Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 66 (1948)
Heft: 30

Artikel: Die Probleme des Zahnradmotors
Autor: Haubenhofer, Max
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-56765

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. 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. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

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. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

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. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 21.01.2026

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

66. Jahrgang Nachdruck von Bild oder Text nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet Nr. 30

Die Probleme des Zahnradmotors

DK 621.541

Von Ing. MAX HAUBENHOFER, Anger bei Weiz, Oesterreich

Diese Arbeitsmaschine ist in ihrem Aufbau scheinbar sehr einfach. Sie wird deshalb oft vom unerfahrenen Konstrukteur ausgeführt. Die praktische Erprobung ergibt dann häufig schwere Rückschläge: Die Motore zeigen ein sehr schlechtes Anlaufverhalten und arbeiten mit niedrigen Wirkungsgraden. Man gibt dann die entworfenen Konstruktionen wieder auf und baut Maschinen, die in der Regel grösser und teurer sind. So wurde zu Beginn des Krieges der Oelmotor z. B. in der deutschen Luftfahrtindustrie vielfach verwendet; während die Projekte am Ende des Krieges fast durchwegs Zylinder und Arbeitskolben vorsahen.

An Hand neuerer Konstruktionen und von Messungen soll jedoch gezeigt werden, dass diese Entwicklung nicht zu Recht besteht. Der Zahnradmotor vermag im gesamten Maschinenbau den Platz wieder einzunehmen, der ihm kraft seiner bemerkenswerten Einfachheit gebührt.

A. Das Spiel der freien Kräfte an den Zahnrädern (Bild 1)

Wir nehmen an, dass sich der Druck der Flüssigkeit über den Zahnlücken linear abbaut. Im Bereich des Zahneingriffs bildet ein Berührungspunkt an der Eingriffslinie die Begrenzungsstelle zwischen Saug- und Förderdruck. Die Resultierende der Druckkräfte ist sehr gross und geht im Abstand a nahe am Mittel vorbei. Ist a klein, so tritt Selbsthemmung auf, d. h. die freie Kraft vermag die Welle nicht zu drehen. Dieser Abstand berechnet sich nach Bild 2 zu:

$$\operatorname{tg} \varrho = \mu; \quad a = r \sin \varrho \cong r \mu$$

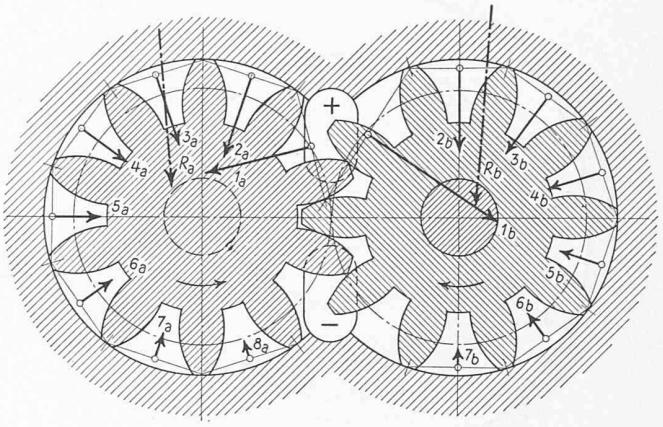
wobei μ die Reibungsziffer für die gleitende Reibung ist. Damit überhaupt ein Lauf erzielt wird, ist man gezwungen, μ sehr klein zu halten, also Wälzlager anzuordnen. Die Anlaufsicherheit ist aber auch dann noch gering, weil zusätzliche Einflüsse vorhanden sind, die ebenfalls Reibung erzeugen.

Da das Zahnrad mit axialem Spiel eingebaut werden muss, wird das Rad im Lauf auf einer Stirnseite anliegen. Der Druck der Flüssigkeit erstreckt sich dann über den Spalt auf der andern Seite und beaufschlagt die Stirnfläche. Es entsteht eine grosse Axialkraft, die eine grosse zusätzliche Reibung erzeugt. Häufig wird dabei der Flüssigkeitsfilm zerstört, wodurch die grosse Abnützung und die Fressneigung an dieser Stelle erklärlich sind.

B. Die hydraulischen Verhältnisse

Infolge des Ueberdruckes treten Spaltverluste auf. Im Bereich des Zahneingriffes wird bei einem Eingriffverhältnis grösser als 1 die Flüssigkeit beim Durchlaufen des Eingriffbereiches innerhalb der Verzahnung eingeschlossen. Dabei erleidet der eingeschlossene Flüssigkeitskörper eine Raumveränderung. Wird dieser Raum grösser, so bilden sich mit Flüssigkeitsdampf gefüllte Hohlräume; wird der Raum kleiner, so muss das überflüssige Mittel durch die Undichtigkeiten abfliessen. Die zur Verfügung stehende Zeit und der Ausströmquerschnitt sind sehr gering, so dass ein bedeutender Ausquetschdruck entsteht. Die Messungen an einer Pumpe mit siebenzähnigen Rädern ergaben bei der Nenndrehzahl einen Spitzendruck von 200 atü. Dieser hohe Druck belastet die Lagerflächen. Die hydraulischen Energieverluste beim Ausquetschen steigen mit der dritten Potenz der Drehzahl: sie beschränken deshalb den Betriebsbereich des Motors in massgeblicher Weise.

Um diese Uebelstände zu beseitigen, sind die grossen Lagerkräfte zu vermindern. Werden die Zahnräder durch



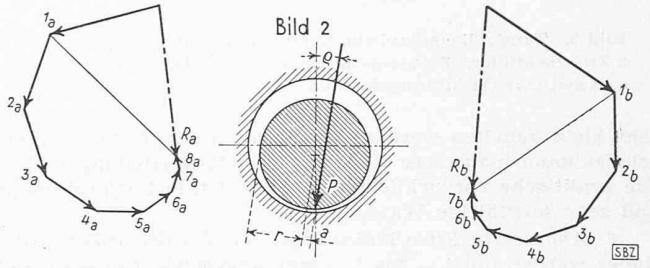


Bild 1. Kräfteplan eines Zahnradmotors
Bild 2. Selbsthemmung einer angetriebenen Welle

Kräftepaare belastet, so erfolgt der Antrieb durch ein Moment; und die Lagerkräfte verschwinden. Dies ist durch bauliche Symmetrie vollkommen, durch hydraulische oder scheinbare Symmetrie teilweise zu erreichen.

a) Scheinbare hydraulische Symmetrie (Bild 3). Kleine Ausgleichbohrungen verbinden die einander gegenüberliegenden Zahnlücken der geradzahligen Zahnräder. Dadurch werden die Lager fast vollständig entlastet. Die grossen Lagerkräfte, hervorgerufen durch den Ausquetschdruck, verschwinden ebenfalls. Die Leckmenge wird dabei allerdings vergrössert.

b) Scheinbare bauliche Symmetrie (Bild 4). Am Gehäuse des Motors werden entsprechend den tatsächlichen Fördertaschen noch vier Hilfstaschen angebracht, die gegenseitig derart miteinander verbunden werden, dass die Lagerkräfte möglichst klein ausfallen. Der Ausquetschdruck bleibt bestehen. Die Leckmenge wird ebenfalls vergrössert.

c) Tatsächliche bauliche Symmetrie (Bild 5). Einen vollkommenen Ausgleich der Lagerkräfte erzielt man, wenn die Anordnung so gewählt wird, dass nur Kräftepaare auf die Zahnräder einwirken. Ein Zahnradmotor, der dadurch gekennzeichnet ist, dass er vier oder mehr Zahnräder besitzt, wobei jedes einzelne Rad so beaufschlagt ist, dass sich die Lagerkräfte völlig aufheben, erfüllt die gestellte Aufgabe in idealer Weise. Die Zuförder- und die Ablaufstellen jeden Rades liegen sich jeweils in bezug auf das Radmittel gegenüber. An den Lagerstellen der Zwischenräder ist nur die Reaktion des Antriebmomentes abzusetzen. Die von ihm herrührenden Lagerkräfte sind gering, so dass auf einen möglichen teilweisen hydraulischen Ausgleich verzichtet werden kann. Die Ausquetschdrücke ergeben ebenfalls keine Lagerbelastung. Die Leckmenge wird nicht vergrössert.

d) Die stirnseitigen Kräfte. Diese können ebenfalls wesentlich verringert werden. Man bedient sich dazu folgender drei Verfahren:

1. Axial einstellbare Zahnräder (Bild 6). Aus Dichtigkeitsgründen muss das axiale Spiel der Räder

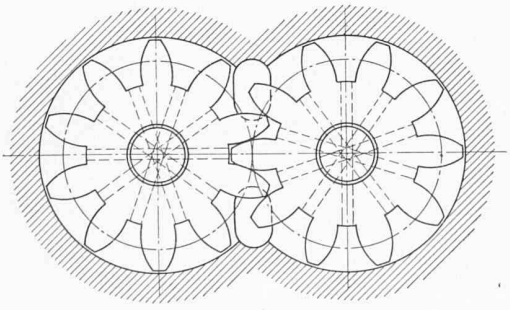


Bild 3. Scheinbare hydraulische Symmetrie

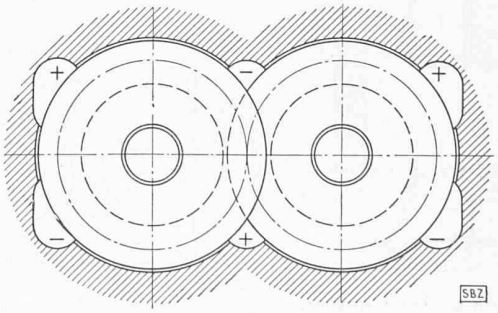


Bild 4. Scheinbare bauliche Symmetrie

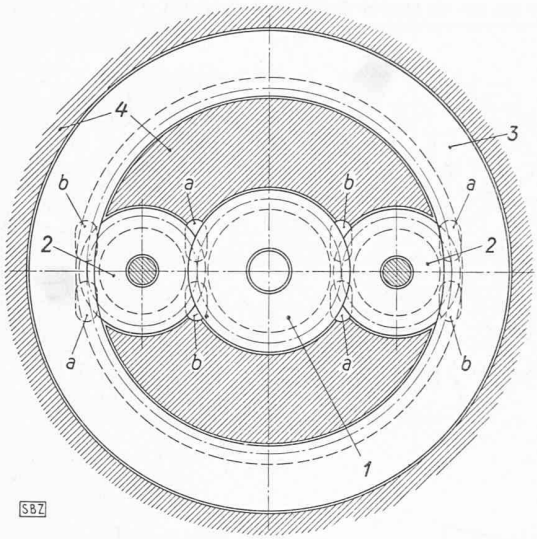


Bild 5. Tatsächliche bauliche Symmetrie. 1 Abtriebsinnenrad, 2 Zwischenräder, 3 Aussenrad (innenverzahnt), 4 Gehäuse, a, b seitliche Oelführungstaschen

sehr klein gehalten werden. Durch axial einstellbare Lagerschalen kann man diese Räder in ihrer Mittelstellung halten. Die praktische Verwirklichung erfordert jedoch eine ständige und sehr sorgfältige Wartung.

2. Abgesetzte Stirnflächen (Bild 7). Die Stirnflächen der Räder werden um $^1/_{100}$ bis $^3/_{100}$ mm abgesetzt. Ein schmaler stehenbleibender Ringsteg übernimmt die axiale Führung. Der Flüssigkeitsdruck beaufschlagt beide Stirnflächen gleichmässig und es verbleiben nur ganz geringe freie Kräfte. Je nach der Tiefe der Hintersetzung vergrössert sich die Leckmenge.

3. Teilweise Hintersetzung der Stirnflächen (Bild 8). Zu den Ringstegen treten noch radiale Dichtungsstege auf den Stirnseiten der Zähne; diese Stege stehen um $^1/_{100}$ bis $^3/_{100}$ mm gegenüber den übrigen Teilen der Fläche vor. Diese Stirnflächen sind einfach zu erzeugen: Man schützt die erhaben zu bleibenden Flächen, sowie die Bohrung und die Verzahnung mit Bienenwachs. Die zu vertiefenden Flächen werden mit einer geeigneten Säure ausgeätzt.

Die verbleibenden Stege sollen sehr schmal sein und verbessern die Dichtigkeit. Die Taschen führen immer Flüssigkeit mit, so dass die Schmierung der Stirnflächen gesichert bleibt. Die freien Kräfte sind sehr gering.

e) Die Leckverluste. Sie sind von der Zähigkeit der Flüssigkeit und den Spielen abhängig. Die Spiele ergeben sich aus den verwendeten Werkstoffen und ihren Laufeigenschaften. Sie sind auch von den Möglichkeiten der Werkstätte abhängig. Von wesentlichem Einfluss ist das axiale Spiel, von geringerer Bedeutung das zwischen Zahnkopf und Gehäuse. Da in der Regel laminare Strömung auftritt, bringt das Anbringen von Labyrinthen oder Stossnuten keine Verbesserung.

f) Die Verluste im Ein- und Austritt. Läuft der Motor mit grosser Drehzahl, so ist die Flüssigkeitsaustrittpartie mit grösster Sorgfalt auszubilden. Wichtig ist stirnseitiger Zu- und Austritt von beiden Seiten. Die Austrittsquerschnitte müssen so angeordnet sein, dass kein nennenswerter Ausquetschdruck entsteht. Hat der Motor eine eindeutige Drehrichtung, so rückt man die Abströmtaschen, unter bewusstem Verzicht auf einige Prozent an Arbeitsvermögen, so weit in die Mitte, dass kein Ausquetschdruck entsteht. Ist der Motor für beide Drehrichtungen gebaut, dann müssen etwas ungünstigere Verhältnisse in Kauf genommen werden. Jedenfalls wählt man die Zähnezahl und die Zahnform so, dass das Eingriffsverhältnis nur wenig grösser als 1 ist. Man bedient sich dabei aller zur Verfügung stehender Mittel, wie abnormal kleiner Zähnezahl, abnormalen Eingriffswinkels und Zahnhöhen, sowie der Profilverschiebung.

Geringe Sorgfalt wurde bisher dem Einlauf gewidmet. Die Folge davon waren unnötige Verluste auch an dieser Stelle. Vor allem bei eindeutiger Drehrichtung sind auch hier Verbesserungen möglich. So zeigt Bild 9, dass das eintretende Tröpfchen, um einen stossfreien Eintritt zu erzielen, auf eine ausreichende Geschwindigkeit gebracht werden und mit einer bestimmten Richtung in das drehende Rad eingeführt werden muss. Wird das Tröpfchen im Bereich des Eingriffes eingeführt, so wird das Rad im richtigen Augenblick und an der richtigen Stelle gefüllt. Wird dagegen das Rad in der bisher bekannten Weise gefüllt, so muss das Tröpfchen entgegen der Umfangsgeschwindigkeit in das drehende Rad eintreten, was wieder mit Stossverlusten verbunden ist.

C. Der Wirkungsgradverlauf eines Zahnradmotors

An Hand der Wirkungsgradlinie eines vom Verfasser entwickelten und ausgemessenen Oelmotors, der nach Bild 5 gebaut ist, soll der Zusammenhang des Wirkungsgrades mit den übrigen Betriebsgrössen erläutert werden. Der Wirkungsgrad (Bild 10) ist für einen konstanten Oeldruck von der Drehzahl abhängig. Er steigt mit zunehmender Drehzahl auf ein Maximum an und sinkt dann wieder sehr rasch bis auf den Wert 0 ab. Optimale Wirkungsgrade sind nur bei bestimmten Kennwerten erzielbar. Zum Festlegen der Wirkungsgradkurve genügen einige Messungen, worauf das ganze Kennfeld des Motors wie folgt berechnet werden kann: Die dem Motor zugeführte Leistung ist:

$$N_{\text{zugef}} = Q_{\text{ges}} \Delta p$$

Dabei bedeuten:

N_{zugef} = zugeführte Energie in mkg/s
Q_{ges} = zufliessende Flüssigkeitsmenge in m³/s
Δp = Druckgefälle in kg/m²

Die Verluste setzen sich zusammen aus:

1. Der Leckmenge. Da die Strömung in den Spalten in der Regel laminar ist, so ist die durchfliessende Leckmenge direkt proportional dem Druckgefälle. Auf Grund einer umfangreichen Messreihe an Pumpen und Motoren kann man mit grosser Annäherung weiter annehmen, dass die durchfliessende Leckmenge unabhängig von der Drehzahl ist. Die durchfliessende Leckmenge Q_L in m³/s ist:

$$Q_L = c_1 \Delta p$$

Der Wert c_1 wird der Einfachheit halber im festgebremsten Zustand gemessen und bedeutet die durchfliessende Leckmenge für $\Delta p = 1$ kg/m².

Der durch das Lecken verursachte Leistungsverlust ist demnach:

$$N_L = Q_L \Delta p = c_1 \Delta p^2$$

Der Motor verarbeitet in seiner Verzahnung die Menge

$$Q_{\text{motor}} = Q_{\text{ges}} - Q_L$$

Um die Dimensionen und die Drehzahl des Motors in die Rechnung einzuführen, kann man auch schreiben:

$$Q_{\text{Motor}} = \frac{n_1}{60} \alpha_{t_1} \pi (k_{n_1} + k_{n_2}) \xi b$$

wobei n_1 = Drehzahl des Zahnrades 1 in U/min
α_{t_1} = Teilkreis Φ des Rades 1 in m
k_{n_1}, k_{n_2} = Zahnkopfhöhen der Räder
ξ = Formfaktor
b = Zahnbreite in m

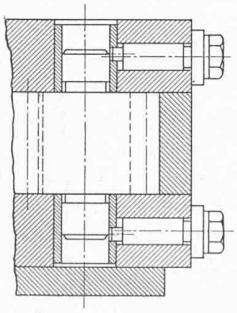


Bild 6. Axial einstellbare Zahnräder

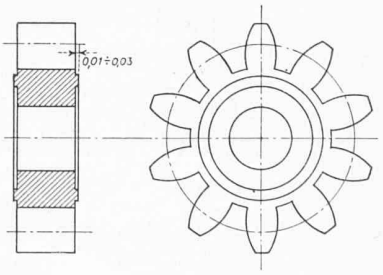


Bild 7. Abgesetzte Stirnflächen

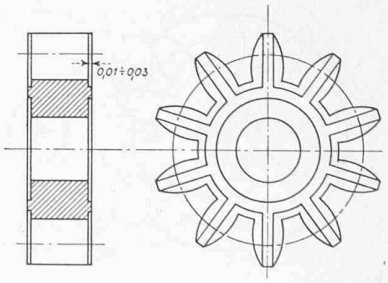


Bild 8. Reliefartige Stirnflächen

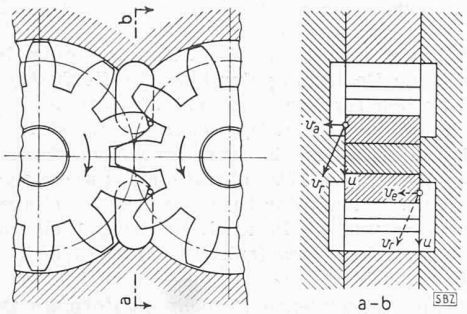


Bild 9. Geschwindigkeitsdiagramme bei Ein- und Austritt

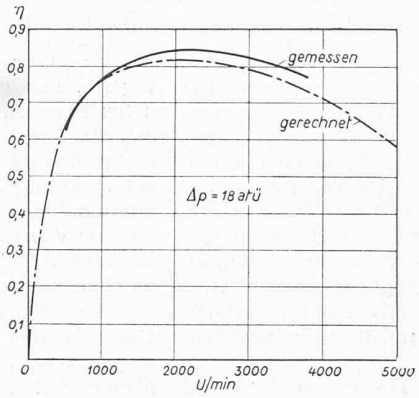


Bild 10. Wirkungsgrad eines Motors mit Nennleistung 1 PS bei 3000 U/min und 18 atü

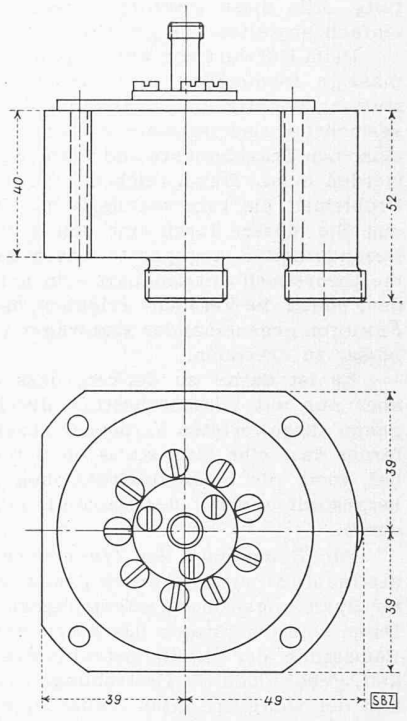


Bild 11. Massbild des geprüften Oelmotors, für beliebige Drehrichtung verwendbar. Masse in mm

Der Wert ξ ist eine Konstante, die von der Zähnezahl und der Zahnform abhängt. Im allgemeinen rechnet man mit einem Wert von 0,92 bis 0,95. Werden die Konstanten zusammengefasst, so kann man auch schreiben:

$$Q_{\text{Motor}} = c_2\, n$$

Dabei stellt die Konstante c_2 diejenige Menge in m^3/s dar, die der Motor beim Druckgefälle 0 und der Drehzahl von 1/min verarbeitet.

Der Motor setzt die in der verarbeiteten Flüssigkeitsmenge enthaltene Energie in die Leistung N_{Motor} um.

$$N_{\text{Motor}} = c_2\, n\, \Delta p$$

2. Den Reibungsverlusten. Mit grosser Annäherung können die Lagerkräfte und alle Reibungen dem Druckgefälle direkt proportional gesetzt werden. Die Gleitgeschwindigkeiten sind der Drehzahl direkt proportional, so dass für den Reibungsverlust angesetzt werden kann:

$$N_{\text{Reib.}} = c_3\, n\, \Delta p$$

Für einen vorzüglich ausgeglichenen und gut gelagerten Motor beträgt dieser Verlust 2 % der vom Motor verarbeiteten Leistung. Man kann deshalb auch ansetzen:

$$N_{\text{Reib.}} = 0{,}02\, N_{\text{Motor}}$$

3. Den Ausquetsch- und Eintrittsverlusten. Diese sind vom Druckgefälle unabhängig und sind ausschliesslich von der Grösse der Drehzahl bestimmt. Eine kurze Ueberlegung zeigt, dass pro Umdrehung immer die gleiche Menge durch die selbe Oeffnung abfliesst. Die in der Zeiteinheit ausfliessende Menge und die Ausströmgeschwindigkeit sind der Drehzahl direkt proportional. Die in dieser bewegten Flüssigkeitsmasse enthaltene Energie ist verloren; sie wird durch Stossvorgänge in Wärme umgesetzt. Die Grösse dieser Verluste kann man deshalb mit

$$N_{\text{ström}} = c_4\, n^3$$

ansetzen. Die Konstante c_4 lässt sich einfach messen: Der zu messende Motor wird mit der Flüssigkeit vom Druckgefälle Δp beschickt. Man entlastet ihn völlig und misst die entstehende Leerlastdrehzahl. Man kann dann ansetzen:

$$N_{\text{Motor}} - N_{\text{Reib.}} = 0{,}98\, N_{\text{Motor}} = N_{\text{ström}}$$

woraus:

$$c_4 = 0{,}98\, c_2\, \frac{\Delta p}{n^2}$$

Werden die einzelnen Verluste zusammengezogen, so ergibt sich die Formel für den Wirkungsgrad wie folgt:

$$\eta = \frac{N_{\text{ges}} - N_{\text{Leck}} - N_{\text{Reib.}} - N_{\text{ström}}}{N_{\text{ges}}}$$

$$\eta = 1 - \frac{c_1\, \Delta p^2 + 0{,}02\, c_2\, n\, \Delta p + c_4\, n^3}{c_1\, \Delta p^2 + c_2\, n\, \Delta p}$$

Nach dieser Formel erhält man die in Bild 10 gezeigte Kurve. Sie ist gültig für einen Zustand der Flüssigkeit und setzt die Kenntnis der Dimensionen und zweier Messergebnisse voraus. Hat man mehrere derartige Rechnungen durchgeführt und stehen ausreichende Messergebnisse zur Verfügung, so kann man bereits beim Entwurf die Wirkungsgradkurve vorausberechnen.

Zusammenfassung

Zahnrädermotoren, die nach modernen Gesichtspunkten konstruiert sind, zeigen einen Wirkungsgradverlauf, der sich mit jeder hydraulischen Arbeitsmaschine vergleichen lässt. Bei sorgfältiger Abstimmung der Kennwerte mit den Dimensionen ist ein sehr wirtschaftlicher Betrieb möglich. Der Mehrrädermotor nach Bild 11 weist durch die Vielzahl der Eingriffstellen eine hohe spezifische Leistung auf und ergibt auch im Teillastbereich noch gute Wirkungsgrade. Die bekannten Schwierigkeiten an den Lagerstellen und der hohe Stirnseitenverschleiss konnten weitgehend vermieden werden. Das Anspringverhalten ist vorzüglich: Bei Leerlast genügt ein Druck von 0,05 atü, im belasteten Zustand ist eine Druckänderung von nur $\pm$ 2 % notwendig. Diese Zahlen wurden mit einem Motor erreicht, der nur Gleitlager aufwies.

Weitgespannte Hallen aus Stahl

DK 624.94 : 725.39

Von Ing. CURT F. KOLLBRUNNER, Dr. sc. techn.,
Direktor der A.-G. Conrad Zschokke, Stahlbau, Döttingen

Vortrag, gehalten in der E. T. H. Zürich am 17. April 1948, an der Mitglieder-Hauptversammlung der Fachgruppe der Ingenieure für Brückenbau und Hochbau des S. I. A. (Gekürzte Wiedergabe)

Einleitung

Hallenbauten sind raumabschliessende Bauten grösserer Ausdehnung, die meist nur aus einem Geschoss, also im wesentlichen aus Dach und Umfassungswänden bestehen. Dabei werden alle Zwischenstufen vom reinen Stahldach auf betonierten tragenden Umfassungswänden bis zum vollständigen stählernen Hallengerippe, das die tragenden Teile von Dach und Wand samt allen Einbauten und Verbänden umfasst, ausgeführt. Jeder Hallenbau ist ein aus ebenen Scheiben gebildetes Raumtragwerk, das gegen lotrecht und waagrecht gerichtete angreifende Kräfte standfest sein muss. Die Zusammenfassung der einzelnen Tragscheiben zu einem räumlich stabilen Ganzen kann auf mannigfache Arten erfolgen[1]).

Für den *Entwurf* einer weitgespannten Halle sind entscheidend:

1. Aeussere Lasten (wobei zur Abschätzung der Windlasten Modellversuche durchgeführt werden sollen);
2. Bedingungen für die Stützenentfernungen;
3. Beleuchtungsverhältnisse (Belichtung durch das Dach und durch die Wände);
4. Allfällige Kranausrüstungen;
5. Ausbildung der Dachhaut und Dachentwässerung;
6. Untergrundverhältnisse (Fundationen).

Die Wirtschaftlichkeit weitgespannter Hallen hängt nicht von einer aufs Aeusserste getriebenen Dimensionierung, d. h. von einem absoluten Gewichtsminimum ab. Neben dem Materialaufwand spielen die für die Konstruktion verwendeten Arbeitslöhne eine ebenso wichtige Rolle. Zudem sind auch die Fragen des Unterhaltes und der Lebensdauer von Bedeu-

[1]) *F. Bleich:* Stahlhochbauten. Julius Springer, Berlin 1933.