

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 84 (1966)  
**Heft:** 5

**Artikel:** Neue Erkenntnisse über Schraubengewinde  
**Autor:** Ernst, H.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-68829>

### **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:** 28.04.2026

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

An Hand von Tabellen und Diagrammen wird auf Mängel der jetzigen ISO-Norm hingewiesen und eine durchgreifende Berichtigung vorgeschlagen, die sich an das Bestehende so viel wie möglich anlehnt. Darin wird das Verhältnis Durchmesser/Steigung ein für allemal festgelegt, und es werden die beiden Serien für Grob- und Feingewinde klar auseinandergehalten. Man kann sich des Eindrucks nicht erwehren, dass bei der Uebernahme durch die ISO der Schraube, als dem meist gebrauchten Maschinenelement nicht die gebührende Aufmerksamkeit geschenkt wurde.

In früheren Aufsätzen [1], [2], [3] wurde auf Unstimmigkeiten in den Vorschlägen der Internationalen Standardisierungs-Organisation (ISO) für die Schraubengewinde aufmerksam gemacht. Der kritische Punkt liegt beim Durchmesser 64 mm mit 6 mm Steigung oder  $2\frac{1}{2}$ " mit vier Gängen pro Zoll. Für diesen Durchmesser wäre eine Steigung von 5 mm oder fünf Gänge pro Zoll zu empfehlen. Offizielle Versuche, die im Jahre 1964 an der Eidgenössischen Materialprüfanstalt (EMPA) vorgenommen wurden und über die unten berichtet wird, haben ergeben, dass die Schwingungsfestigkeit bei einer Steigung von 5 mm eher höher liegt als bei einer solchen von 6 mm. Betrachtet man die Beziehung zwischen Spanvolumen in  $\text{mm}^3$  und Mantelfläche in  $\text{mm}^2$  am Kerndurchmesser, Bild 1, so kommt der Punkt mit 5 mm Steigung auf die vorgeschlagene Kurve zu liegen, während er bei 6 mm Steigung viel höher liegt. Offensichtlich ist das metrische ISO-Gewinde mit dreieckigem Profil – mit entsprechenden Änderungen bei grossen Durchmessern – besser geeignet als jedes andere heute bekannte Normgewinde. Es hätte somit Anrecht, als zukünftiges universelles Normalgewinde erklärt zu werden.

## Ermüdungsversuche

Die oben erwähnten Ermüdungsversuche an Bolzen von 64 mm Gewindedurchmesser bezweckten festzustellen, welche von den beiden oben genannten Steigungen von 6 mm bzw. 5 mm grössere Festigkeiten ergeben. Dazu wurde ein neues Untersuchungsverfahren angewendet. Die Versuchsbolzen wurden an einem Ende mit einem normalen Gewinde von 6 mm Steigung und entsprechender Mutter und auf dem andern Ende mit einem ISO-Profil von 5 mm Steigung, ebenfalls mit entsprechender Mutter versehen. Diese Methode hat folgende Vorteile:

a) Der Einfluss geringfügiger chemischer oder mechanischer Unterschiede der Materialeigenschaften wird ausgeschaltet. Tatsächlich wurden die untersuchten Bolzen von verschiedenen Firmen geliefert.

b) Es ging nicht darum, den Unterschied der Belastungen zahlenmässig genau festzustellen, welche die Gewinde aushalten, sondern vielmehr zu ermitteln, welches der beiden Gewinde das stärkere ist.

c) Die Kosten sind wesentlich geringer als die der klassischen Prüfung nach Wöhler: Man benötigt nur 3 Bolzen, um 3 Ergebnisse zu erhalten, im Gegensatz zu  $2 \times 6$  Bolzen nach Wöhler. Weiter genügt ein Mindestmass von  $10^6$  Lastwechseln gegenüber  $10^7$  nach Wöhler.

Die Versuche ergaben folgende Resultate<sup>1)</sup>:

**Versuch 1:** Stahlbolzen mit gerolltem Gewinde, Stahlmuttern; Bruch beim 6 mm Gewinde.

**Versuch 2:** Stahlbolzen mit gerolltem Gewinde, Bronzemutter; Bruch beim 5 mm Gewinde.

**Versuch 3:** Stahlbolzen, geschnittenes Gewinde, Stahlmutter; Bruch beim 6 mm Gewinde.

**Versuch 4:** Stahlbolzen mit geschliffenem Gewinde, Stahlmutter; Bruch beim 6 mm Gewinde.

## Folgerungen

Bei gerollten Gewinden sind die Bruchlasten bei beiden Gewinden praktisch gleich. Dagegen erweist sich bei mit der Drehbank geschnittenen wie auch bei den geschliffenen Gewinden dasjenige mit 5 mm Steigung eindeutig stärker als das mit 6 mm Steigung.

Dieser Umstand ist herstellungstechnisch bedeutsam. Tatsächlich haben langjährige Erfahrungen beim Herstellen von Muttern mit 64 mm Nenndurchmesser und 6 mm Steigung erhebliche Schwierigkeiten bereitet, was bei sonst gleichen Muttern mit Gewinde von 5 mm Steigung nicht der Fall war. Der Aufwand an Zerspanungsarbeit für das Gewindeschneiden beträgt beim Gewinde mit 5 mm Steigung nur fünf Sechstel oder 82% desjenigen beim 6 mm Gewinde. So ist es leichter, ein englisches Gewinde mit 5 Gängen pro Zoll an einer  $2\frac{1}{2}$ "-Schraube zu schneiden als das normale Whitworth-Gewinde mit 4 Gängen pro Zoll. Diese Schwierigkeit ergibt sich aus der grösseren Zerspanungsarbeit sowie der lästigen Entfernung der Späne. Der Vor-

teil der geringeren Steigung ist besonders deutlich beim Herstellen nicht durchgehender Gewindelöcher.

In Bild 1 ist das Verhältnis des Zerspanungsvolumens  $Q$  in  $\text{mm}^3$  zur Mantelfläche am Kerndurchmesser  $F$  in  $\text{mm}^2$  in Abhängigkeit vom Nenndurchmesser  $D$  aufgezeichnet. Man erkennt den regelmässigen Verlauf des ISO-Gewindes nach erfolgter Berichtigung. Weiter zeigt sich, dass bei kleinen Durchmessern bis zu 39 mm bzw.  $1\frac{1}{2}$ " am bestehenden ISO-Gewinde keine Änderung nötig ist. Bei grösseren Durchmessern wird der aufgetragene Verhältniswert zu gross, um erst bei 90 mm Nenndurchmesser wieder den Wert zu erreichen, der dem durch die gestrichelte Kurve dargestellten stetigen Verlauf entspricht. Für noch grössere Durchmesser wird die Steigung zu klein. Schliesslich ist noch auf die punktierte Linie hinzuweisen, die für das normale Whitworth-Gewinde gilt. Bei diesem sind die Steigungen für alle Durchmesser über  $1\frac{1}{2}$ " zu gross.

Aus diesen Feststellungen sowie aus praktischen Gründen ergibt sich, dass das Gewindeprofil einerseits mit Rücksicht auf die Festigkeit und die Einfachheit in der Anwendung eher grob, aber andererseits mit Rücksicht auf die Herstellung eher fein sein soll. Es soll eben nur so grob sein, wie es eine normale Herstellung noch erlaubt und nur so fein, wie es Ermüdungsversuche zulassen.

Die Kurven nach den Bildern 2 und 3 entsprechen der in [1] erwähnten Gleichung, die mit Vorteil in der Form angeschrieben wird:

$$(1) \quad p = a \sqrt{D - 4,8}$$

wobei

$$a = 0,65 \text{ für die mittlere Kurve}$$

$$a = 0,7 \text{ für die grössten Steigungen (oberste Kurve)}$$

$$a = 0,6 \text{ für die kleinsten Steigungen (unterste Kurve)}$$

## Vorschläge für Grobgewinde

Aus den gewonnenen Erkenntnissen sollen nachfolgend Vorschläge für die Verbesserung der ISO-Normen abgeleitet werden. Die heute verwendeten Steigungen sind: 1, 1,25, 1,5, 1,75, 2, 2,5, 3, 3,5, 4, 4,5, 5, 5,5, 6 mm. In der Praxis kommen auch wesentlich grössere Steigungen vor; so findet man zum Beispiel bei hydraulischen Pressen solche bis 15 und 20 mm.

Eine Normalisierung könnte nach Tabelle 1 vorgenommen werden. Wie ersichtlich fallen die Steigungen 4,5 und 5,5 mm weg, dagegen ist die Steigung von 5 mm unerlässlich, vorausgesetzt, dass sie den richtigen Durchmessern (56 bis 72 mm) zugeordnet wird. Die Sprünge, die in Tabelle 1 unten angegeben sind, sind leider unregel-

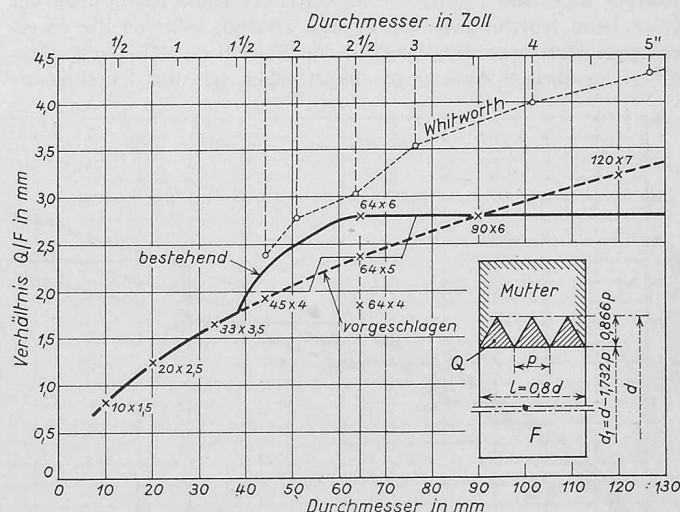


Bild 1. Verhältnis des Spanvolumens  $Q$  zur Mantelfläche  $F$  am Kerndurchmesser in Abhängigkeit vom Durchmesser für das bestehende ISO-Gewinde (ausgezogene Kurve) und das vorgeschlagene Gewinde (gestrichelt)

<sup>1)</sup> Attest der EMPA Nr. 19497 vom 19. August 1964.

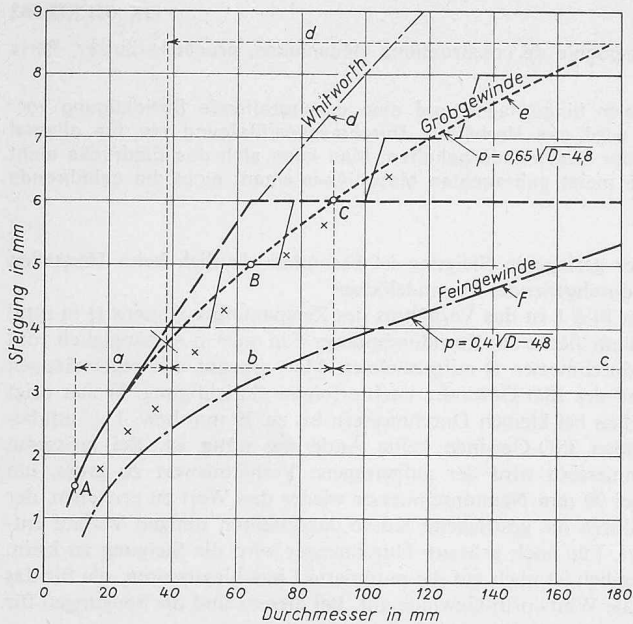


Bild 2. Steigung in Abhängigkeit von Durchmesser für bestehende und für das vorgeschlagene Gewinde

Teilstück	Durchmesser	Gewinde	Bemerkung
a	6—39	ISO, grob	unverändert
b	39—90	ISO, grob	Steigung zu gross
c	90—300	ISO, grob	Steigung zu klein
d	39—200	Whitworth	Steigung zu gross
e	6—130 u. mehr	vorgeschlagenes Grobgewinde	
f	6—130 u. mehr	vorgeschlagenes Feingewinde	
x		B.S.F. = British Standard fine	

Die Punkte A, B, C beziehen sich auf Ermüdungsversuche an Mutterschrauben, und zwar bedeuten: A. Versuche im Laboratoire Air (AFNOR), B. Versuche in der EMPA (Sulzer), C. Versuche im Laboratoire Marine (Sulzer).

mässig. Dieser Nachteil liesse sich wohl durch eine andere Abstufung (z. B. durch die Renard-Serie) vermeiden, doch dürfte es beim heutigen Stand geboten sein, sich möglichst an Bestehendes anzulehnen. Mit den Steigungen nach Tabelle 1 und einer Abstufung der Durchmesser entsprechend Gleichung (1) ergibt sich für Grobgewinde die Tabelle 2. Wie ersichtlich sind die heute nach ISO festgelegten Steigungen im Bereiche der Durchmesser 42 bis 72 mm zu gross. Weiter erweist sich die Steigung von 6 mm für die Durchmesser 76 bis 100 mm als richtig, darüber aber als ungenügend.

Die Bilder 2 und 3 zeigen die Abstufung nach Tabelle 2, wobei die eingetragenen Kurven der Gl. (1) folgen. Das heute gültige ISO-Gewinde ist in Bild 2 gestrichelt eingezeichnet. Dabei ist vor allem der Knick beim Durchmesser von 64 mm störend, während die vorgeschlagene Korrektur den Punkt in den Bereich der Kurven zurückführt. Die übrigen Änderungen beschränken sich auf Durchmesser

Tabelle 1. Vorgeschlagene Steigungen für Normgewinde

1	1,25	1,5	1,75	2
2	2,5	3	3,5	4
4	5	6	7	8
8	10	12	14	16
Sprung	25%	20%	16,6%	11,4%

Tabelle 2. Metrische ISO-Grobgewinde

Durchmesser mm	Steigung bestehend		Steigung Vorschlag	
	mm	mm	mm	mm
42	4,5	4	76	6
45	4,5	4	80	6
48	5	4	85	6
52	5	4	90	6
56	5,5	5	100	6
60	5,5	5	105	6
64	6	5	110	6
68	6	5	120	6
72	6	5	130	6

über 100 mm. Eine Normung ist auch in diesem Bereich nötig. Jedenfalls ist die ISO-Normung, die sich nur auf Durchmesser bis 68 mm erstreckt, ungenügend.

#### Vorschläge für Feingewinde

Einer besonderen Behandlung bedarf das Feingewinde. ISO gibt für die Durchmesser von 1 bis 300 mm 8 Serien mit jeweils konstanten Steigungen an. So ist zum Beispiel die Steigung von 4 mm 61 verschiedenen Durchmessern zugeordnet. Dazu sagt die ISO in der Einleitung: «Es ist Sache jeder Industrie, aus den Gewinden der vorliegenden Norm die Durchmesser-Steigungs-Reihen auszuwählen, die sie benötigt.»<sup>2)</sup> Diese Auswahl ist aber bis jetzt unterblieben. Die dadurch entstandene Lücke soll durch die folgenden Vorschläge ausgefüllt werden.

Die Untersuchung von ungefähr hundert praktischen Anwendungen (Steuerwellen von Dieselmotoren, Zentrifugalpumpenwellen, Kugellagerwellen, Schiffsschraubenwellen) hat ergeben, dass für jeden Durchmesser eine einzige Steigung reichlich genügt. Den besten mittleren Wert des Verhältnisses Durchmesser/Steigung erhält man nach der Gleichung (1) mit  $a = 0,4$ . Das bedeutet, dass die mittlere Steigung für Feingewinde theoretisch stets ein bestimmter Bruchteil ( $40/65 = 0,615$ ) derjenigen des Grobgewindes sein soll.

Die Maschinenindustrie benötigt nach diesen Feststellungen nur zwei, klar definierte und unzweideutig getrennte Gewindeserien, nämlich:

- Die Grobgewindeserie für alle Kopfschrauben, Mutterschrauben und Bolzen, bei der die Widerstandsfähigkeit des Gewindeganges gleich derjenigen des Kernquerschnittes ist, und
- die Feingewindeserie, die für das Festhalten von Maschinenteilen auf den zugehörigen Wellen dient und bei der die Widerstandsfähigkeit des Gewindeganges kleiner als beim Grobgewinde von

<sup>2)</sup> Der französische Text lautet: «Il appartient à chaque branche d'industrie de choisir, par sélection, dans les filetages de la présente norme les séries pas-diamètres qui lui sont nécessaires.»

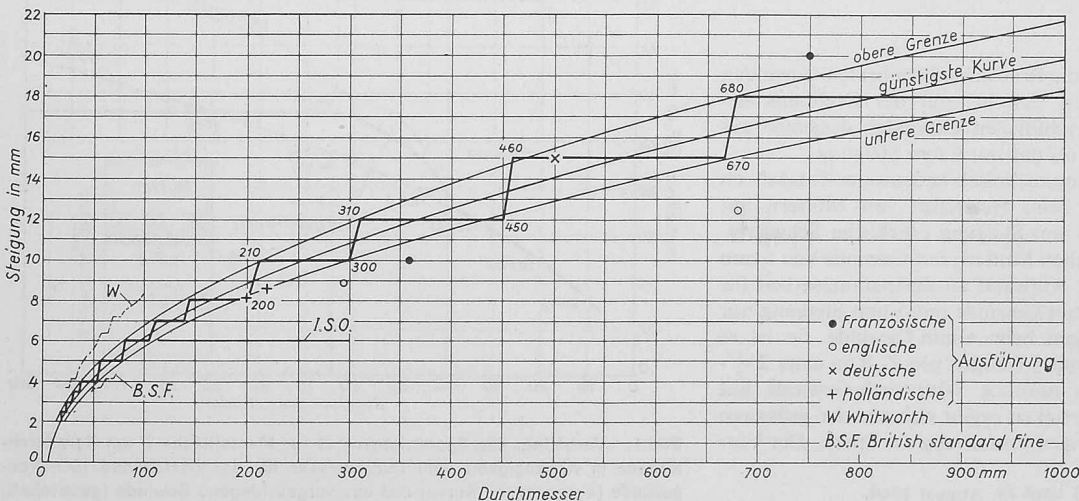


Bild 3. Steigung in Abhängigkeit vom Durchmesser für das vorgeschlagene Feingewinde

Tabelle 3. Vorgeschlagene Gewinde für den Grossmaschinenbau

Grobgewinde				Feingewinde			
Nenn-durch-messer mm	Stei-gung mm	Kern durch-messer mm	Kern-quer-schnitt mm <sup>2</sup>	Nenn-durch-messer mm	Stei-gung mm	Kern durch-messer mm	Kern-quer-schnitt mm <sup>2</sup>
6	1	4,773	17,9	6	0,75	5,080	20,3
7	1	5,773	26,2	7	0,75	6,080	29,0
8	1,25	6,466	32,8	8	0,75	7,080	39,3
10	1,5	8,160	52,3	10	1	8,773	60,4
12	1,75	9,853	76,2	12	1	10,773	91,1
14	2	11,546	105	14	1,25	12,466	122
16	2	13,546	144	16	1,5	14,160	157
18	2,5	14,933	175	18	1,5	16,160	205
20	2,5	16,933	225	20	1,5	18,160	259
22	2,5	18,933	281	22	1,5	20,160	320
24	3	20,320	324	24	2	21,546	364
27	3	23,320	427	27	2	24,546	473
30	3,5	25,706	519	30	2	27,546	596
33	3,5	28,706	647	33	2	30,546	733
36	3,5	31,706	787	36	2	33,546	883
39	4	34,094	913	39	2	36,546	1 050
42	4	37,094	1 080	42	2	39,546	1 230
45	4	40,094	1 260	45	3	41,320	1 340
48	4	43,094	1 460	48	3	44,320	1 540
52	4	47,094	1 740	52	3	48,320	1 830
56	5	49,866	1 960	56	3	52,320	2 150
60	5	53,866	2 270	60	3	56,320	2 490
64	5	57,866	2 610	64	3	60,320	2 860
68	5	61,866	3 000	68	3	64,320	3 250
72	5	65,866	3 400	72	3	68,320	3 660
76	6	68,639	3 700	76	3	72,320	4 110
80	6	72,639	4 140	80	4	75,094	4 430
85	6	77,639	4 730	85	4	80,094	5 040
90	6	82,639	5 360	90	4	85,094	5 680
95	6	87,639	6 030	95	4	90,094	6 370
100	6	92,639	6 740	100	4	95,094	7 100
105	7	96,412	7 340	105	4	100,094	7 870
110	7	101,412	8 070	110	4	105,094	8 670
115	7	106,412	8 890	115	4	110,094	9 520
120	7	111,412	9 760	120	4	115,094	10 400
125	7	116,412	10 640	125	4	120,094	11 300
130	7	121,412	11 760	130	5	123,866	12 054

gleichem Durchmesser ist. Dagegen ist die Widerstandsfähigkeit des Kernquerschnittes, der gewöhnlich auf Torsion beansprucht ist, beim Feingewinde grösser als beim Grobgewinde.

Tabelle 3 und Bild 4 enthalten einen Vorschlag für die Abstufung der Feingewinde für den Durchmesserbereich von 6 bis 130 mm. In diesem Bereich konnte die Anzahl der Feingewinde von 121 auf 37 verringert werden (im ganzen hatte ISO 289 Feingewinde vorgeschlagen!)

Die Vorteile der vorgeschlagenen Verbesserungen sind:

- Die klare Trennung zwischen Grob- und Feingewinde schliesst Zweifel in der Anwendung im Konstruktionsbüro aus.
- Die Verkleinerung der Steigungen im Durchmesser-Bereich von 42 bis 72 mm ergibt kürzere und billigere Werkzeuge.
- Dieselbe Änderung erleichtert die Bearbeitung, insbesondere das Schneiden von Muttergewinden.

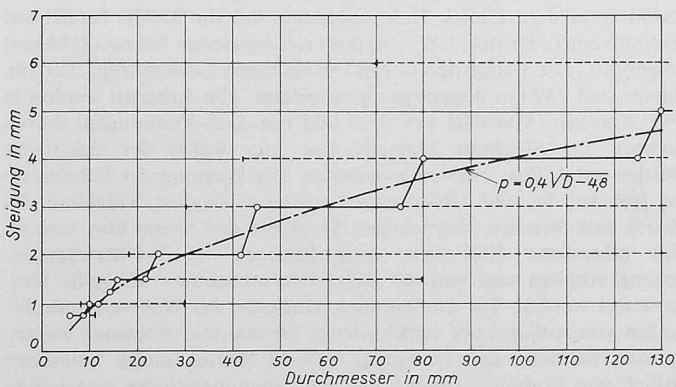


Bild 4. Steigung in Abhängigkeit vom Durchmesser für das vorgeschlagene Feingewinde. Gestrichelt; Durchmesserbereiche nach ISO-Normen

— Die Verwendung einer einzigen Feingewindeserie vereinfacht und verbilligt die Werkzeughaltung.

#### Literaturverzeichnis

- [1] Ernst, H.: Über Schraubengewinde, SBZ 1962, H. 34, S. 591–595.
- [2] Ernst, H.: Le Filetage métrique ISO est-il parfait? «VSM-Normenbulletin» Nr. 11, November 1961.
- [3] Ernst, H.: The present Screw Thread Situation, «The Engineer», Vol. 215, No 5581, January 1963.
- [4] Ernst, H.: New Light on Screw Threads, «The Engineers», Vol. 220, No 5714, July 30, 1965.

Adresse des Verfassers: H. Ernst, 3, Avenue des Chênes, Le Chesnay, S. et O., France.

## Hafeneinrichtungen für Methantransport in Le Havre

DK 629.123.56

Über das Tankschiff «Jules Verne», das für die Durchführung dieses Transportes seit dem 1. Mai 1965 in regelmässigem Dienst steht, wurde in SBZ 1965, H. 33, S. 576 berichtet. Die dazu nötigen Hafeneinrichtungen in Le Havre wurden in «Travaux», Dezember 1965, S. 637–642 beschrieben. In einer ersten Etappe sollen jährlich 33 Schiffs-ladungen von je 24 000 m<sup>3</sup> verflüssigten Naturgases, also insgesamt 770 000 m<sup>3</sup> transportiert und verarbeitet werden. Dazu wurde eine Schiffsausladebrücke mit drei beweglichen Entladerohren aus nicht-rostemdem Stahl von 300 mm Durchmesser errichtet, von denen zwei Rohre für das flüssige Naturgas bestimmt sind und das dritte für den Druckausgleich zwischen den mit Gas gefüllten Teilen der Transport-behälter auf dem Schiff und den drei Lagerbehältern am Ufer. Von der Verladestation führen mit Polyurethan isolierte Leitungen nach den Lagerbehältern. Von diesen bleiben jene, die Flüssigkeit führen (Durch-messer 500 mm) dauernd mit Flüssigkeit gefüllt.

Es bestehen drei grosse, isolierte Lagerbehälter von je 12 000 m<sup>3</sup>. Die innern Schalen bestehen aus Sonderstahl mit 9% Nickel; ihr Durchmesser beträgt 25 m, ihre Höhe 30 m; die äussere Schale aus gewöhnlichem Stahl schützt die Isolierung. Der Spaltraum von rd. 1 m ist mit Stickstoff unter leichtem Überdruck gefüllt, so dass keine Luftfeuchtigkeit eindringen kann.

Die Flüssigkeit steht in den Behältern unter Atmosphärendruck bei –160 °C. Durch den Wärmeeinfall verdampfen in allen drei Behältern im Maximum 1300 Nm<sup>3</sup>/h. Der Dampf wird oben abgesogen, auf 0,2 atü vorverdichtet, dann durch Berieseln mit Meerwasser in Wärmeaustauschern auf –30 °C erwärmt, um schliesslich mit einem vierstufigen Kompressor von 2200 Nm<sup>3</sup>/h auf rd. 68 atü komprimiert und in die Fernleitung gefördert zu werden. Das tatsächliche Absaug-volumen der Kompressoren wird durch pressostatische Regelung der Drehzahl derart verändert, dass der Behälterdruck von 1,07 ata konstant bleibt.

Zur Überführung in den gasförmigen Zustand dienen mit Meer-wasser beaufschlagte Berieselungswärmeaustauscher. Eine Zentrifugal-pumpe saugt 125 m<sup>3</sup>/h Flüssigkeit aus den Lagerbehältern ab und fördert diese unter 1,3 atü den beiden Hochdruckpumpen von je 62,5 m<sup>3</sup>/h zu, die die Flüssigkeit unter 75 atü den Wärmeaustauschern zuführt. Die tatsächlichen Fördermengen dieser Pumpen werden durch Drehzahlregelung ihrer Antriebsmotoren dem jeweiligen Gasbedarf angepasst. Das Meerwasser (3300 m<sup>3</sup>/h) wird zunächst in zwei Becken von je 800 m<sup>3</sup> Fassungsvermögen gepumpt, darauf filtriert, dann durch drei Pumpen über eine Chlorieranlage den Wärmeaustauschern zu-geführt, von denen es wieder ins Meer frei abfließt. Das Gas tritt mit über 0° und rd. 68 atü in die Fernleitung ein. Diese ist 154,5 km lang, weist einen Durchmesser von 500 mm und eine Wandstärke von 5,8 mm auf und besteht aus Stahl X 63. In der ersten Etappe beträgt die mittlere Fördermenge 57 000 Nm<sup>3</sup>/h. Diese soll später verdoppelt werden, wozu ein zweites gleiches Schiff wie die «Jules-Verne» in Dienst gestellt werden wird. Alsdann wird der Druckverlust in der Fernleitung etwa 5 at betragen. Diese schliesst bei Beynes an das Gasversorgungs-netz der Pariser Region an.

Als Hilfsanlagen im Hafen von Le Havre sind u. a. zu nennen: Eine rd. 40 m hohe Fackel, mit der bei Notfällen Naturgas verbrannt werden kann, Verbindungsleitungen mit Absperrorganen und Pumpen zwischen den grossen Behältern, um diese entleeren und reinigen zu können, ein Behälter von 20 m<sup>3</sup> Inhalt für flüssigen Stickstoff, der zum Einfüllen der Transportbehälter auf dem Schiff benötigt wird, sowie ein Verwaltungsgebäude mit Magazin und Kommandoposten.