L^{(1-m)}$
$\frac{C_{tv2}}{C_{tv1}} =$	1	1	1	1	$L^0$

Tabelle 2: Zusammenhang zwischen den Verlustfaktoren, dem Maßstabfaktor L und dem Exponenten m - Interrelation between the loss factors, the scale factor L, and the power m - Relation entre les facteurs de perte, le facteur de référence L et l'exposant m

### 8. Der Einfluß der maßstäblichen Vergrößerung auf die Verlustfaktoren

Die Wahl der Größe des Maßstabfaktors L und der Größe des Exponenten des Spielzuwachses m findet seine Auswirkung in der Größe der Verlustfaktoren. Ohne die Bedeutung dieser Faktoren zu wiederholen, entnimmt man aus [10] die Definition der fünf Verlustfaktoren. Der Zusammenhang zwischen der Größe der Verlustfaktoren, dem Maßstabfaktor L und dem Exponenten m ist in Tabelle 2 wiedergegeben.

Bei konsequenter maßstäblicher Vergrößerung ( $m = 1$ ) sind die Verlustfaktoren unabhängig vom Maßstabfaktor L. Bei inkonsequenter Vergrößerung ( $m < 1$ ) sind die Verlustfaktoren  $C_{pv}$  und  $C_{tv}$  ebenfalls abhängig vom Maßstabfaktor L.

Nur die Verlustfaktoren  $C_{sv}$ ,  $C_{st}$  und  $C_{wv}$  sind bei inkonsequenter maßstäblicher Vergrößerung ( $m < 1$ ) abhängig vom Maßstabfaktor L.

Je kleiner die Verlustfaktoren, desto besser ist die Qualität eines hydraulischen

Energieumsetzers hinsichtlich der Verluste. Diese Behauptung wird genügend in [9] und [10] erläutert.

Die Wahl des Maßstabfaktors  $L$  wird auch die Größe der Betriebsparameter  $\sigma$  beeinflussen. Es ist:

$$\sigma = \frac{\omega \sqrt[3]{\frac{W_{th}}{2\pi}}}{\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}}} \quad (3)$$

so daß:

$$\frac{\sigma_2}{\sigma_1} = L \quad (4)$$

Der Betriebsparameter  $\lambda$  ist unabhängig vom Maßstabfaktor  $L$ . Eine Substitution der Beeinflussung der Verlustfaktoren (nach Tabelle 2) und der Beeinflussung der Betriebsparameter  $\sigma$  (nach der Gleichung 4) in den Beziehungen für den volumetrischen Wirkungsgrad, den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad und den Gesamtwirkungsgrad (nach [10]) geben Einsicht in die Veränderung des Verhaltens eines Mitgliedes der Pumpenfamilie gegenüber dem Verhalten des Prototyps ( $L = 1$ ) in bezug auf diese Wirkungsgrade. Die Ergebnisse dieser Substitution sind in **Bild 2** wiedergegeben. Daraus wird die Änderung im *potentiellen Verhalten* bei einer Vergrößerung oder Verkleinerung des Prototyps deutlich. Das Wort *potentiell* ist hier am Platze, da bei dieser Betrachtung die Parameter  $\Delta p$ ,  $\omega$ ,  $\mu_1$  und  $\rho_1$  konstant gehalten werden. Von der Wahl dieser letzten Parameter hängt es nun ab, ob die durch die maßstäbliche Veränderung erhaltene Pumpe in die Lage versetzt wird, diese Veränderung in ihrem Verhalten zu zeigen.

### 9. Über die Wahl der Betriebsparameter

Der vergrößerte Energieumsetzer kann nun unter sehr verschiedenen Betriebszuständen eingesetzt werden. Da es sich hier um eine Betrachtung über den Einfluß der maßstäblichen Vergrößerung auf die Wirkungsgrade der hydraulischen Energieumsetzer handelt, sollen der Wahl der Betriebszustände einige Beschränkungen auferlegt werden.

Als erste Annahme soll gelten, daß die dem Energieumsetzer zugeführte Flüssigkeit für den vergrößerten und für den ursprünglichen Umsetzer in ihren Eigenschaften dieselbe bleibt. Das bedeutet, daß die Werte von  $\mu_1$  und  $\rho_1$  für beide Umsetzer dieselben sind.

Als zweite Annahme soll gelten, daß beide Energieumsetzer mit demselben Druckunterschied  $\Delta p$  arbeiten. Als Folge der zweiten Annahme kann man für das theoretisch aufzunehmende oder abzugebende Drehmoment an der Welle des Energieumsetzers schreiben:

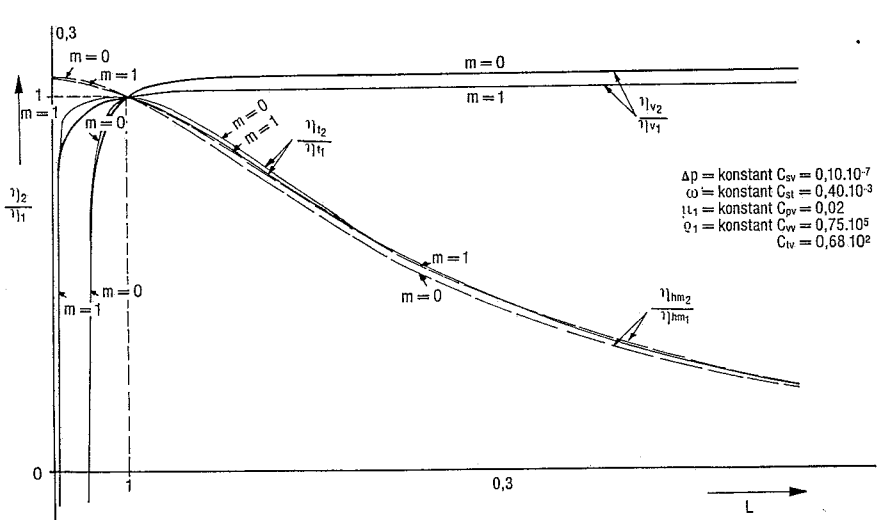
$$\frac{M_{th2}}{M_{th1}} = \frac{\Delta p \frac{W_{th2}}{2\pi}}{\Delta p \frac{W_{th1}}{2\pi}} = \frac{W_{th2}}{W_{th1}} = L^3 \quad (5)$$

Einige bei der maßstäblichen Vergrößerung häufig vorkommende Veränderungen im Betriebszustand sind in **Bild 3** wiedergegeben. In der graphischen Darstellung von Bild 3 ist  $M_{th}$  gegenüber  $\omega$  logarithmisch aufgetragen. Linien konstanter Leistungen  $P$  werden in dieser Darstellung Gerade. Gewählt wurde für Bild 3  $L = 1,25$ , wodurch:

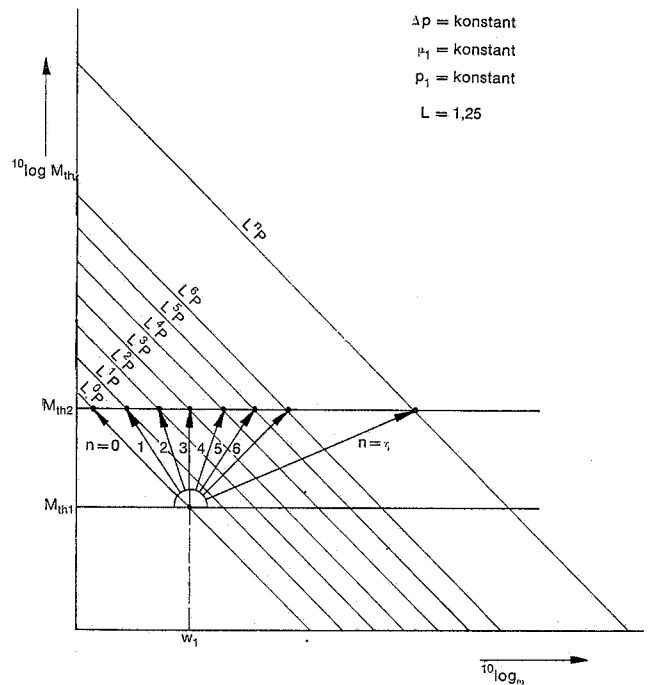
$$\frac{M_{th2}}{M_{th1}} = L^3 = 2 \text{ bei } \Delta p = \text{konstant.}$$

In [9] und [10] werden die dimensionslosen Kennzahlen  $\lambda$  und  $\sigma$  zur Beschreibung des Betriebszustandes des Energieumsetzers angewendet:

$$\lambda = \frac{\mu_1 \omega}{\Delta p} \quad (6)$$



**2: Der Einfluß des Maßstabfaktors  $L$  auf das potentielle Verhalten einer Pumpe in Bezug auf die Energiewirkungsgrade** – The effect of the scale factor  $L$  on the potential behavior of a pump with regard to the energy efficiencies – L'influence du facteur de référence  $L$  sur le comportement potentiel d'une pompe en fonction des rendements énergétiques



**3: Der Einfluß der Wahl von  $\alpha$  auf die Lage des neuen Betriebspunktes einer durch maßstäbliche Veränderung erhaltenen Pumpe oder eines Motors gegenüber dem Betriebspunkt der Prototyp-Pumpe oder des Prototyp-Motors** – The effect of selecting  $\alpha$  on the location of the new operating point for a pump or a motor, being obtained by means of an alteration true to scale, as against the operating point of the pertinent pump prototype or the motor prototype – L'influence du choix de  $\alpha$  sur la position du nouveau point de service d'une pompe obtenue par transformation de référence (ou d'un moteur) par rapport au point de service d'une pompe prototype ou d'un moteur prototype

$$\sigma = \frac{\omega \sqrt[3]{\frac{W_{th}}{2\pi}}}{\sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho_1}}} \quad (7)$$

Änderungen von  $N = 0$  bis  $N = n$  im Betriebszustand des maßstäblich veränderten Energieumsetzers sind auch aus der Änderung der dimensionslosen Parameter  $\lambda$  und  $\sigma$  ersichtlich.

Schließlich wird in [10] eine Reynoldszahl  $Re$  für hydraulische Energieumsetzer eingeführt:

$$Re = \frac{\sigma^2}{\lambda} \quad (8)$$

Die Änderungen von  $N = 0$  bis  $N = n$  im Betriebszustand sind ebenfalls von Einfluß auf  $Re$ .

Tabelle 3

für den Fall N =	0	1	2	3	4	5	6	n
$P_2/P_1$	$L^0$	$L^1$	$L^2$	$L^3$	$L^4$	$L^5$	$L^6$	$L^n$
$Re_2/Re_1$	$L^{-1}$	$L^0$	$L^1$	$L^2$	$L^3$	$L^4$	$L^5$	$L^{n-1}$
$\sigma_2/\sigma_1$	$L^{-2}$	$L^{-1}$	$L^0$	$L^1$	$L^2$	$L^3$	$L^4$	$L^{n-2}$
$\lambda_2/\lambda_1$	$L^{-3}$	$L^{-2}$	$L^{-1}$	$L^0$	$L^1$	$L^2$	$L^3$	$L^{n-3}$
	$P =$ konst.	$Re =$ konst.	$\Delta p =$ konst.	$\omega =$ konst.				

Tabelle 3: Zusammenfassung der Zusammenhänge

$\frac{P_2}{P_1}, \frac{Re_2}{Re_1}, \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$  und  $\frac{\lambda_2}{\lambda_1}$  für die Änderung von  $N = 0$  bis  $N = n$   
 Compilation of the interrelations  
 $\frac{P_2}{P_1}, \frac{Re_2}{Re_1}, \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$  and  $\frac{\lambda_2}{\lambda_1}$  for the alteration of  $N = 0$  up to  $N = n$   
 Résumé des relations  
 $\frac{P_2}{P_1}, \frac{Re_2}{Re_1}, \frac{\sigma_2}{\sigma_1}$  et  $\frac{\lambda_2}{\lambda_1}$  pour la variation de  $N = 0$  jusqu'à  $N = n$

Eine Zusammenfassung der genannten Zusammenhänge wird in der Tabelle 3 gegeben.

**10. Der Zusammenhang zwischen der gewählten maßstäblichen Vergrößerung und der Veränderung im Wirkungsgrad eines hydraulischen Energieumsetzers**

Die bei einem hydraulischen Energieumsetzer durch maßstäbliche Vergrößerung erreichten potentiellen Veränderungen zusammen mit den betrachteten Veränderungen im Betriebszustand sollen nun die wirklich zu erwartenden Veränderungen in den Wirkungsgraden bestimmen. Um dies zu durchschauen, gebraucht man die Definition des Wirkungsgrades nach [9] und [10] für eine Verdrängerpumpe:

$$\eta_v = 1 - \frac{C_{sv}}{\lambda} - \frac{C_{st}}{\sigma} \quad (9)$$

$$\eta_{hm} = \frac{1}{1 + C_{pv} + C_{vv}\lambda + C_{tv}\sigma^2} \quad (10)$$

$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad (11)$$

Eine Substitution für Änderungen von  $C_{sv}$ ,  $C_{st}$ ,  $C_{pv}$ ,  $C_{tv}$ ,  $C_{vv}$ ,  $\lambda$  und  $\sigma$  kann an Hand der Tabellen 2 und 3 für die Betriebszustände  $N = 0$  bis  $N = n$  erfolgen.

So findet man für eine vergrößerte Verdrängerpumpe mit dem Spielzuwachs  $L^m$  und dem Betriebszustand  $N = n$  für das Verhältnis der Teilwirkungsgrade gegenüber der ursprünglichen Pumpe:

$$\left(\frac{\eta_{v2}}{\eta_{v1}}\right)_{N=n} = \frac{1 - L^{(3m-n)}\left(\frac{C_{sv}}{\lambda}\right)_1 - L^{(2m-n)}\left(\frac{C_{st}}{\sigma}\right)_1}{1 - \left(\frac{C_{sv}}{\lambda}\right)_1 - \left(\frac{C_{st}}{\sigma}\right)_1} \quad (12)$$

$$\left(\frac{\eta_{hm2}}{\eta_{hm1}}\right)_{N=n} = \frac{1 + C_{pv1} + (C_{vv} \cdot \lambda)_1 + (C_{tv} \cdot \sigma^2)_1}{1 + C_{pv1} + L^{(n-m-2)}(C_{vv} \lambda)_1 + L^{(2n-4)}(C_{tv} \cdot \sigma^2)_1} \quad (13)$$

$$\left(\frac{\eta_{t2}}{\eta_{t1}}\right)_{N=n} = \left(\frac{\eta_{v2}}{\eta_{v1}}\right)_{N=n} \cdot \left(\frac{\eta_{hm2}}{\eta_{hm1}}\right)_{N=n} \quad (14)$$

Als Wirkungsgraddefinitionen für einen Verdrängermotor werden in [9] und [10] gegeben:

$$\eta_v = \frac{1}{1 + \frac{C_{sv}}{\lambda} + \frac{C_{st}}{\sigma}} \quad (15)$$

$$\eta_{hm} = 1 - C_{pv} - C_{vv} \lambda - C_{tv} \sigma^2 \quad (16)$$

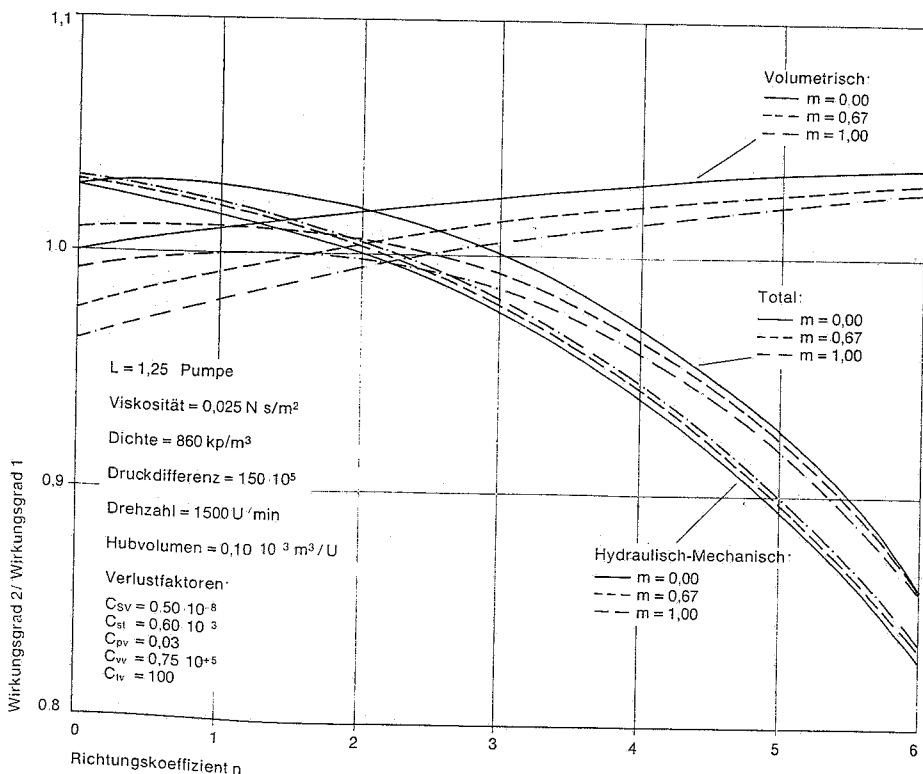
$$\eta_t = \eta_v \cdot \eta_{hm} \quad (17)$$

Für einen vergrößerten Hydromotor mit dem Spielzuwachs  $L^m$  und dem Betriebszustand  $N = n$  findet man auf dieselbe Weise für die Teilwirkungsgrade:

$$\left(\frac{\eta_{v2}}{\eta_{v1}}\right)_{N=n} = \frac{1 + \left(\frac{C_{sv}}{\lambda}\right)_1 + \left(\frac{C_{st}}{\sigma}\right)_1}{1 + L^{(3m-n)}\left(\frac{C_{sv}}{\lambda}\right)_1 + L^{(2m-n)}\left(\frac{C_{st}}{\sigma}\right)_1} \quad (18)$$

$$\left(\frac{\eta_{hm2}}{\eta_{hm1}}\right)_{N=n} = \frac{1 - C_{pv1} - L^{(n-m-2)}(C_{vv} \lambda)_1 - L^{(2n-4)}(C_{tv} \sigma^2)_1}{1 - C_{pv1} - (C_{vv} \lambda)_1 - (C_{tv} \sigma^2)_1} \quad (19)$$

$$\left(\frac{\eta_{t2}}{\eta_{t1}}\right)_{N=n} = \left(\frac{\eta_{v2}}{\eta_{v1}}\right)_{N=n} \cdot \left(\frac{\eta_{hm2}}{\eta_{hm1}}\right)_{N=n} \quad (20)$$



In Bild 4 sind die Gleichungen 12, 13 und 14 für eine Verdrängerpumpe wiedergegeben mit den Verlustfaktoren  $C_{sv}$ ,  $C_{st}$ ,  $C_{vv}$  und  $C_{tv}$  wie sie bei Messungen am Prototyp gemessen wurden.

In Bild 5 sind die Gleichungen 18, 19 und 20 für einen Verdränger-Motor wiedergegeben mit den auf dieselbe Weise bestimmten Verlustfaktoren.

In beiden Fällen sind repräsentative gemittelte Werte für die Verlustfaktoren gewählt worden, da diese Faktoren eine Änderung in Abhängigkeit von der Drehzahl der Prototyp-Verdrängermaschine aufweisen.

Eine Änderung der Verlustfaktoren in Abhängigkeit von  $\Delta p$ ,  $\mu_1$  und  $\rho_1$  spielen bei dieser Betrachtung keine Rolle, da diese Betriebsparameter als nicht veränderlich angenommen werden.

4: Graphische Darstellung der Gleichungen 12, 13 und 14 für eine Verdrängerpumpe - Graph for the equations 12, 13, and 14 of a displacement-type pump - Représentation graphique des équations 12, 13 et 14 pour une pompe de refoulement

Es ist zum Schluß deutlich, daß das Bild 2 aus den Gleichungen 12, 13 und 14 bestimmt werden kann durch Substitution von  $N = 3$  (siehe Bild 3).

## 11. Zusammenfassung

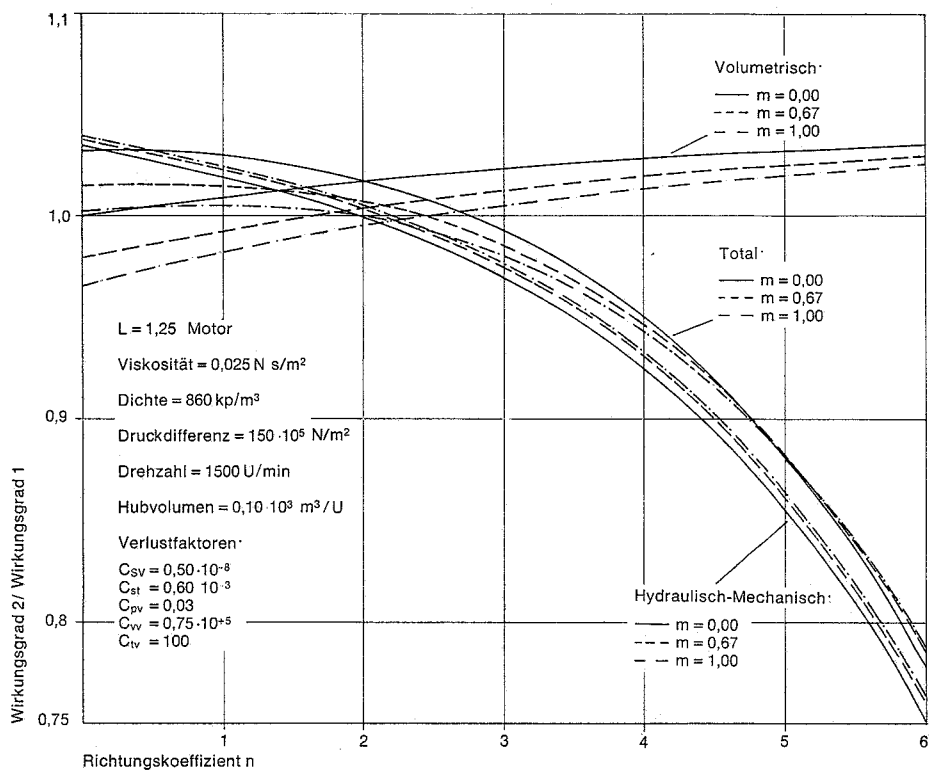
Es erscheint möglich, auf theoretischer Grundlage Vorhersagen zu machen über die Energiewirkungsgrade von Pumpen- und Hydromotorenfamilien, wenn Verhalten und Wirkungsgrade des Prototyps bekannt sind.

Die in dieser Veröffentlichung betrachteten Einflußgrößen sind: Der Maßstabfaktor  $L$ , der Einfluß des Maßstabfaktors auf das Anwachsen der Spiele  $s_2/s_1 = L^m$  und die Wahl des Betriebszustandes  $N$  von neuen Mitgliedern der Pumpenfamilie.

Bevor an eine Vervollkommung dieser Theorie gedacht wird, steht eine Untersuchung durch Messungen auf Prüfständen nach der praktischen Brauchbarkeit der gestellten Aufgabe im Vordergrund. Diese Untersuchung findet im Laboratorium für Antriebstechnik der Technischen Universität Eindhoven statt. Die größten Schwierigkeiten entstehen beim Auffinden von Pumpenfamilien mit dem gewünschten Spielzuwachs  $s_2/s_1 = L^m$ . Da aber diese Untersuchung eine Arbeit von Jahren ist, meinte der Autor, mit der Veröffentlichung der theoretischen Grundlagen nicht so lange warten zu müssen.

### Literatur:

- [1] Wüsthof, P.: Theorien und Messungen zu charakteristischen Problemen der hydrostatischen Flügel-Pumpen, Dissertation T. U. Eindhoven, November 1969.  
 [2] Kienzle, O.: Normungszahlen, Springer-Verlag, Berlin 1950.  
 [3] Teslenko, A. J.: The theory of similarity applied to piston-type hydraulic drives. Russian Engineering Journal, Vol. XLVII, No. 2, 1967.



5: Graphische Darstellung der Gleichungen 18, 19 und 20 für einen Verdrängeremotor – Graph of the equations 18, 19, and 20 for a displacement-type motor – Représentation graphique des équations 18, 19 et 20 pour un moteur de refoulement

- [4] Teslenko, A. J.: L'application de la théorie de la similitude à la construction des machines volumétriques. EFL + HPA, avril 1969 (Übersetzung Jean Thoma).  
 [5] Schlösser, W. M. J. & W. F. T. C. Olderaan: Een analogon -theorie van de aandrijvingen van de roterende beweging. De Ingenieur 73 (1961), 26 W 99 – W 105.  
 [6] Schlösser, W. M. J. & P. Wüsthof: Über die Lebensdauer von Axialkolbenpumpen mit Wälzlager. o + p 12 (1968) 2 p. 43–50.  
 [7] Gerber, H.: Bilan énergétique d'une machine volumétrique. EFL + HPA, wird in Kürze publiziert.

- [8] Ernst, W.: Oil hydraulic power and its industrial applications. 2nd edition, McGraw-Hill Book Comp., New York 1960, S. 42.  
 [9] Schlösser, W. J. M.: Meten aan verdringerpompen. Dissertation T. U. Delft, Oktober 1959.  
 [10] Schlösser, W. M. J.: Über den Gesamtwirkungsgrad von Verdrängerpumpen. o + p. 12 (1968) Nr., 10, S. 415–420.

Bildnachweis: Verfasser.

## Internationale Werkzeugmaschinen-Ausstellung in Hannover

Der Verein Deutscher Werkzeugmaschinenfabriken e. V. (VDW), Frankfurt, veranstaltet in Übereinstimmung mit der Deutschen Messe- und Ausstellungs-AG, Hannover, vom 6. bis 15. September 1970 auf dem Messegelände in Hannover die Internationale Werkzeugmaschinen-Ausstellung – IHA 70.

Einer bewährten Tradition zufolge wird das Angebot nach Maschinenarten gegliedert sein, um dem Abnehmer eine echte Vergleichbarkeit zu gewährleisten. In zehn Hallen mit rund 95 000 m<sup>2</sup> netto werden Werkzeugmaschinen für die spanabhebende Bearbeitung und für die spanlose Umformung von Metallen, ferner Präzisionswerkzeuge, Prüfmaschinen und komplementäre Erzeugnisse (elektrische und hydraulische Steuerungen, Zubehör, Getriebe- und Antriebs-elemente, Gleit- und Wälzlager) ausgestellt.

In Verbindung mit der IHA 70 wird erstmals ein Internationaler Kongreß für

Metallbearbeitung (ICM) abgehalten werden. Die wissenschaftliche Leitung wird bei den Professoren Dr. H. Opitz, TH Aachen, und Dr. K. Lange, TU Stuttgart, liegen. Der Kongreß wird sich über vier Tage (8. – 11. 9. 70) erstrecken. Persönlichkeiten aus Lehre, Forschung und Industrie des In- und Auslandes berichten über den derzeitigen Stand sowohl der Fertigungstechnik als auch der Fertigungsmittel und versuchen, die Entwicklungstendenzen auf diesen Gebieten aufzuzeigen.

Im Gegensatz zu den bisher vom VDW seit 1950 in Hannover durchgeführten Veranstaltungen wird die IHA 70 allen Herstellern von Werkzeugmaschinen der Welt, besonders aus Osteuropa, Nord- und Südamerika sowie Japan, offenstehen.

## Neue Ingenieurgesetze der Bundesländer zu erwarten

Die Ministerpräsidenten der Länder werden sich dafür einsetzen, daß Gesetze zum Schutz der Berufsbezeichnung Ingenieur

in den Parlamenten der Länder rasch verabschiedet werden. Auf Grund dieses Beschlusses der Ministerpräsidenten-Konferenz besteht nunmehr begründete Aussicht, daß die in mehreren Jahren bewährte Ordnung, die durch das Ingenieurgesetz von 1965 erreicht worden war und die durch seine Nichtigkeitserklärung aufs empfindlichste gestört worden ist, bald wieder hergestellt werden kann. Der Verein Deutscher Ingenieure (VDI) begrüßt die Initiative der Ministerpräsidenten, für eine rasche Verabschiedung neuer übereinstimmender Ingenieurgesetze der Bundesländer Sorge zu tragen. Die Wirtschaftsminister der Länder werden sich schon bei ihrer nächsten Zusammenkunft im Januar mit einem Modellgesetzentwurf befassen, der auch mit der Kultusminister-Konferenz abgestimmt werden soll. Es ist zu erwarten, daß auch die interessierten Kreise, insbesondere der federführende Gemeinschaftsausschuß der Technik (GdT), in dem der VDI maßgeblich mitwirkt, angehört werden. (VDI)