



Auch Verdrängerpumpen könnten bald unter die Ökodesign-Richtlinie fallen.

BEST PAPER AWARD DER INTROEQUIPCON 2019

Typenunabhängiges Wirkungsgradmodell erweist sich als gute Basis zur Effizienzbewertung von Verdrängerpumpen

■ Christian Schänzle, Dr.-Ing. Gerhard Ludwig und Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz

Die Europäische Union will den Energieverbrauch in der EU senken. Ein Werkzeug dazu ist die 2009 eingeführte Ökodesign-Richtlinie. Sie legt Anforderungen an die energieeffiziente Gestaltung von Produkten fest, die besonders viel Energie verbrauchen. Verdrängerpumpen gehören bislang zwar noch nicht dazu. Da sich die EU aber immer ehrgeizigere Klimaziele setzt, ist es sehr wahrscheinlich, dass weitere Produktgruppen unter die Ökodesign-Richtlinie fallen werden. Darunter könnten sich dann auch Verdrängerpumpen befinden. Deshalb arbeiten der VDMA und das Institut für Fluidsystemtechnik der TU Darmstadt seit 2014 zusammen, um mit eigenen Forschungsaktivitäten die Grundlage für die Gestaltung einer Energieeffizienzrichtlinie für Verdrängerpumpen zu legen.

Licence: CC BY 4.0 / Creative Commons Attribution 4.0 International

Reprinted with permission from [Schänzle, C. ; Ludwig, G. ; Pelz, P. F. (2020): Typenunabhängiges Wirkungsgradmodell erweist sich als gute Basis zur Effizienzbewertung von Verdrängerpumpen. In: Pumpen und Kompressoren für den Weltmarkt 2020, S. 24-28. VDMA Pumpen+Systeme, ISSN 2569-7609]. Copyright 2020 VDMA Pumpen und Kompressoren für den Weltmarkt 2020



Im Rahmen von zwei Projekten wurden eine einheitliche Beschreibung des Wirkungsgrads verschiedener Arten von Verdrängerpumpen¹ sowie eine Methode zur Bestimmung energieverbrauchsrelevanter Anwendungen von Verdrängerpumpen untersucht. Die erfolgreiche Anwendung eines neuen, typenunabhängigen Wirkungsgradmodells auf die Herstellerdaten und ein Konzept für die Datenerfassung und -analyse zur Identifikation energieverbrauchsrelevanter Anwendungen von Verdrängerpumpen wurden auf der International Rotating Equipment Conference (IREC) 2016 in Düsseldorf vorgestellt.² Aus wissenschaftlicher und technischer Sicht wird der Schluss gezogen, dass angemessene gesetzliche Anforderungen das physikalische Verhalten der Maschinen sowie die anwendungsspezifischen Anforderungen berücksichtigen müssen. Zu den offenen Forschungsfragen der beiden gemeinsamen Projekte gehörte insbesondere die experimentelle Validierung des typenunabhängigen Wirkungsgradmodells, mit der sich das Institut für Fluidsystemtechnik und der VDMA seit 2017 im Rahmen eines Projekts der Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen (AiF) beschäftigen. Das Projekt umfasst präzise Wirkungsgradmessungen an verschiedenen Arten von Verdrängerpumpen (Zahnradpumpen, Schraubenspindelpumpen, Drehkolbenpumpen, Exzentrerschneckenpumpen und Kolbenmembranpumpen) mit unterschiedlichen Baugrößen und Betriebsbedingungen. Insgesamt hat das Institut für Fluidsystemtechnik bereits über 50 Pumpen der fünf verschiedenen Typen und mehr als 14.000 Betriebspunkte untersucht. Im Fokus dieses Artikels stehen die Validierungsergebnisse für folgende Verdrängerpumpen: Zahnradpumpen, Schraubenspindelpumpen und Drehkolbenpumpen.

Typenunabhängiges Wirkungsmodell

Von wesentlicher Bedeutung für eine energetische Bewertung ist der isentrope Wirkungsgrad η als Maß für die energetische Qualität einer Pumpe. Basierend auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik ist der isentrope Wirkungsgrad einer thermisch isolierten Maschine, die im zeitlichen Mittel stationär arbeitet, definiert als der Quotient aus hydraulischer Leistung und Wellenleistung P_S . Die hydraulische Leistung erhält man durch Multiplikation des Volumenstroms Q und der Druckdifferenz Δp über die Pumpe. Der Einfluss der Kompressibilität wird hierbei ver-

nachlässigt, da lediglich geringe Förderdrücke von unter 100 bar untersucht wurden. Die Wellenleistung erhält man durch Multiplikation des Wellenmoments M_S mit der Drehzahl n . Somit ergibt sich die bekannte Definition des Wirkungsgrads η :

$$\eta := \frac{Q\Delta p}{2\pi M_S n}$$

Mit der Erweiterung der Wirkungsgraddefinition durch das Fördervolumen V im Zähler und Nenner lässt sich der Wirkungsgrad als das Produkt aus den zwei Teilwirkungsgraden, dem volumetrischen Wirkungsgrad η_{vol} und dem mechanisch-hydraulischen Wirkungsgrad η_{mh} beschreiben. Ferner lassen sich die beiden Teilwirkungsgrade in Abhängigkeit des entsprechenden verantwortlichen Verlusts darstellen. Beim volumetrischen Wirkungsgrad handelt es sich hierbei um den Leckageverlust Q_L . Unter Berücksichtigung des theoretischen Volumenstroms $Q_{th}=nV=Q+Q_L$ lässt sich der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} wie folgt ausdrücken:

$$\eta_{vol} := \frac{Q}{nV} = 1 - \frac{Q_L}{nV}$$

Die mechanisch-hydraulischen Verluste werden durch das Reibmoment M_{mh} abgebildet. Das Wellenmoment ergibt sich aus der Summe aus hydraulischem Moment $M_{hyd}=\Delta pV/2\pi$ und Reibmoment M_{mh} und führt zu der Definition des mechanisch-hydraulischen Wirkungsgrads η_{mh} :

$$\eta_{mh} := \frac{\Delta pV}{2\pi M_S} = \frac{1}{1 + 2\pi \frac{M_{mh}}{\Delta pV}}$$

Die Definition der Teilwirkungsgrade anhand der Verluste, der Leckage Q_L und des Reibmoments M_{mh} bildet die Basis für das weitere Vorgehen. Ziel ist es, anhand von physikalisch motivierten Modellen der Verlustgrößen zu einer mathematischen Beschreibung der Teilwirkungsgrade und somit des Gesamtwirkungsgrads zu kommen.

Im ersten Schritt werden alle Größen ermittelt, die Einfluss auf die Verluste haben. Dabei werden sechs Einflussgrößen berücksichtigt: die Betriebsparameter Förderdruck Δp und Drehzahl n , die Eigenschaften des Fördermediums



Dichte ρ und kinematische Viskosität ν sowie die geometrischen Parameter der Pumpe Fördervolumen V und mittlere Spalthöhe \bar{s} . Bei der mittleren Spalthöhe \bar{s} handelt es sich um eine neu eingeführte Größe, die den Mittelwert der Spalthöhen einer Verdrängerpumpe darstellt. Somit ist \bar{s} für eine einzelne Pumpe konstant und unabhängig von den Betriebsbedingungen, solange kein Verschleiß auftritt. Die charakteristische Länge der Pumpe ist $V^{1/3}$.

Im zweiten Schritt wird eine Dimensionsanalyse durchgeführt, um die Anzahl der Modellvariablen zu reduzieren und das Modell zu vereinfachen, ohne dabei dessen physikalische Aussagekraft zu beeinträchtigen.³ Daraus ergeben sich fünf dimensionslose Größen, die den Betriebszustand einer Pumpe beschreiben. Die drei unabhängigen dimensionslosen Größen spezifischer Druck Δp^+ , Reynolds-Zahl Re und relativer Spalt ψ sind wie folgt definiert:

$$\Delta p^+ := \frac{\Delta p}{\rho^2 \nu^{1/2} V^{2/3}} \quad Re := \frac{\eta^{1/2} V^{2/3}}{\nu} \quad \psi := \frac{\bar{s}}{V^{1/3}}$$

Ähnlich wie die mittlere Spalthöhe \bar{s} bei einem hydrodynamischen Gleitlager ist die relative Spaltgröße ψ bei einer einzelnen Pumpe konstant.

Daneben werden auch die Leckage Q_L und das Reibmoment M_{mh} durch dimensionslose Größen abgebildet. Dies sind die zwei abhängigen dimensionslosen Größen spezifische Leckage Q_L^+ und das spezifische Reibmoment M_{mh}^+ :

$$Q_L^+ := \frac{Q_L}{\nu V^{1/3}} \quad M_{mh}^+ := \frac{M_{mh}}{\Delta p V}$$

Die beiden dimensionslosen Verluste sind somit abhängig vom spezifischen Druck, der Reynolds-Zahl und der relativen Spaltgröße.

Im dritten Schritt gilt es den mathematischen Zusammenhang zwischen den dimensionslosen Größen zu bestimmen, was direkt zu der Beschreibung des volumetrischen Wirkungsgrads, des mechanisch-hydraulischen Wirkungsgrads und des Gesamtwirkungsgrads führt:

$$\eta_{vol} = 1 - \frac{1}{Re} Q_L^+(\Delta p^+, \psi)$$

$$\eta_{mh} = \frac{1}{1 + 2\pi M_{mh}^+(\Delta p^+, Re, \psi)}$$

$$\eta = \frac{1 - \frac{1}{Re} Q_L^+(\Delta p^+, \psi)}{1 + 2\pi M_{mh}^+(\Delta p^+, Re, \psi)}$$

Die spezifische Leckage wird mithilfe des semi-empirischen Modells (Leckagemodell) der Form

$$Q_L^+ = L_{\Delta p^+} * (\Delta p^+ \psi^3)^m + L_{Re} Re$$

beschrieben. Bei den dimensionslosen Koeffizienten $L_{\Delta p^+}$ und L_{Re} sowie dem Exponenten m handelt es sich um empirische Modellparameter.

Das spezifische Reibmoment basiert auf einem Ansatz von Schlösser und Hilbrands⁴⁻⁶, welcher die mechanisch-hydraulischen Verluste erstmalig mittels der linearen Kombination eines druckabhängigen Verlusts, eines von der viskosen Reibung abhängigen Verlusts und eines trägheitsabhängigen Verlusts beschreibt:

$$M_{mh}^+(\Delta p^+, Re, \psi) = C + R_\mu \frac{Re}{\Delta p^+ \psi} + R_\rho \frac{Re^2}{\Delta p^+}$$

C , R_μ und R_ρ sind dimensionslose Verlustkoeffizienten des Reibmomentmodells.

Insgesamt gibt es somit sechs empirische Modellparameter, die identifiziert (das heißt, anhand deren Messdaten kalibriert) werden müssen. Anschließend können die beiden Modelle für die Verlustgrößen spezifische Leckage und spezifischen Reibmoment verwendet werden, um die Teilwirkungsgrade sowie den Gesamtwirkungsgrad einer Pumpe zu bestimmen.

Validierungsergebnisse

Die Validierung des typenunabhängigen Wirkungsgradmodells umfasst einen Vergleich zwischen den Messwerten und den modellbasierten Vorhersagen für eine Schraubenspindel-pumpe, eine Zahnradpumpe und eine Drehkolbenpumpe. Die Messdaten wurden



dabei an zwei separaten Prüfständen für Schraubenspindelpumpen sowie für Zahnrad- und Drehkolbenpumpen gewonnen. Beide Prüfstände sowie die angewendeten Prüfverfahren entsprachen den Anforderungen der ISO 4409.⁷ Auf der Grundlage der gemessenen Pumpenkennlinien bei zwei Hydraulikölen wurden die sechs Modellparameter $L_{\Delta p+}$, L_{Re} , m , C , R_{μ} und R_Q identifiziert. Anschließend wurden die kalibrierten Modelle für die Vorhersage des Pumpenverhaltens bei einem dritten Hydrauliköl mit anderer Viskosität angewendet. Die in den folgenden beiden Unterabschnitten vorgestellten Ergebnisse zeigen die repräsentativen Ergebnisse des oben erwähnten AiF-Projekts.

Aus Gründen der Vertraulichkeit sind die Ergebnisse in dimensionsloser Form basierend auf der volumetrischen Ineffizienz ϵ_{vol} und der mechanisch-hydraulischen Ineffizienz ϵ_{mh} im Vergleich zum relativen Förderdruck Δp_{rel} dargestellt. Die dimensionslosen Größen sind wie folgt definiert:

- $\epsilon_{vol} := \frac{Q_L}{nV} = \frac{Q_L^+}{Re}$
- $\epsilon_{mh} := \frac{M_{mh}}{M_S} = \frac{2\pi M_{mh}^+}{1+2\pi M_{mh}^+}$
- $\Delta p_{rel} := \frac{\Delta p}{\Delta p_{max}}$

Δp_{max} entspricht dem maximalen Betriebsdruck der einzelnen Pumpen.

Volumetrische Ineffizienz

In den Abbildungen 1, 2 und 3 werden die Modellvorhersagen für die volumetrische Ineffizienz zusammen mit den Messwerten für drei verschiedene Reynolds-Zahlen (entspricht drei unterschiedlichen Drehzahlen) für die drei unterschiedlichen Pumpentypen dargestellt. Bei allen Pumpentypen entspricht die modellbasierte Vorhersage für die volumetrische Ineffizienz mit einer hohen Genauigkeit den Messwerten. Die Ergebnisse beweisen somit die Anwendbarkeit des Leckagemodells zur Berechnung des Pumpenverhaltens bei unterschiedlichen Viskositäten und bieten aus Herstellersicht eine Lösung im Fall von fehlenden Messdaten.

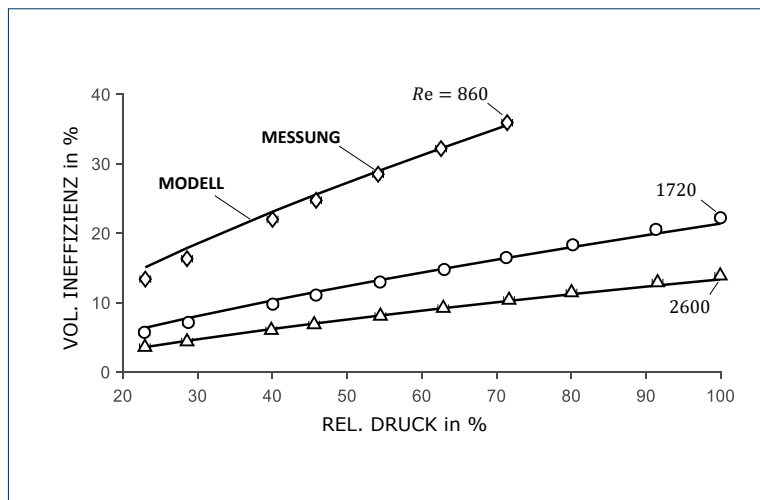


Abb. 1: Volumetrische Ineffizienz einer Schraubenspindelpumpe

Quelle: TU Darmstadt

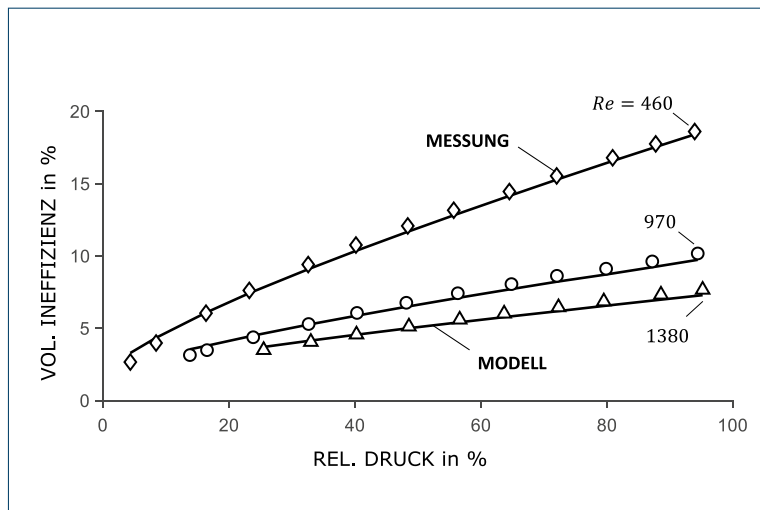


Abb. 2: Volumetrische Ineffizienz einer Zahnradpumpe

Quelle: TU Darmstadt

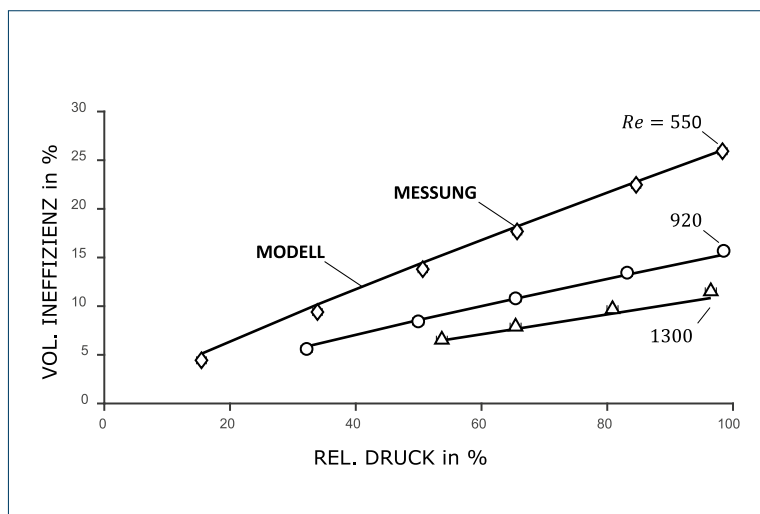
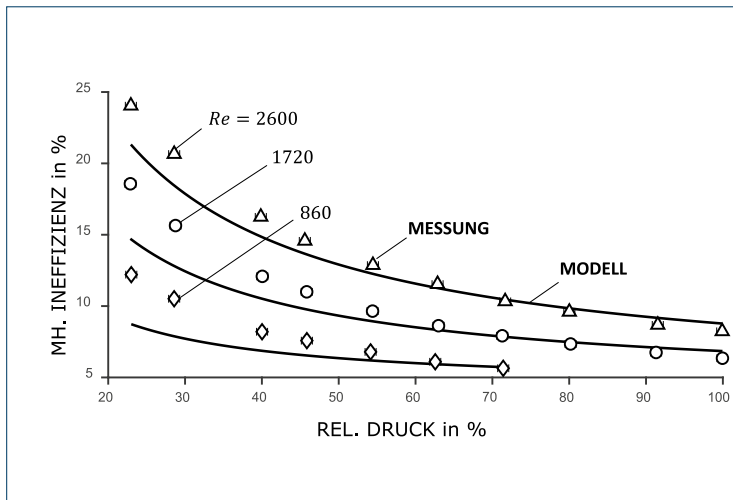


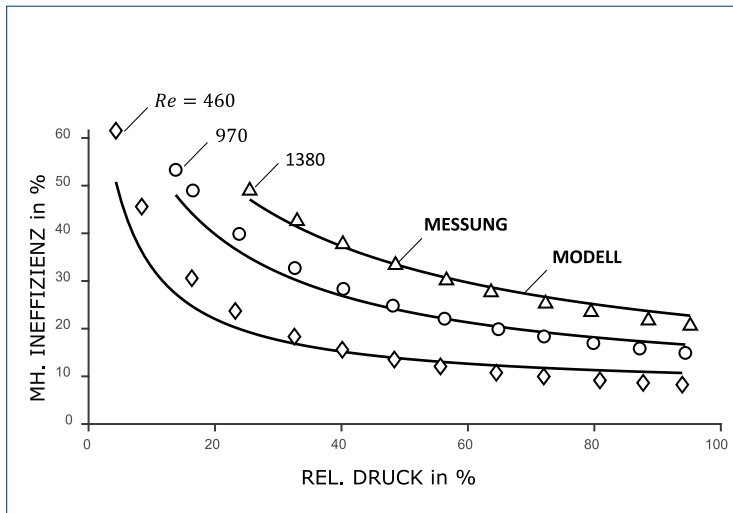
Abb. 3: Volumetrische Ineffizienz einer Drehkolbenpumpe

Quelle: TU Darmstadt



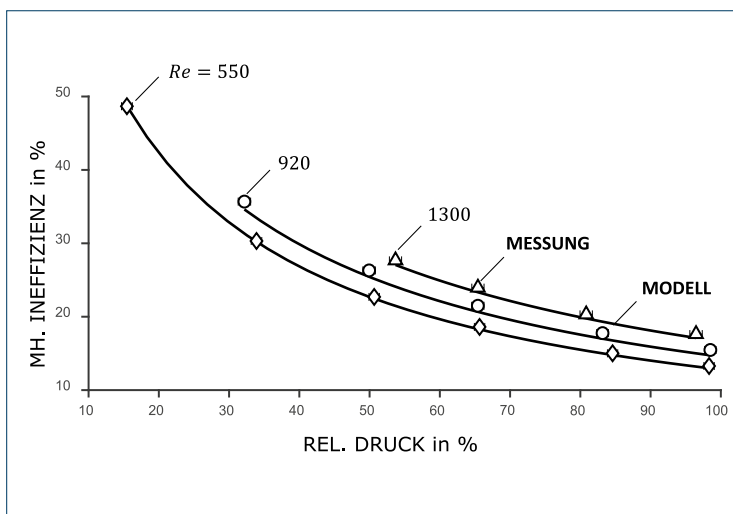
Quelle: TU Darmstadt

Abb. 4: Mechanisch-hydraulische Ineffizienz einer Schraubenspindelpumpe



Quelle: TU Darmstadt

Abb. 5: Mechanisch-hydraulische Ineffizienz einer Zahnradpumpe



Quelle: TU Darmstadt

Abb. 6: Mechanisch-hydraulische Ineffizienz einer Drehkolbenpumpe

Mechanisch-hydraulische Ineffizienz

Die Abbildungen 4, 5 und 6 zeigen die Modellvorhersage für die mechanisch-hydraulische Ineffizienz zusammen mit den Messwerten für drei Reynolds-Zahlen (entspricht drei unterschiedlichen Drehzahlen) für dieselben drei Pumpentypen. Bei der Schraubenspindelpumpe und der Zahnradpumpe entsprechen die modellbasierten Vorhersagen für die mechanisch-hydraulische Ineffizienz den Messwerten mit einer hohen Genauigkeit. Nur bei niedrigen Reynolds-Zahlen und niedrigen relativen Drücken nehmen die Abweichungen von den Messwerten zu.

Bei den Messungen an der Drehkolbenpumpe trat aufgrund der riemengetriebenen Rotoren ein zusätzliches konstantes Reibmoment auf. Aus diesem Grund wurde das Reibmomentmodell um den zusätzlichen konstanten Ausdruck M_C ergänzt. Wie bei den sechs bestehenden Modellparametern wird M_C mittels linearer Regression ermittelt. Bei der Drehkolbenpumpe entspricht die Modellvorhersage für die mechanisch-hydraulische Ineffizienz mit höchster Genauigkeit den Messwerten für alle Betriebspunkte. Wie beim Leckagemodell gilt auch hier die Anwendbarkeit des Reibmomentmodells durch die Ergebnisse als bewiesen.

Hohe Genauigkeit der Vorhersagen

Die Validierungsergebnisse zeigen, dass sich Verdrängerpumpen mit dem typenunabhängigen Wirkungsgradmodell über ein breites Spektrum an Betriebsbedingungen hinweg abbilden lassen. Die modellbasierten Vorhersagen für die volumetrische und mechanisch-hydraulische Ineffizienz zeichnen sich bei allen berücksichtigten Pumpentypen durch eine hohe Genauigkeit aus und sind für Pumpenhersteller daher von großem Nutzen. Das typenunabhängige Wirkungsgradmodell stellt somit eine validierte Grundlage für die Beschreibung des Wirkungsgrads in einer künftigen Energieeffizienzrichtlinie für Verdrängerpumpen bereit. Dabei sollte das Augenmerk jedoch nicht ausschließlich auf der Pumpe liegen, sondern auch der größere Kontext einer Energieeffizienzrichtlinie beachtet werden. Wasserpumpen sind an dieser Stelle ein gutes Beispiel: In der aktuellen Ökodesign-Richtlinie der EU zu Wasserpumpen werden nicht nur einzelne Pumpen, sondern Pumpeneinheiten, bestehend aus Pumpe, Elektromotor und Fre-



quenzumrichter, betrachtet. Zudem findet die Bewertung anhand anwendungsspezifischer Lastprofile statt. Dies bietet eine gute Orientierung für künftige Forschungsarbeiten zu Verdrängerpumpen.

Autoren:

Christian Schänzle

Dr.-Ing. Gerhard Ludwig

Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz

TU Darmstadt – Institut für Fluidsystemtechnik,
Darmstadt

Quellen

- ¹ Pelz, P. F., Schänzle, C., Corneli, T. 2016. Ähnlichkeitsbeziehungen bei Verdrängermaschinen – eine einheitliche Wirkungsgradmodellierung, O+P – Ölhydraulik und Pneumatik, 1–2, Seite 104–113.
- ² Schänzle, C., Ludwig, G., and Pelz, P. F. 2016. ERP Positive Displacement Pumps – Physically Based Approach towards an Application-Related Efficiency Guideline, Proceedings of 3rd International Rotating Equipment Conference, Düsseldorf, Germany.
- ³ Simon, V., Weigand, B., Gomma, H. 2017. Dimensional Analysis for Engineers, Springer International Publishing, Cham, Switzerland.
- ⁴ Schlösser, W. M. J. 1961. Ein mathematisches Modell für Verdrängerpumpen und -motoren, O+P-Zeitschrift 5, Seite 122–129.
- ⁵ Schlösser, W. M. J., und Hilbrands, J. W. 1965. Über den hydraulisch-mechanischen Wirkungsgrad von Verdrängerpumpen, O+P-Zeitschrift 9, Seite 333–338.
- ⁶ Schlösser, W. M. J. 1968. Über den Gesamtwirkungsgrad von Verdrängerpumpen, O+P-Zeitschrift 12, Seite 415–420.
- ⁷ ISO 4409:2007 2007. Hydraulic fluid power – Positive displacement pumps, motors and integral transmissions – Methods of testing and presenting basic steady state performance, Beuth Verlag, Germany.

Dieser Beitrag ist die gekürzte Fassung eines Vortrags, der auf der Introequipcon im September 2019 mit einem „Best Paper“-Award ausgezeichnet wurde.



Scannen Sie den QR-Code für den Original-Vortrag.