

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 65 (1947)  
**Heft:** 4

**Artikel:** Die Normung von Kreiselradmaschinen  
**Autor:** Rütschi, K.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-55819>

### **Nutzungsbedingungen**

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

### **Conditions d'utilisation**

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. [Voir Informations légales.](#)

### **Terms of use**

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. [See Legal notice.](#)

**Download PDF:** 14.03.2025

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

# Die Normung von Kreisradmaschinen

Von K. RÜTSCHE, Brugg

DK 389.6:621-135

Im zukünftigen Wettbewerb mit dem Ausland muss für die Fabrikation jeglicher Art mit einer vermehrten Rationalisierung gerechnet werden. Zur Leistungssteigerung trägt in vornehmlicher Weise die Normung und Typisierung bei. Diese ist wirtschaftlich und neutral, wenn sie auf den sog. Normzahlen aufbaut. Nachfolgend soll im ersten Teil das Wesen der Normzahl besonders an Hand der Ausführungen von O. Kienzle<sup>1)</sup> erläutert und im zweiten Hauptteil die praktische Anwendung am Beispiel genormter Kreiselpumpen gezeigt werden.

## 1. Die Normzahlen

Die Normzahlen sind aus dem Bedürfnis entstanden, technische Gegenstände, die in verschiedenen Grössen gebraucht werden, zweckmässig abzustufen. So versuchte bereits in den Siebzigerjahren der Franzose Renard<sup>2)</sup> bei der Normung von Tauwerk, den Sprung von Stufe zu Stufe verhältnismässig zu machen; in fünf Stufensprüngen wollte er auf den zehnfachen

Wert kommen. Er fand dabei den Stufensprung  $\sqrt[5]{10} = 1,5849$ , d. h. jede nächstgrössere Zahl der Reihe ist um dieses Verhältnis grösser als die vorangehende. Für den praktischen Gebrauch kam er auf die abgerundeten Zahlen 1, 1,6, 2,5, 4, 6,3, 10; bei einer feineren Stufung auf die Werte 1, 1,25, 1,6, 2, 2,5, 3,2, 4, 5, 6,3, 8, 10.

In der Folge wurden diese gleichen Normzahlen wegen ihres logischen Aufbaues von verschiedenen Forschern unabhängig voneinander gefunden. Fast gleichzeitig in Frankreich und Deutschland kamen im Dezember 1921 und Januar 1922 Vorschläge heraus, die zuletzt im Normblatt DIN 323 (entsprechende amerikanische Norm ASA Z. 17.1 oder VSM Normblatt 10050) ihren Niederschlag fanden.

Tabelle 1 ist der letzten Veröffentlichung des Normblattes DIN 323 entnommen und zeigt in vier Reihen verschieden grosse Abstufungen, die den Bereich von  $10^n$  zu  $10^{n+1}$  in 40, 20, 10 oder 5 Stufensprüngen  $x$  überbrücken.

40er Reihe	$x = \sqrt[40]{10} = 1,0593 = \text{rd. } 1,06$
20er Reihe	$x = \sqrt[20]{10} = 1,1220 = \text{rd. } 1,12$
10er Reihe	$x = \sqrt[10]{10} = 1,2589 = \text{rd. } 1,26$
5er Reihe	$x = \sqrt[5]{10} = 1,5849 = \text{rd. } 1,58$

Die hieraus entstandenen Normzahlen bilden ein Zahlensystem von ganz bestimmten Eigenschaften, das geradezu als neues «Einmaleins» der Technik angesprochen werden kann. Die Unterteilung der Dekade in 40, 20, 10 oder 5 Glieder führt zu einfachen leicht addierbaren, nur dreistelligen Mantissen (Spalte 4 in Tabelle 1), so dass damit die Logarithmentafel für alle Normzahlen gegeben ist.

Aus der geometrischen Stufung ergeben sich folgende Rechenregeln:

1. Produkte und Quotienten aus beliebigen Normzahlen sind wieder Normzahlen.
2. Ganzzahlige Potenzen von Normzahlen sind wieder Normzahlen.
3. Der doppelte und der halbe Wert jeder Normzahl ist wiederum eine Normzahl.
4. Jedes Glied ist das geometrische Mittel zwischen zwei Gliedern, die in der Reihe gleich weit nach vor- und nach rückwärts liegen, z. B.  $3,55^2 = 2,8 \cdot 4,5$  (20er Reihe).

<sup>1)</sup> Die Normungszahlen und ihre Anwendung, Prof. Dr. Ing. O. Kienzle, VDI Zeitschrift Bd. 83, Nr. 24, 17. Juni 1939.

<sup>2)</sup> Normzahlen, Prof. M. Landolt, Festschrift 25 Jahre Normalien-Bureau des VSM 1918 bis 1943.

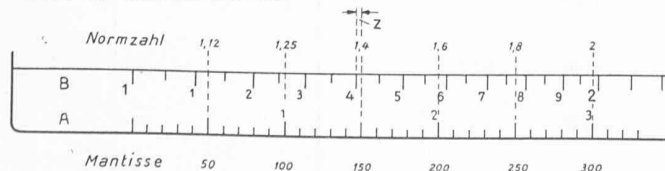


Bild 1. Auffinden der Normzahlen auf dem Rechenschieber. Z = Abweichung vom genauen Wert +1,26 bis -1,01%

5. Schliesslich ist wichtig, dass die Zahlen  $\pi, 2\pi, \pi/4, \pi^2, \sqrt{2}, \sqrt[3]{2}, 1$  Zoll usw. Normzahlen sehr nahe liegen.

Wer sich an Normzahlen gewöhnt hat, kann durch Addieren und Subtrahieren der einfachen Mantissen rasch Multiplikationen und Divisionen im Kopf rechnen, wobei die durch Normzahlen erhaltene Genauigkeit für technische Berechnungen fast immer genügt, denn viele in die Rechnung eingesetzte Grössen sind meist selbst nur mit einer grösseren Ungenauigkeit (wie Festigkeitszahlen, Erfahrungswerte usw.) bekannt. Kein Hauptwert der Normzahlen weicht übrigens von seinem Genauwert gemäss Spalte 6 der Tabelle 1 um mehr als +1,26% bzw. -1,01% ab. Welche Zahl übrigens auch immer das Ergebnis irgend einer Berechnung sei, es gibt keine, die um mehr als 3% von der nächstliegenden Normzahl der Reihe 40 abweicht.

Die Normzahlen können übrigens jederzeit leicht mit dem Rechenschieber (Bild 1) bestimmt werden, sofern dieser eine dekadische Unterteilung A der logarithmischen Teilung B besitzt. Die Einstellung der Läufermarke auf einen der Zehntelwerte der Teilung A (100, 200, 300 usw.) ergibt die zugehörige Normzahl der Reihe 10 auf der logarithmischen Teilung B. Die Abrundung dieser gefundenen Genauwerte zu Hauptwerten kann man sich leicht merken. Die Einstellung auf halbe Zwischenwerte der Teilung A (050, 100, 150, 200 usw.) ergibt die Normzahlen der Reihe 20 usw.

Normzahlreihen kann man auch auf halblogarithmischem Papier gemäss Bild 2 darstellen. Hier sind neben den Grundreihen R 5, 10, 20 und 40 auch noch sog. abgeleitete Reihen, die durch Ueberspringen einzelner Glieder erhalten werden, eingetragen, so z. B.

die Reihen  $40/3, 20/3, 10/3$   
mit einem Stufensprung  $x = 1,18, 1,4, 2$

Die Nutzenanwendung dieses halblogarithmischen Papiers besteht darin, entweder vorhandene, noch nicht den Normzahlen entsprechende Reihen einzutragen und zu untersuchen, ob sich die bisherigen Werte ohne grosse Aenderungen normen lassen, oder beabsichtigte neue Reihen auf diese Art zu überprüfen. In Bild 2, Reihe b sind z. B. die Stützenlichtweiten einer Pumpenserie

25, 32, 40, 50, 60 (63), 80, 100, 125, 150 (160), 200 mm l.W. eingetragen, wobei deren Verbindungslinie parallel zur Reihe R 10 verläuft. Ebenso stimmt die Linie a der später besprochenen spezifischen Drehzahlen  $n_s$  bei Kreiselpumpen mit der Reihe R 20/3 und die Linie c der Laufraddurchmesser mit der Reihe R 10 überein. Man kann übrigens für die logarithmische

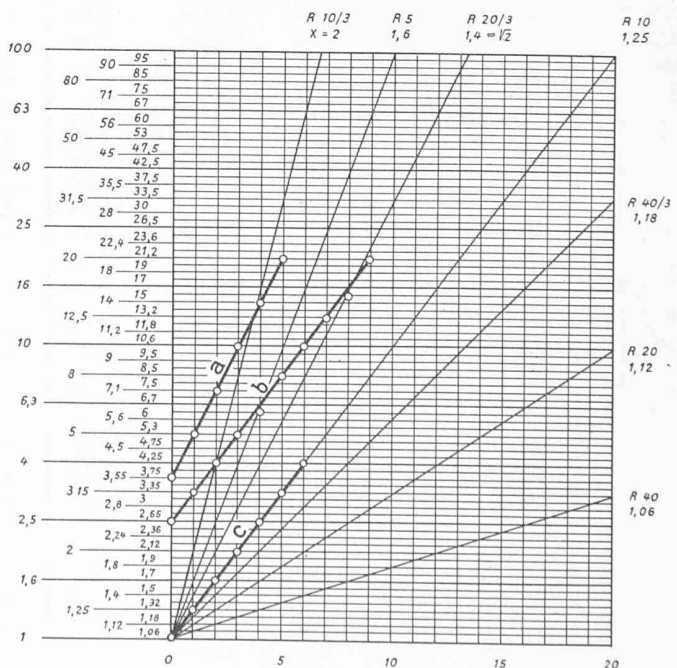


Bild 2. Auffinden von Normzahlreihen auf halblogarithmischem Papier. a) spezifische Drehzahl  $n_s$  Reihe 20/3, b) Stützenweite Reihe 10, c) Laufraddurchmesser von Kreiselpumpen Reihe 10

Darstellung gewöhnliches Millimeterpapier benutzen, wenn man die Masstäbe in Normzahlen einträgt.

Das Bedürfnis und die Bedeutung der Normung könnte nicht besser als am Beispiel erläutert werden, das O. Kienzle<sup>1)</sup> über ungeordnete und geordnete Durchmesserreihen anführt. Stuft man verschiedenartige Erzeugnisse, z. B. Drehteile aus Stahl, unabhängig von einander ab, so können nach Bild 3 Durchmesserreihen  $x, y, z$  entstehen, die insgesamt 17 verschiedene Stangendurchmesser mit entsprechenden Werkzeugen (Ziehringe, sowie für die Gegenstücke Bohrer, Reibahlen, Senker, Dorne usw.) und Lehren erfordern. Eine Vereinheitlichung nach der Reihe 20 vermindert die Anzahl der Stangendurchmesser auf total 11, wobei von jeder Durchmesserreihe  $x, y, z$  bisherige Abmessungen in die neue Einheitsreihe übernommen werden können. Dies führt zu einer beschränkten Anzahl von Werkzeugen und Betriebsmitteln.

Ausser Durchmessern kann man aber alle möglichen Grössen nach Normzahlen abstufen und wir finden bereits in unseren VSM-Normen über Kegelgriffe, Handräder, Rohrlei-

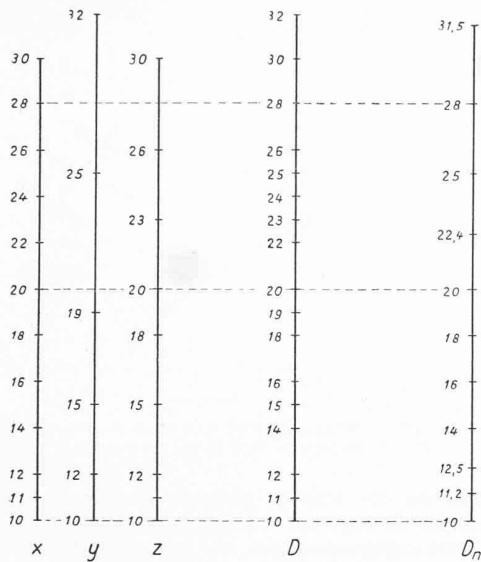
tungsdruckstufen usw. eine weitgehende Auswirkung des Normzahlensystems. Noch auffälliger treten aber die Vorteile in Erscheinung, wenn man ausser Maschinenteilen ganze Maschinen, deren Leistungen und Hauptabmessungen nach dem Grundsatz der Normzahlen stuft. Geht nun ein anderes Werk der gleichen Maschinenart in derselben Weise vor, so entstehen in der ganzen Industriegruppe gleiche Grössenabstufungen. Dann ist es möglich, dass der Benützer der Maschinen die Preise auf gleiche Leistungen und Grössen beziehen und vergleichen kann. Es ist auch möglich die Maschinen gleicher Leistungen gruppenweise zusammenzustellen, auch wenn sie von noch so vielen Herstellern herrühren.

Ebenso gibt diese einheitliche Gestaltung und Stufung nach Normzahlen dem Fabrikanten selbst ein Mittel zur Rationalisierung der Typen und gegenseitigen Verständigung in die Hand. Man hat bereits eine feste Grundlage für die Normung und wenn nationale Normen auf den Normzahlen aufgebaut sind, haben sie auch die grösste Aussicht unverändert für die internationale Normung verwendet zu werden.

Tabelle 1. Aufbau der Normungszahlen\*).

Ordnungsnummern**) für die Normungszahlen			Man- tisse	Genau- werte	Ab- weichung der Haupt- werte %	Hauptwerte				Rundwerte nur für Reihe			Nahe- liegende Werte
von 0,1 bis 1	von 1 bis 10	von 10 bis 100				Grundreihe				Ra 20	Ra 10	Ra 5	
1	2	3	4	5	6	R 40	R 20	R 10	R 5	11			12
— 40	0	40	000	1,0000	0	1,00	1,00	1,00	1,00				
— 39	1	41	025	1,0593	+ 0,07	1,06	1,00	1,00	1,00				
— 38	2	42	050	1,1220	— 0,18	1,12	1,12			1,1	11	110	
— 37	3	43	075	1,1885	— 0,71	1,18							
— 36	4	44	100	1,2589	— 0,71	1,25	1,25	1,25		1,2	12		$\sqrt[3]{2}$
— 35	5	45	125	1,3335	— 1,01	1,32							
— 34	6	46	150	1,4125	— 0,88	1,40	1,40						$\sqrt{2}$
— 33	7	47	175	1,4962	+ 0,25	1,50							
— 32	8	48	200	1,5849	+ 0,95	1,60	1,60	1,60	1,60				
— 31	9	49	225	1,6788	+ 1,26	1,70							
— 30	10	50	250	1,7783	+ 1,22	1,80	1,80						
— 29	11	51	275	1,8836	+ 0,87	1,90							
— 28	12	52	300	1,9953	+ 0,24	2,00	2,00	2,00					
— 27	13	53	325	2,1135	+ 0,31	2,12							
— 26	14	54	350	2,2387	+ 0,06	2,24	2,24			2,2	22	220	
— 25	15	55	375	2,3714	— 0,48	2,36							
— 24	16	56	400	2,5119	— 0,47	2,50	2,50	2,50	2,50				
— 23	17	57	425	2,6607	— 0,40	2,65							
— 22	18	58	450	2,8184	— 0,65	2,80	2,80						
— 21	19	59	475	2,9854	+ 0,49	3,00							
— 20	20	60	500	3,1623	— 0,39	3,15	3,15	3,15		3	32		$\pi$
— 19	21	61	525	3,3497	+ 0,01	3,35							
— 18	22	62	550	3,5481	+ 0,05	3,55	3,55			3,5	36		
— 17	23	63	575	3,7584	— 0,22	3,75							
— 16	24	64	600	3,9811	+ 0,47	4,00	4,00	4,00	4,00				
— 15	25	65	625	4,2170	+ 0,78	4,25							
— 14	26	66	650	4,4668	+ 0,74	4,50	4,50						
— 13	27	67	675	4,7315	+ 0,39	4,75							
— 12	28	68	700	5,0119	— 0,24	5,00	5,00	5,00					
— 11	29	69	725	5,3088	— 0,17	5,30							
— 10	30	70	750	5,6234	— 0,42	5,60	5,60			5,5			
— 9	31	71	775	5,9566	+ 0,73	6,00							
— 8	32	72	800	6,3096	— 0,15	6,30	6,30	6,30	6,30	6			$2\pi$
— 7	33	73	825	6,6834	+ 0,25	6,70							
— 6	34	74	850	7,0795	+ 0,29	7,10	7,10			7	70		
— 5	35	75	875	7,4989	+ 0,01	7,50							
— 4	36	76	900	7,9433	+ 0,71	8,00	8,00	8,00					$\pi/4$
— 3	37	77	925	8,4140	+ 1,02	8,50							
— 2	38	78	950	8,9125	+ 0,98	9,00	9,00						
— 1	39	79	975	9,4406	+ 0,63	9,50							
0	40	80	000	10,0000	0	10,00	10,00	10,00	10,00				$g, \pi^2$

\*) Diese Zahlentafel ist dem Normblatt „DIN 323“ entnommen. \*\*) Für weitere Dekaden setzen sich die Ordnungsnummern entsprechend fort.



Drei Durchmesserreihen zum Herstellen der Bauteile x, y, z  
 Das Zusammenziehen der drei Reihen ergibt 17 verschiedene Durchmesser  
 Nach Normzahlreihe R 20 gewählte Stufung ergibt nur elf verschiedene Durchmesser

Bild 3. Ungeordnete und geordnete Durchmesserreihen

Eine Gestaltung nach Normzahlen hat dabei den weiteren Vorzug, neutral zu sein, so dass sie die Beteiligten leichter zur Einigung kommen lässt, als wenn um die Anerkennung bisheriger Grössen gefeilscht werden muss.

2. Die Anwendung im Kreiselpumpenbau

a) Normung der Leistungen

Es ist verhältnismässig einfach, Werkzeugmaschinen, wie Stanzen, Pressen, Drehbänke usw. für einige verschiedene Grössen zu normen. Etwas schwieriger ist diese Aufgabe bei Arbeits- oder Kraftmaschinen mit unbegrenzten Grössen und Leistungen. So baut man z. B. Kreiselpumpen für verschiedene Fördermengen, die sich dann wieder für beliebige Druckhöhen bei gleichbleibender oder veränderlicher Drehzahl, weiter unterteilen. Es war darum reizvoll hier eine Lösung zu suchen, die den Anforderungen sowohl des Verbrauchers als des Herstellers in gleicher Weise gerecht wird.

Von allen Kreiselpumpen finden wohl die sog. einstufigen Niederdruckpumpen mit Spiralgehäuse die weitaus häufigste Verbreitung, so dass in erster Linie diese in Serien hergestellten Pumpen einheitlich zu normen sind. Die Aufgabe war nun, mit wenig Typen einen grossen Leistungsbereich zu umfassen, wobei zugleich jede Pumpe bei verhältnismässig gutem Wirkungsgrad arbeiten soll.

Zuerst war es notwendig das Gerippe für die Leistungsunterteilung zu finden, das die zweckmässigste Stufung sowohl der Fördermenge als auch der Förderhöhe ergibt. Dabei sollen sich mit Rücksicht auf eine rationelle Fabrikation möglichst viele Hauptabmessungen wie Laufraddurchmesser, Gehäusebohrung und Stutzenlichtweite (Flanschabmessungen) wiederholen. Es war gegeben für die Laufraddurchmesser Normzahlen zu verwenden. Gleiche Laufraddurchmesser ergeben bei gleicher Drehzahl ungefähr die gleichen Druckhöhen. Ferner sollten stets einige verschiedene Typen bei unterschiedlicher Förderhöhe ungefähr die selbe Fördermenge und damit gleiche Stutzenlichtweite erhalten. Wenn zugleich erreicht werden konnte, dass wiederum verschiedene Typen gleiche spezifische Drehzahl, d. h. geometrische ähnliche Abmessungen bekommen, so lassen sich einzelne Reihen ohne grosse rechnerische Arbeiten beliebig vergrössern oder verkleinern.

So einfach sich nun die fertige Lösung nach Bild 4 darstellt, so mussten doch zahlreiche Umwege beschritten werden, bis sich schlussendlich das Ergebnis herauskristallisierte, das alle genannten Forderungen erfüllt. Es war dazu von Vorteil, nicht die genauen Versuchswerte in diesen Rahmen einzubauen, sondern es wurde der Einfachheit und bessern Vergleichsmöglichkeit wegen für jeden Laufraddurchmesser vorläufig die gleiche Förderhöhe eingesetzt. Zu diesem Zwecke

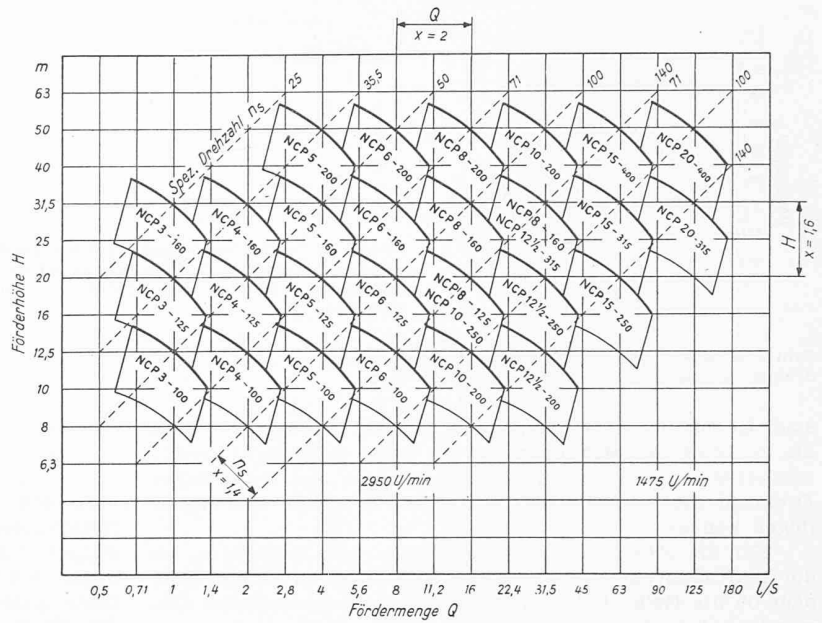


Bild 4. Leistungsrahmen für genormte einstufige Niederdruck-Zentrifugalpumpen unter vereinfachender Annahme gleicher Druckhöhenziffer  $\nu$  für alle Pumpen

ist in Bild 4 für die Förderhöhe  $H$  in der Näherungsgleichung

$$H = \nu \frac{u_2^2}{2g}$$

die sog. Druckhöhenziffer  $\nu$  überall mit dem Ungefährwert 1 angenommen, wogegen die gemessenen  $\nu$ -Werte der fraglichen Pumpen zwischen etwa 0,95 und 1,05 streuen. Für die Bestimmung von  $u_2$  wurden die Drehzahlen 2950 bzw. 1475 gewählt, die zugleich die Abweichung des Wertes  $2g$  vom Rundwert 20 ausgleichen, so dass die Förderhöhen wieder Normzahlen

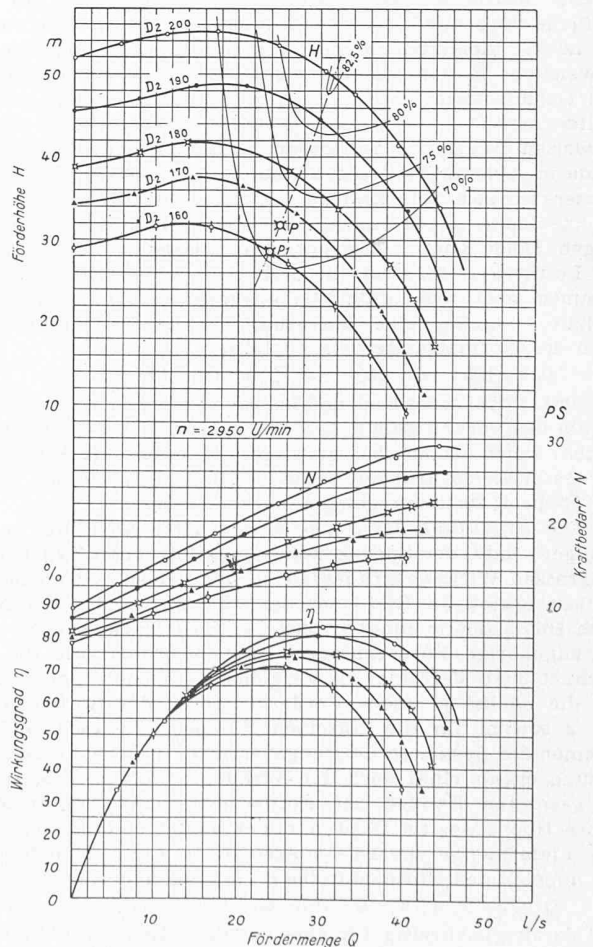


Bild 5. Versuchsergebnisse über das Zurückdrehen eines Pumpenlaufrades  $D_2=200$  mm um je 10 mm. Leistungsverminderung bei  $D_2=160$  mm: nach Rechnung: P, nach Versuch:  $P_1$

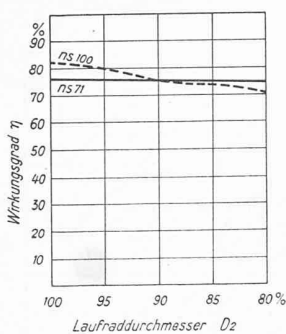


Bild 6. Absinken des Wirkungsgrades beim Zurückdrehen von Laufrädern verschiedener Bauform

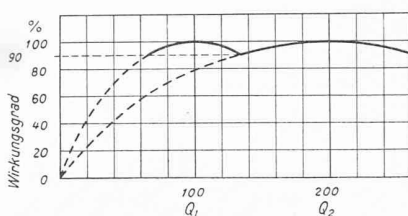


Bild 7. Beim Stufensprung  $x = 2$  für die Fördermengen  $Q$  sinkt der Wirkungsgrad im ungünstigsten Bereich nicht unter 90% seines Höchstwertes

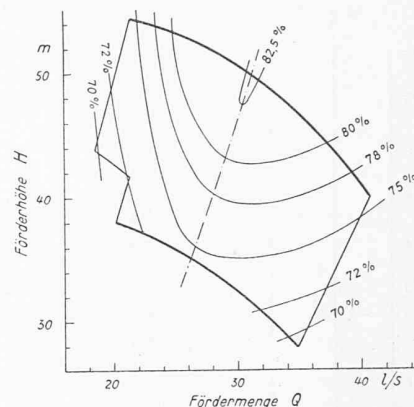


Bild 8. Wirkungsgradverlauf im Leistungsfeld der Normpumpe NCP 10 bis 200 (aus Bild 4 u. 5)

sind. Es ist hier aber darauf aufmerksam zu machen, dass die in Bild 4 eingetragenen Kurven keine Leistungsversuche wiedergeben, weil je nach Pumpengrösse und spezifischer Drehzahl die tatsächlichen Werte etwas höher oder tiefer liegen können.

Für die Abstufung der Förderhöhe war abzuwägen, ob die Laufraddurchmesser nach der Reihe R 20 zu wählen sind, oder ob die Reihe R 10 genügt, oder eine Zwischenreihe notwendig wird. Zu diesem Zwecke war zu untersuchen, wie stark ein Pumpenlaufrad ohne allzugrosse Einbusse an Wirkungsgrad zurückgedreht werden kann, so dass die Pumpe möglichst im ganzen zugewiesenen Leistungsfeld gut arbeitet.

In Bild 5 sind die Versuchsergebnisse einer Pumpe mit einem ursprünglichen Laufrad von 200 mm Durchmesser aufgetragen, wobei dieser Durchmesser schrittweise um je 10 mm verringert wurde, bis der nächstkleinere Normdurchmesser von 160 mm erreicht war. Wie man sieht, zeigen die Versuchswerte einen etwas grösseren Leistungsabfall als sich nach der einfachen Umrechnungsformel

$$\frac{D}{D'} = \frac{Q}{Q'}; \left(\frac{D}{D'}\right)^2 = \frac{H}{H'}$$

ergeben würde, so dass also ein Laufrad nicht ganz auf das 0,8 fache zurückgedreht werden muss, um auf die Leistungen der nächst kleineren Pumpe zu kommen. Allerdings ist die Abweichung  $P_1$  vom rechnerischen Wert  $P$  je nach Laufrad und Gehäuseform etwas verschieden, wobei im allgemeinen breitere, spezifisch schnellläufige Räder einen stärkeren Abfall aufweisen als schmale Laufräder. In Bild 6 sind die Wirkungsgrade in Abhängigkeit der Verminderung des Laufraddurchmessers für zwei verschiedene Laufräder mit den spezifischen Drehzahlen  $n_s = 100$  und  $n_s = 71$  (siehe auch Bild 9) aufgetragen. Beide Kurven lassen erkennen, dass das Zurückdrehen des Laufraddurchmessers in Grenzen, wie sie praktisch vorkommen, noch recht gute Wirkungsgrade ergibt. Es wurde deshalb endgültig eine Abstufung der Laufraddurchmesser nach der Normalzahlreihe R 10, also

$$D_2 = 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400 \text{ mm usw.}$$

gewählt, wobei jedes Rad um den rd. 1,25 fachen Wert grösser ist als das vorangehende. Die Reihe lässt sich beliebig fortsetzen, wobei jedoch bei grösseren Pumpen mit Rücksicht auf Materialeinsparungen besonders beim Gehäuse zur feineren Reihe R 20 übergegangen werden kann.

Die Abstufung der Fördermenge hatte wiederum so zu erfolgen, dass der Sprung zum nächstfolgenden Typ keinen zu grossen Wirkungsgradabfall in den beiden extremen Bereichen ergibt. In Bild 7 ist der Wirkungsgrad der Pumpe nach Bild 5 übernommen, wobei der Kulminationspunkt und die zugehörige Fördermenge  $Q_1$  dimensionslos mit 100 bezeichnet sind. Verschiedene Vergleichsversuche ergaben, dass für die nächst grössere Fördermenge  $Q_2$  der Stufensprung  $x = 2$  sowohl für die einzelnen Pumpen, als auch für den Rahmen des gesamten Leistungsbereiches die zweckmässigste Lösung ergab, sinkt doch der Wirkungsgrad auf diese Weise im gesamten Bereich der Fördermenge nicht unter 90% seines Höchstwertes. Wird nun der kleinste Pumpentyp für eine Liefermenge von 1 l/s ausgelegt, so ergeben sich nach der abgeleiteten Normzahlreihe R 10/3 folgende Liefermengen

$$Q = 1, 2, 4, 8, 16, 31,5, 63, 125 \text{ l/s usw.}$$

und damit gleichzeitig für eine vertikale Reihe von Pumpen nach Bild 4 auch gleiche Stützenlichtweiten.

Zeichnet man zusammenfassend in ein Leistungsfeld, das einer einzelnen Pumpe zugewiesen ist, nach Bild 8 die sog.

Muschelkurven ein, die die Punkte gleicher Wirkungsgrade miteinander verbinden, so liegt der weitaus grösste Teil dieses Feldes in einem Wirkungsgradbereich, der nur um etwa 10% unter den Höchstwert absinkt. Dieses Ergebnis zeigt auf das Beste, dass die Stufungen sowohl der Förderhöhe, als auch der Fördermenge, gut ausgelesen sind, besonders wenn man berücksichtigt, dass man für einen grossen Gesamtbereich mit einer verhältnismässig kleinen Zahl von Pumpen auskommt.

Rechnet man für die einzelnen Pumpen die spezifische Drehzahl

$$n_s = 3,65 n Q^{1/2} \cdot H^{3/4}$$

aus, so ergibt sich eine weitere Eigentümlichkeit dieser genormten Leistungen, indem immer eine Gruppe von Pumpen die gleiche spezifische Drehzahl  $n_s$  erhält. Diese Gruppen können also modellähnlich ausgeführt, d. h. sie können in ihren Abmessungen beliebig vergrössert oder verkleinert werden, wobei für die Umrechnung folgende Gleichungen gelten:

$$H = H_v \left(\frac{n}{n_v}\right)^2 \left(\frac{D}{D_v}\right)^2$$

$$Q = Q_v \frac{n}{n_v} \left(\frac{D}{D_v}\right)^3$$

Bei gleichbleibender Drehzahl wächst also die Förderhöhe mit dem Quadrat und die Fördermenge mit der dritten Potenz des Durchmessers. Hier wirken sich nun wieder die Vorzeichen der Normzahl aus, werden doch alle Produkte wieder Normzahlen. Tabelle 2 gibt die Vergrösserung von  $Q$  und  $H$ , die eine Vergrösserung von  $D_2$  bewirkt.

Eine Gruppe ähnlicher Pumpen mit der spezifischen Drehzahl  $n_s = 100$  sind z. B. die Typen

N. C. P. 5/100, N. C. P. 6/125, N. C. P. 8/160, N. C. P. 10/200 usw. wobei jeweils der erste Wert die Ordnungszahl der Stützenlichtweite (cm) und der zweite der des Laufraddurchmessers bzw. der Gehäusebohrung (mm) bedeutet. Ebenso kann man aus dem Verhältnis beider Zahlen zueinander sofort die Laufradform a bis e (Bild 9) und damit die Baugruppe oder spezifische Drehzahl  $n_s$  herauslesen, Tabelle 3.

Man kann den Leistungsrahmen von Bild 4 beliebig vergrössern, indem man unter Beibehaltung der Bauformen a bis e, die Durchmesserreihe erweitert, dabei aber stets Normdurchmesser wählt. Sogar bei Einzel- und Grossausführungen greift man mit Vorteil auf die genormten Durchmesser und spezifischen Drehzahlen zurück, ist es dabei doch möglich, mit grösster Sicherheit den Leistungsverlauf der neuzuschaffenden Konstruktion vorzubestimmen, indem kleinere

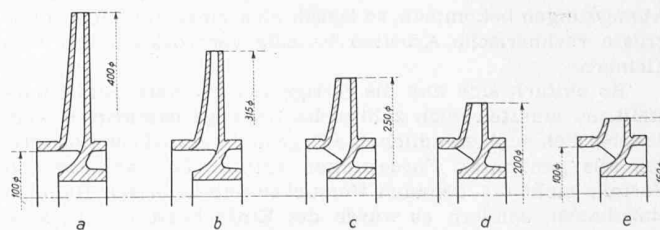


Bild 9. Genormte Kreiselpumpen-Laufräder

Bauform	a	b	c	d	e
Spez. Drehzahl	35,5	50	71	100	140

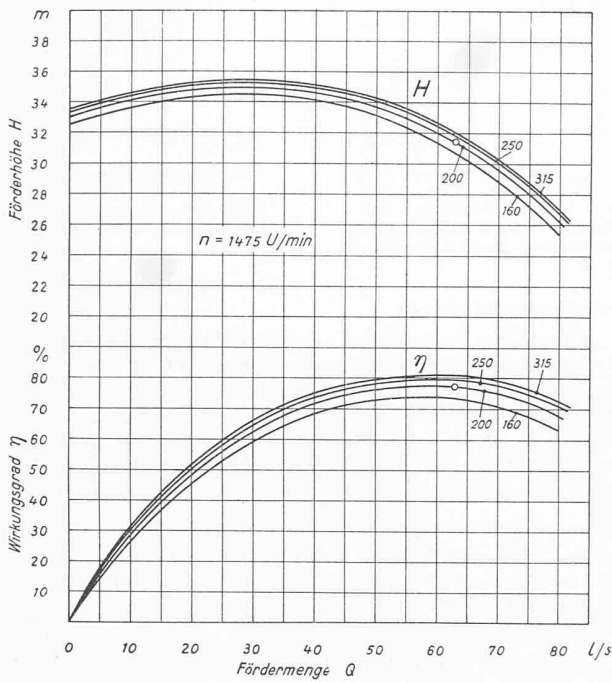


Bild 10. Vergleichsversuche modellähnlicher Pumpen.  $Q$  und  $H$  umgerechnet auf Laufraddurchmesser  $D_2 = 315$  mm

Normpumpen als Modellpumpen bereits vorhanden sind. Vergleichsversuche solcher Pumpen gleicher Bauform, aber verschiedener Grösse ergeben nach Bild 10 Unterlagen, die die Wirkungsgrad- und Leistungsaufwertung bei  $x$ -facher Vergrößerung mit grosser Sicherheit vorausbestimmen lassen. Natürlich muss bei einer solchen Vergrößerung beachtet werden, dass bei der Grosspumpe mit Rücksicht auf die Kavitation die Drehzahl entsprechend niedriger zu wählen ist.

In ähnlicher Weise ist es auch möglich auf genauere Art als durch die zeitraubende Einzelrechnung die Gewichte einer Grossausführung vorauszubestimmen, was besonders für Projekt- und Offertarbeiten von nicht zu unterschätzendem Vorteil ist. Würden bei einer geometrischen Vergrößerung alle Abmessungen genau linear anwachsen, so müssten die Gewichte in der dritten Potenz zunehmen. Mit Rücksicht auf die bei kleineren Ausführungen verhältnismässig stärkeren Wanddicken, die aus giessereitechnischen Gründen nötig sind, ist der Potenzierungsfaktor erfahrungsgemäss aber nicht 3, sondern er schwankt bei Kreiselpumpen im Mittel zwischen 2,24 und 2,5. Man kann nun für Konstruktionsteile (Laufräder, Gehäuse) oder ganze Pumpen, aber auch für beliebige andere Maschinen in Bild 11 die Gewichte bekannter Grössen eintragen, wonach sich der für die Gewichtsumrechnung zu erwartende Potenzierungsfaktor mit grosser Genauigkeit herauslesen lässt. So sind beispielsweise die Gewichte von Laufrädern der Bauform c über dem Durchmesser  $D_2$  eingetragen, wobei deren Verbindungslinie a zum Potenzierungsfaktor 2,36 parallel verläuft. Es können nun entweder Zwischenwerte direkt in kg auf Linie a oder deren Verlängerung abgelesen werden, oder man kann das Gewicht des Musters mit dem der  $n$ -fachen Vergrößerung entsprechenden Wert  $n^x$  vervielfachen.

b) Normung der Konstruktion

Um das Nebenziel jeder Normung, neben einer rationellen Fabrikation eine gleiche Gestaltung von Maschinenteilen oder Maschinen zu erreichen, ist es notwendig, dass bei der Konstruktion von den verschiedenen Lieferwerken nach einheitlichen Prinzipien verfahren wird. Bei den Kreiselpumpen

Tabelle 2. Vergrößerung von  $Q$  und  $H$  bei gegebener Vergrößerung von  $D_2$

$D_2$	$Q$	$H$
1,25	2	1,6
1,6	4	2,5
2	8	4
2,5	16	6,3

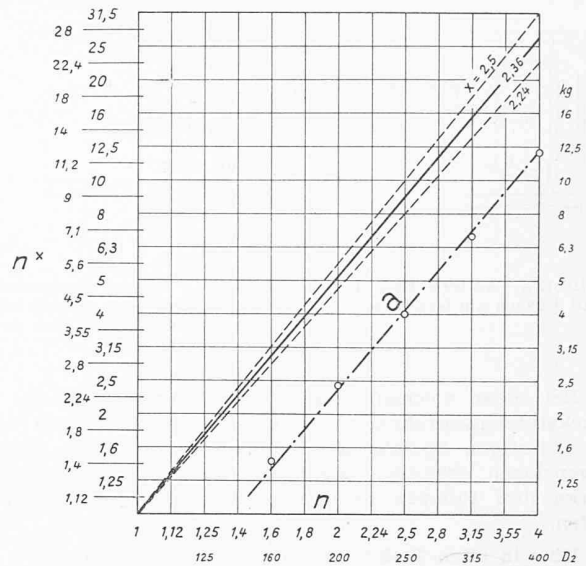


Bild 11. Gewichtsänderung modellähnlicher Maschinen oder Maschinenteile. a bei  $n$ -facher Vergrößerung ist  $x = 2,36$  und gilt für Pumpenlaufräder der Bauform c, Bild 9

bietet nun hier wieder die einstufige Spiralgehäusepumpe die geringsten Schwierigkeiten, werden doch diese von unzähligen Baufirmen auf der ganzen Welt heute fast durchwegs nach einer Konstruktion ähnlich Bild 12 b gebaut. Das wesentliche dieser Bauart besteht darin, dass an einem Fuss-Lagerbock das Pumpengehäuse angeflanscht wird, im Gegensatz zu älteren Ausführungen nach Bild 12 a mit angegossenen Tragfüssen am Spiralgehäuse und fliegender Lagerung. Die neuere Ausführung hat den hauptsächlichsten Vorteil, dass das Pumpengehäuse für jede beliebige Stutzenstellung gedreht werden kann, während dies bei einer Ausführung mit Füssen am Gehäuse nicht möglich war. Man musste daher für jede Stutzenstellung besondere Modelle und Abgüsse anfertigen. Bei der neuen Bauart b kann zudem der «Einheitslagerbock» weitgehend verwendet werden, an den sich verschiedene Pumpentypen von ähnlichem Kraftbedarf anbauen lassen. Die dadurch möglichen grösseren Einheitsserien verbilligen die Fabrikation, ohne dass für den einzelnen Pumpentyp die Lagerhaltung vermehrt würde. Ebenso vorteilhaft wirkt sich die neue Bauweise auch für die Vorratshaltung der Fundamentplatten aus, kann doch stets bei 5 bis 6 verschiedenen Pumpentypen die gleiche Lagerbockgrösse mit dem unveränderlichen Mass  $l_1$  verwendet werden.

Eine weitere Möglichkeit für eine einheitliche Gestaltung bildet die Anordnung des Druckstutzens. Während bisher der Druckstutzen meist nach Bild 13 a gebaut war, dringt neuerdings die Ausführung nach Bild 13 b immer mehr durch. Da hier die stärkere Krümmung der Austritts-Spirale schlechte Wirkungsgrade vermuten liess, wurden Vergleichsversuche mit beiden Gehäuseformen bei gleichbleibendem Laufrad vorgenommen. Die Ergebnisse an Pumpen verschiedener spez. Schnellläufigkeit zeigten jeweils praktisch keinen Wirkungsgrad-Unterschied, so dass die Bauform b ausschliesslich verwendet werden kann. Sie weist u. a. folgende Vorteile auf: Die häufig verlangte symmetrische Aufstellung von zwei Pumpen bedingte früher zwei verschiedene Ausführungen mit links- und rechtsläufiger Drehrichtung und damit verschiedene Modelle. Bei der neueren Form b mit Druckstutzenwegführung in der Achsebene laufen trotz symmetrischer Stutzenanordnung beide Pumpen im gleichen Sinn um. Weiter liegt der Anschlussflansch für alle beliebigen Fabrikate stets am gleichen Ort, während früher das Mass g je nach der hydraulischen Gestaltung des Gehäuses verschieden ausfiel.

Tabelle 3.

Pumpen-Typ N. C. P.	5/200	5/160	5/125	5/100	10/160
Laufrad $\varnothing$	4	3,15	2,5	2	1,6
Stutzenweite	a	b	c	d	e
Zugehörige spezifische Drehzahl $n_s$	35,5	50	71	100	140

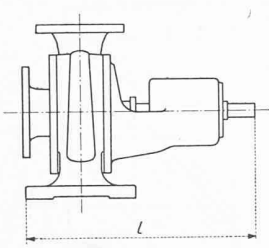


Bild 12 a. Aeltere Bauform mit Füßen am Gehäuse

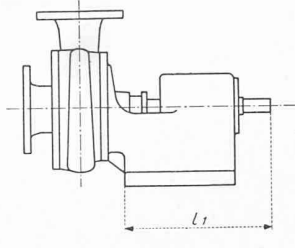


Bild 12 b. Neuere Bauform mit Einheitslagerbock, erlaubt beliebige Stutzenstellung des drehbaren Gehäuses

Bei einer solchen Bauart mit Einheitslagerbock und Druckstutzenwegführung in der Achsebene werden somit die einstufigen Spiralgehäusepumpen zwangsweise ähnliche Dimensionen erhalten, besonders wenn die verschiedenen Werke ihre Pumpen nach den genormten Leistungen abstufen.

Eine in allen Teilen genormte Pumpe zeigt Bild 14 a. Der Einheitslagerbock weist mit Rücksicht auf die fliegende Anordnung des Laufrades zwei Kugellager auf, damit auch bei ausgelaufener Grundbüchse ein zentrischer Lauf gewährleistet ist. Die Konstruktion ist ferner so gewählt, dass unter Beibehaltung der gleichen Welle an Stelle der beiden Kugellager, ohne weiteres zwei Gleitlager b (z. B. für geräuschlos laufende Zentrifugalpumpen) eingesetzt werden können.

Der gesamte Lagerbock mit der Welle, Grundbüchse und Stopfbüchse bildet für sich eine genormte Einheit, die jeweils für mehrere verschiedene, im Kraftbedarf jedoch ähnliche Pumpen verwendet werden kann. Diese Einheitslagerung ist für die Wellendurchmesser 20, 25, 30, 40, 50 mm abgestuft (Reihe  $10 \times = 1,25$ ), wobei diese fünf Grössen für die insgesamt etwa 30 Pumpen des auf Bild 4 dargestellten Leistungsfeldes vollkommen ausreichen.

Das Gehäuse mit Druckstutzen in der Mittelebene nach Bild 13 b ist so ausgebildet, dass durch einfaches Wegdrehen des Stopfbüchsteils ein Kühlung für Temperaturen über  $115^\circ \text{C}$  eingebaut werden kann. Zudem ist es bei solchen Heisswasser Ausführungen üblich, die Welle mit einer auswechselbaren Büchse aus rostfreiem Hartstahl zu schützen. Auch hier kommt man wieder mit Rücksicht auf die genormte Ausführung mit einer Mindestzahl solcher Sonderteile aus.

Bei allen Teilen der Pumpe, besonders aber beim Gehäuse, ist übrigens ein geringes Gewicht angestrebt ohne die Festigkeitseigenschaften zu verschlechtern. Dies ist besonders bei Ausführungen in Bronze oder rostfreiem Stahl von Bedeutung, ebenso aber auch bei kostspieligen Transporten. Daher werden Flanschen durch Augen für die Befestigungsschrauben ersetzt, wodurch zugleich Verputzarbeiten zwischen Gehäuse und Saugdeckelflansch wegfallen.

Im Sinne rationeller Fabrikation sind die Toleranzmasse auf ein Minimum beschränkt, während bei allen übrigen Abmessungen zur Erleichterung der Herstellung Fehler bis  $\pm 0,25$  mm zugelassen sind. Hat früher z. B. der Dreher beim Laufrad-Aussendurchmesser das Mass 159 mm durch mehrmaliges vorsichtiges Nachdrehen möglichst genau zu erreichen gesucht, so sagt ihm heute das Fehlen einer Toleranzangabe bei diesem Durchmesser auf der Zeichnung, dass das Nennmass um 0,25 mm unter- oder überschritten werden darf. Er gewinnt so Zeit. Diese Erleichterung ist zulässig, denn das Spiel zwischen Laufrad-Aussendurchmesser und Gehäusebohrung ist genügend gross und die kleine Ungenauigkeit im Durchmesser beeinflusst die Leistung kaum.

Da die Gehäusebohrungen für das Einpassen des Saugdeckels eng toleriert sein müssen, sind für sie die geraden Masse  $D_2 = 100, 125, 160, 200, 250$  mm usw. gewählt, während die Laufraddurchmesser je um 1 mm kleiner sind. Indem für verschiedene Pumpen immer wieder die gleichen Laufraddurchmesser oder Gehäusebohrungen vorkommen, finden auch Mess- und Bohrlehren stets wiederholte Verwendung. Man kann sogar die Schraubenlochkreise von Rohrflanschen für die Gehäusebohrungen übernehmen, um den Lehrenaufwand möglichst klein zu halten.

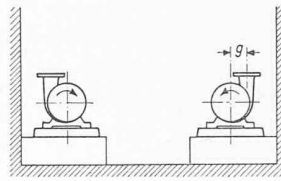


Bild 13 a. Symmetrische Aufstellung verlangt Modelle mit verschiedener Drehrichtung

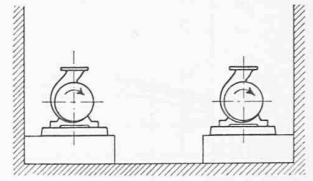


Bild 13 b. Symmetrische Lage des Druckstutzens ermöglicht Pumpen gleicher Drehrichtung

### c. Schlussfolgerungen

Ausser dem vorstehend beschriebenen Anwendungsbereich bei einstufigen Spiralgehäusepumpen lassen sich die genormten Leistungen und Konstruktionen im Kreiselpumpenbau auf alle Bauarten anwenden. Führt man die Reihe a von Bild 2 weiter, so erhält man für das ganze mögliche Arbeitsgebiet der Kreiselpumpen die geordneten spezifischen Drehzahlen  $n_s = 31,5, 50, 71, 100, 140, 200, 280, 400, 560, 800, 1120$ .

Sie entsprechen folgenden Radformen:

31,5 bis 140 = Radialrad mit einfach gekrümmten Schaufeln  
200 und 280 = Radialrad mit doppelt gekrümmten Schaufeln  
400 und 560 = halbaxiale Schraubenräder  
800 und 1120 = axiale Propellerräder

An Stelle einer unendlich grossen Zahl verschiedener Bauformen ergibt die Normung nur die oben aufgeführten elf spezifischen Drehzahlen, von denen jede 1,4 mal grösser ist als die vorangehende. Die Beschränkung auf die diesen genormten spezifischen Drehzahlen entsprechenden Radformen erlaubt ihre Konstruktion einzeln sorgfältig zu entwickeln und durch Versuche abzuklären. Sie kann dann für alle in Frage kommenden Grössen beliebig vergrössert oder verkleinert werden. Die je nach der Güte der Ausführung möglichen Abweichungen der Versuchsergebnisse vom Leistungsfeld, wie es auf Grund vereinfachender Annahmen in Bild 4 gewonnen wurde, können ruhig in Kauf genommen werden. Es ist nicht mehr als gerecht, wenn bei einer der Normung parallel laufenden Uniformierung von Maschinen verschiedener Hersteller, die bessere Ausführung durch einen etwas höheren Wirkungsgrad oder eine kleine Leistungserhöhung belohnt wird. Im allgemeinen ist bei spez. Drehzahlen bis  $n_s = 100$ , besonders bei grösseren Pumpen, mit einer kleineren Ueberschreitung, bei wachsenden spez. Drehzahlen dagegen mit einer zunehmenden Unterschreitung der Kurvenwerte zu rechnen.

Es ist dabei auch selbstverständlich, dass für grössere Einzelausführungen die Pumpen statt für Normleistungen für die genauen Förderdaten ausgelegt werden können, wobei aber immerhin auch hier möglichst an Normzahlen, besonders beim Laufraddurchmesser angelehnt werden soll, eventuell unter Verwendung einer feineren Reihe.

Auf ähnlicher Grundlage können übrigens nicht nur alle Kreiselpumpen wie Turbinen, Ventilatoren und Ge-

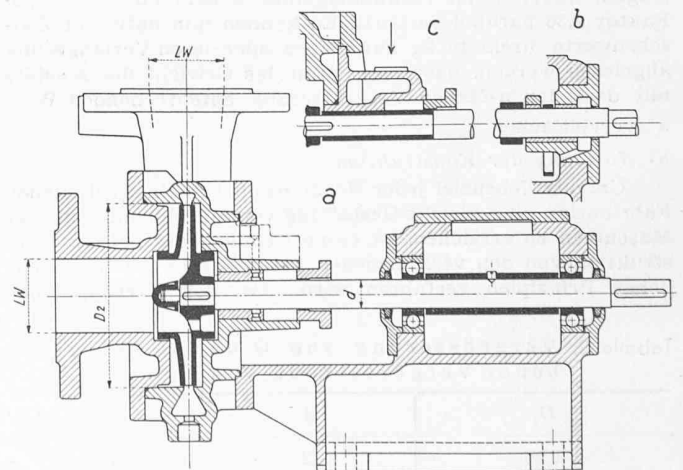


Bild 14. Genormte, einstufige Niederdruckpumpe, Bauart Pumpenbau Brugg. a) Normalausführung, b) mit Gleitlager bei gleicher Welle, c) Kühlringausführung für Temperaturen über  $115^\circ \text{C}$

bläse, genormt werden, sondern sinngemäss auch beliebig andere Maschinen unter Berücksichtigung ihrer besonderen Aufgaben.

Sinn und Zweck bleibt überall neben einer rationellen Herstellung die Schaffung einheitlicher Leistungs- und Grössenabstufungen, wobei die Normzahl das vornehmste Mittel zu einer Verständigung bietet.

## Das Erdölfeld von Zistersdorf bei Wien DK 622.321

Im Jahre 1914 wies der ungarische Geologe Geheimrat von Boeckh, auf Erdölvorkommen in der Marchniederung nordöstlich von Wien hin. Dasselbe tat 1918 der Geologe H. Vettors. Von 1928 bis 1937 wurden von verschiedenen Unternehmungen Bohrungen im Gebiete des Steinbergbruches, eines Zerrungsbruches durch das inneralpine Becken, der von Lundenburg im Norden bis in die Gegend westlich des Städtchens Zistersdorf verläuft, vorgenommen. Die Bohrung Neusiedl 1 der Firma van Sickle, traf im September 1937 bei 1380 m Tiefe auf Oelspuren, nachdem bereits in frühern Jahren weniger tiefe Bohrungen für die industrielle Ausbeutung erschlossen worden waren.

In der Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins beschreibt Dipl. Ing. W. Poeh, Wien, die geologischen Verhältnisse, die physikalischen Voraussetzungen, die für die Ausbeutung massgebend sind und stellt interessante Betrachtungen über den Energieverbrauch an, der für die Ausführung der Bohrungen nötig ist. Er kommt zum Schluss, dass bei methodischem Ausbau der Energieversorgung zwei Etappen zu unterscheiden sind: Für die Erstellung der Suchbohrungen ist reiner Dieselbetrieb mit robusten Maschinen von mittleren Drehzahlen (500 U/min, regelbar bis 200 U/min) zu empfehlen. Nachdem die Grenzen des Feldes und die voraussichtliche Verbrauchsichte abgeklärt sind, wird zweckmässigerweise auf elektrischen Antrieb aller Maschinen übergegangen, wobei das ganze Gebiet von einer Erdgas verarbeitenden Kraftzentrale aus mit elektrischer Energie versorgt wird.

Erdgas fällt sozusagen überall, wo Erdöl gebohrt wird, an. Im Zistersdorfer Oelfeld weist es einen unteren Heizwert von 8000 bis 9000 kcal/nm<sup>3</sup> auf. Seine möglichst wirtschaftliche und vollständige Ausbeutung ist von grösster volkswirtschaftlicher Bedeutung, zumal in einem an Rohstoffen so armen Land wie Oesterreich.

Die chemische Zusammensetzung des Erdöles zeigt beachtliche Unterschiede zwischen den einzelnen Feldern, ihr Benzinhalt ist durchwegs niedrig. Demzufolge kann die aus dem Zistersdorfer Feld aus direkter Destillation anfallende Benzinmenge den österreichischen Bedarf nicht decken, zumal das Ausmass der Förderung durch die natürliche Kapazität der Lagerstätte begrenzt ist. Man muss also durch Aufarbeiten der Rückstände noch zusätzlich Benzin gewinnen und planmässig die höchste Ausbeute aller anfallenden Rohstoffe anstreben. Im Hinblick auf die ungeheure Verbrauchssteigerung an flüssigen Brennstoffen für Land- und Luftfahrzeuge erscheint es als eine wirtschaftliche Fehlleitung, Erdöl für Raumheizung oder industrielle Dampferzeugung zu verwenden, und nur die katastrophale Mangelanlage an festen Brennstoffen kann eine solche Massnahme vorübergehend einigermaßen rechtfertigen. — Diese Feststellung dürfte auch für die Schweiz in erhöhtem Masse zutreffen und lässt die wachsende Bedeutung unseres nationalen Rohstoffes, der weissen Kohle und seiner zweckmässigsten Verwertung erkennen.

Während des letzten Krieges steigerten die Deutschen zunächst die Schurftätigkeit aufs höchste. Nach dem Zusammenbruch des Russenfeldzuges stürzte sich der grosse Apparat der deutschen Erdölindustrie auf das Zisters-



Bild 1. Das Erdölfeld von Zistersdorf  
A Steinbergbruch

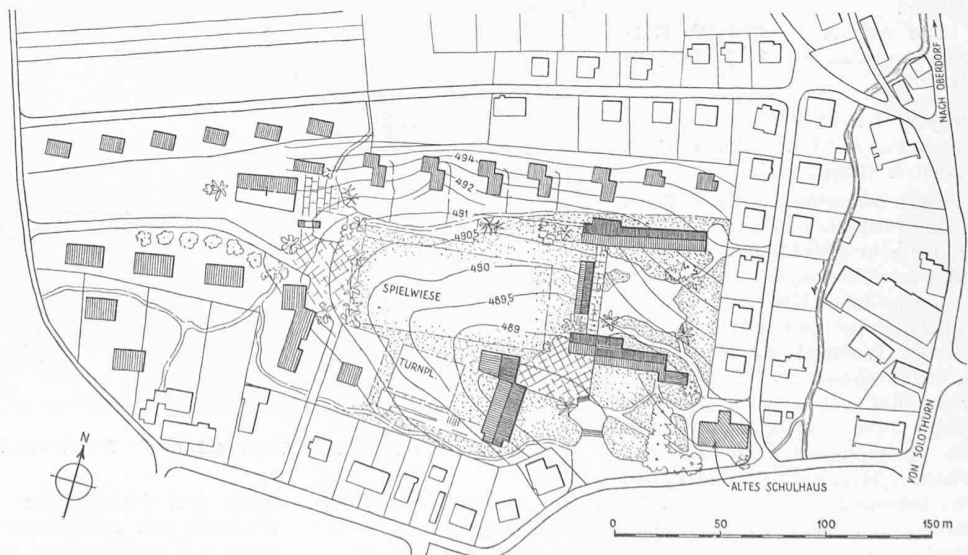
schritt bald 100000 t im Monat. Gewaltige Anlagen wurden von deutschen Firmen erstellt und betrieben, die schliesslich von den sich zurückziehenden deutschen Truppen grössten Teils weggenommen oder betriebsunbrauchbar gemacht wurden. Heute gilt es, das Oelfeld von Zistersdorf so auszubauen, dass der von der Natur dargebotene Rohstoff möglichst vollständig und mit höchster Ausbeute dazu verwendet wird, um dem Wohlstand einer grösseren Allgemeinheit in Wahrheit dienen zu können.

## Wettbewerb für ein neues Schulhaus mit Turnhalle in Langendorf bei Solothurn DK 06.063:727.1

Aus dem Bericht des Preisgerichtes

Dem Kantonalen Hochbauamt des Kantons Solothurn sind rechtzeitig 30 Wettbewerbsentwürfe eingereicht worden, zu deren Beurteilung sich die Preisrichter und Ersatzpreisrichter Dienstag, den 3. Dezember, 08.30, in der Halle der Uhrenfabrik Langendorf versammelten. Dabei wurde ihnen der Bericht über die vom Hochbauamt vorgenommene Vorprüfung der Projekte übergeben.

Der Grenzabstand gegen die Nachbargrundstücke im Osten, Norden und Süden des Grundstückes ist bei sämtlichen Projekten eingehalten. Bei zahlreichen Projekten ergab die technische Vorprüfung kleinere Programmverstösse in Bezug auf die Abmessungen der Räume und der Spiel- und Turnplätze. Das Preisgericht misst allen diesen Mängeln nicht eine derartige Bedeutung bei, dass deswegen ein Ausschluss



1. Preis, Lageplan 1:3500