

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 71 (1953)
Heft: 16

Artikel: Das Einbeulen von vorgespannten Schacht- und Stollenpanzerungen
Autor: Amstutz, E.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-60536>

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: 30.01.2025

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

Das Einbeulen von vorgespannten Schacht- und Stollenpanzerungen

DK 624.075.2 : 624.19

Von Oberingenieur E. AMSTUTZ, Wartmann & Cie. AG., Zweigbureau Zürich

Die Widerstandsfähigkeit von Panzerrohren gegen äusseren Wasserdruck zahlenmässig zu kennen, ist von wesentlicher wirtschaftlicher Bedeutung, da einerseits in solchen Panzerungen grosse Kapitalien investiert werden und andererseits ein Versagen während des Betriebes einen längeren Stillstand in der Stromerzeugung eines Kraftwerkes verursachen würde.

Kürzlich wurde an dieser Stelle¹⁾ auf die Erhöhung der Stabilität hingewiesen, wenn die Rohre mittels Zementinjektionen unter Druckvorspannung gesetzt werden. Dieser Einfluss beruht darauf, dass ein Loslösen der Panzerung von der Betonunterlage und damit der Beginn des Einbeulens durch den Injektionsdruck verzögert wird.

Im folgenden wird gezeigt, dass dieses Problem theoretisch auch mit geringerem mathematischem Aufwand korrekt und mit ausreichender Genauigkeit gelöst werden kann. Angeknüpft wird hierbei an eine frühere Arbeit des Verfassers²⁾ über das Einbeulen von nicht vorgespannten Panzerrohren. Ausser durch die Berücksichtigung einer Vorspannung wird die Theorie im folgenden noch weiter vervollkommen, namentlich was die Berücksichtigung der Randbedingungen anbelangt. Die Resultate für das nicht vorgespannte Rohr werden daher noch etwas günstiger, als seinerzeit ausgewiesen.

Wie anhand der Differentialgleichung leicht nachzuweisen ist, verformt sich der freie Teil des Rohrmantels im Bereich der Beule, wie in Bild 1 dargestellt, nach einer Cosinus-Linie um einen mittleren Kreisbogen vom Radius ρ . Wegen der Randbedingung $M=0$ umfasst die Biegelinie drei Halbwellen (das Einspannmoment aus der Krümmungsänderung ist hierbei als untergeordnet vernachlässigt).

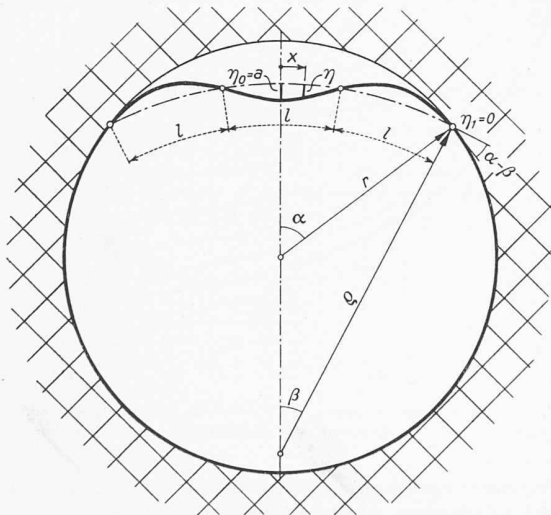


Bild 1. Bezeichnungen

Ist σ_N die Normalspannung im Ring und i dessen Trägheitsradius, so verlangt das Knickgesetz, dass sich die Länge l einer Halbwelle mit dem Wert

$$(1) \quad l = \frac{\pi r}{\sqrt{1 + \left(\frac{r}{i}\right)^2 \frac{\sigma_N}{E}}}$$

einstellt. Im übrigen ist die elastische Form gegeben durch

$$\eta = a \cos \frac{\pi x}{l}$$

$$\eta' = -\frac{\pi}{l} a \sin \frac{\pi x}{l} \quad \eta_1' = \frac{\pi a}{l}$$

¹⁾ H. Juillard: Knickprobleme an geraden Stäben, Kreisbogensegmenten und Zylindern, Schweiz. Bauzeitung 1952, Nr. 32 bis 34, S. 451* ff.

²⁾ E. Amstutz: Das Einbeulen von Schacht- und Stollenpanzerungen, Schweiz. Bauzeitung 1950, Nr. 9, S. 102*.

$$\eta'' = -\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 a \cos \frac{\pi x}{l} \quad \eta_0'' = -\left(\frac{\pi}{l}\right)^2 a$$

mit die geometrische Beziehung

$$\frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cong \frac{\alpha}{\beta}$$

Die zuletzt gemachte Annäherung ist zulässig, weil die Differenz von α und β sehr klein ist.

Ist p der Aussendruck, so ermittelt sich $\sigma_N = p \rho / F$. Rechnungsmässig wollen wir jedoch die kritische Beanspruchung auf den ursprünglichen Radius r beziehen:

$$\sigma_{kr} = p \frac{r}{F}$$

womit das Verhältnis ρ/r ersetzt werden kann:

$$\frac{\rho}{r} = \frac{\sigma_N}{\sigma_{kr}}$$

Als Randbedingung haben wir noch zu formulieren, dass die elastische Linie den ursprünglichen Kreis tangiert

$$\text{tg}(\alpha - \beta) \cong \alpha - \beta = \eta_1' = \frac{\pi a}{l}$$

Mit $\beta = \frac{3l}{2\rho}$ und $\alpha = \frac{3l}{2r}$ sowie unter Berücksichtigung der Gleichung (1) ermittelt man

$$(2) \quad \frac{a}{r} = \frac{3\pi}{2} \frac{1 - \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}}{1 + \left(\frac{r}{i}\right)^2 \frac{\sigma_N}{E}}$$

Wir formulieren nunmehr die Verträglichkeitsbedingung: «Die elastische Verkürzung des Rohrumfanges infolge der Spannungsänderungen ist gleich der geometrischen Verkürzung infolge der Einbeulung.»

Bei reibungsloser Berührung zwischen Rohr und Unterlage beträgt die Ringspannung am ganzen Rohrumfang nach dem Ausbeulen σ_N , während sie vor dem Ausbeulen den Wert der Vorspannung σ_V aus Injektionsdruck aufwies. Die elastische Verkürzung beträgt daher

$$\Delta = 2 \pi r \frac{\sigma_N - \sigma_V}{E}$$

Die geometrische Verkürzung im Bereich der Beule setzt sich aus drei Anteilen zusammen:

Aus der Verflachung des Bogens:

$$\Delta_1 = 2r \left(\alpha - \beta \frac{\rho}{r} \right) = 2r \left(\alpha - \beta \frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \right)$$

Mit

$$\frac{\sin \alpha}{\sin \beta} \cong \frac{\alpha}{\beta} \left(1 - \frac{\alpha^2}{6} + \frac{\beta^2}{6} \right)$$

und unter Berücksichtigung der bisherigen Resultate ergibt sich

$$\Delta_1 = \frac{r}{3} \alpha^3 \left(1 - \frac{r^2}{\rho^2} \right) = \frac{9}{8} \frac{l^3}{r^2} \left[1 - \left(\frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N} \right)^2 \right]$$

$$\Delta_1 = \frac{9\pi^3}{8} r \frac{1 - \left(\frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}\right)^2}{\left[1 + \left(\frac{r}{i}\right)^2 \frac{\sigma_N}{E}\right]^{3/2}}$$

Aus der Abweichung vom durchschnittlichen Radius:

$$\Delta_2 = \int_{-\frac{3l}{2}}^{+\frac{3l}{2}} \frac{\eta}{r} dx = \frac{a}{r} \int_{-\frac{3l}{2}}^{+\frac{3l}{2}} \cos \frac{\pi x}{l} dx = -\frac{2al}{\pi r}$$

$$A_2 = -3\pi r \frac{1 - \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}}{\left[1 + \left(\frac{r}{i}\right)^2 \frac{\sigma_N}{E}\right]^{3/2}}$$

Aus der Neigung η' der elastischen Linie:

$$A_3 = -\frac{1}{2} \int \eta'^2 dx = -\frac{\pi^2 a^2}{2l^2} \int \sin^2 \frac{\pi x}{l} dx = -\frac{3l}{2} \frac{3\pi^2 a^2}{4l} = -\frac{3\pi^2 a^2}{4l}$$

$$A_3 = -\frac{27\pi^3 r}{16} \frac{\left(1 - \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}\right)^2}{\left[1 + \left(\frac{r}{i}\right)^2 \frac{\sigma_N}{E}\right]^{3/2}}$$

Unsere Verträglichkeitsbedingung lautet nun:

$$2\pi r \frac{\sigma_N - \sigma_V}{E} = A_1 + A_2 + A_3$$

$$= 3\pi r \frac{\frac{3\pi^2}{8} \left[1 - \left(\frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}\right)^2\right] - \left(1 - \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}\right) - \frac{9}{16} \pi^2 \left(1 - \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}\right)^2}{\left[1 + \left(\frac{r}{i}\right)^2 \frac{\sigma_N}{E}\right]^{3/2}}$$

$$(3) \quad \frac{\sigma_N - \sigma_V}{E} \left[1 + \left(\frac{r}{i}\right)^2 \frac{\sigma_N}{E}\right]^{3/2} = \left(1 - \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}\right) \left[\frac{9\pi^2 - 12}{8} - \frac{45}{32} \pi^2 \left(1 - \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}\right)\right]$$

Die bisherigen Ableitungen geben nur Relationen zwischen den Beulenabmessungen und den Beanspruchungen. Wir haben nunmehr noch die Instabilitätsbedingung zu formulieren. Unter Annahme unbeschränkt elastischen Verhaltens würde der Zustand dann instabil, wenn mit zunehmender Beulenhöhe der äussere Druck ein Maximum überschreiten würde. Mathematisch wird dies durch eine Maximumbedingung ausgedrückt. Eine diesbezügliche — hier nicht wiedergegebene — Untersuchung zeigt aber, dass bei den praktisch vorkommenden Schlankheitsverhältnissen vorher schon die Randspannung die Fließgrenze überschreitet. Daher wird mit praktisch genügender Genauigkeit die Tragfähigkeit mit der Fließgrenze erreicht und das Stabilitätsproblem kann durch ein Spannungsproblem ersetzt werden.

Massgebend ist die Randspannung an der Aussenseite in Beulennitte. Wir setzen diese gleich der Fließgrenze σ_F , wobei e den Abstand der äusseren Randfaser vom Schwerpunkt des Ringquerschnittes bedeutet:

$$\sigma_F = \sigma_N + \frac{M_0}{J} e = \sigma_N + e \left(\frac{1}{r} - \frac{1}{\rho}\right) E - e E \eta_0''$$

Unter Berücksichtigung von

$$-\eta_0'' = \left(\frac{\pi}{l}\right)^2 a = \frac{1}{r} \frac{3\pi}{2} \left(1 - \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}\right)$$

ergibt sich

$$(4) \quad \left(1 - \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}\right) = \frac{r}{e} \frac{\sigma_F - \sigma_N}{\left(1 + \frac{3\pi}{2}\right) E}$$

Um zu einer Formel für die uns interessierende Grösse σ_{kr} zu gelangen, müssten wir aus (3) und (4) σ_N eliminieren. Dies würde aber zu einer sehr unübersichtlichen Formel führen. Wir ziehen daher vor, zuerst σ_N als Hilfsgrösse zu ermitteln, wozu aus (3) und (4) σ_{kr} bzw. $\left(1 - \frac{\sigma_{kr}}{\sigma_N}\right)$ zu eliminieren ist. Man erhält:

$$(5) \quad \frac{\sigma_N - \sigma_V}{E} \left[1 + \left(\frac{r}{i}\right)^2 \frac{\sigma_N}{E}\right]^{3/2} = \frac{r}{e} \frac{\sigma_F - \sigma_N}{E} \left[\frac{9\pi^2 - 12}{12\pi + 8} - \frac{45\pi^2}{8(2 + 3\pi)^2} \frac{r}{e} \frac{\sigma_F - \sigma_N}{E}\right]$$

$$= 1,68 \frac{r}{e} \frac{\sigma_F - \sigma_N}{E} \left[1 - 0,25 \frac{r}{e} \frac{\sigma_F - \sigma_N}{E}\right]$$

Diese allgemeine Formel schliesst auch den Fall von Versteifungsringen in sich. Für den Fall des unversteiften Blechrohres von der Wandstärke δ ist $e = \delta/2$ und $i^2 = \delta^2/12$ zu setzen. Infolge behinderter Querkontraktion sind ferner $E^* = \frac{E}{1 - \nu^2}$ und $\sigma_F^* = \frac{\sigma_F}{\sqrt{1 - \nu + \nu^2}}$ (Vergleichspannung!) an Stelle von E und σ_F zu setzen. Man erhält also

$$(6) \quad \frac{\sigma_N - \sigma_V}{E^*} \left[1 + 12 \left(\frac{r}{\delta}\right)^2 \frac{\sigma_N}{E^*}\right]^{3/2} = 3,36 \frac{r}{\delta} \frac{\sigma_F^* - \sigma_N}{E^*} \left[1 - 0,50 \frac{r}{\delta} \frac{\sigma_F^* - \sigma_N}{E^*}\right]$$

Die Gleichungen (5) und (6) sind analog aufgebaut wie die Gleichungen (5) und (6) meiner Arbeit aus dem Jahre 1950 mit dem Unterschied, dass das Klaffungsverhältnis k_0/r durch das Vorspannungsverhältnis $-\sigma_V/E$ ersetzt ist, auf der rechten Seite der Faktor 1,68 neu auftritt und der der Kesselformel entsprechende Rechnungswert σ_{kr} noch aus der Gleichung (4) zu ermitteln ist. Im Falle eines glatten Rohres sind in Gl. (4) E^* und σ_F^* einzusetzen.

Hiermit ist erwiesen, dass die Berechnung vorgespannter Rohre auf gleich einfache Weise möglich ist wie diejenige von nicht vorgespannten. Im Diagramm Bild 2 sind die kritischen Spannungen in Funktion des Schlankheitsverhältnisses und für verschiedene Vorspannungsverhältnisse σ_V/E^* für normalen Baustahl

$$E = 2100 \text{ t/cm}^2 \quad \nu = 0,25 \quad E^* = 2240 \text{ t/cm}^2$$

$$\sigma_F = 2,40 \text{ t/cm}^2 \quad \sigma_F^* \cong 2,70 \text{ t/cm}^2$$

aufgetragen.

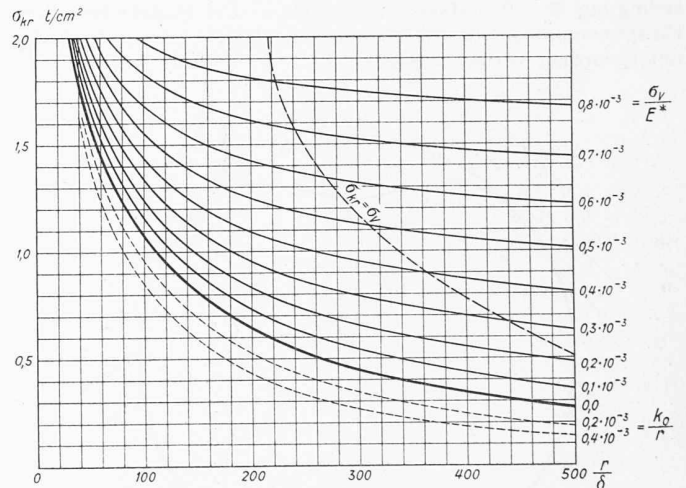


Bild 2. Kritische Spannungen in Funktion des Schlankheitsverhältnisses für verschiedene Vorspannungsverhältnisse

Was die vorgespannten Rohre anbelangt, ist man zunächst versucht zu glauben, dass die kritische Ringspannung σ_{kr} auf alle Fälle grösser sein sollte als die Vorspannung σ_V , weil sich ja erst dann eine Klaffung bilden kann.

Das Diagramm zeigt aber, dass rechts der gestrichelten Linie $\sigma_{kr} < \sigma_V$ ist. Das rührt daher, dass in diesem Gebiet zwei Gleichgewichtslagen möglich sind; nämlich eine unverformte mit $\sigma_{kr} = \sigma_V$ und eine verformte mit $\sigma_{kr} < \sigma_V$, weil durch die Abplattung im Bereich der Beule ein kleinerer Aussendruck als der Injektionsdruck genügt, um die Vorspannung zu übertreffen. Eine kleine Zufälligkeit wie ungleiche Lastverteilung oder ungleichmässige Mantelkrümmung wird genügen, dass die erste Gleichgewichtslage verlassen wird und in die ungünstigere zweite übergeht. Man muss daher sicherheitshalber mit dieser rechnen.

Die Annahme, dass die Biegespannungen im vorgespannten Rohr wie im nicht vorgespannten zu ermitteln sind, wobei als wirksame Belastung lediglich die Differenz zwischen äusserem Wasserdruck und Injektionsdruck zu berücksichtigen wäre¹⁾, ist allzu einfach und gibt viel zu günstige — bis viermal zu grosse — Resultate. Infolge des ausschlaggebenden Formänderungseinflusses ist eben die Grösse der Vorspannung von wesentlichem Einfluss auf die Verformungen und Schnittkräfte.

Es ist kürzlich³⁾ auch versucht worden, ein Kriterium aufzustellen, mit dem die Einbeulgefahr von der praktischen Seite aus beurteilt werden könnte, indem aus der Breite $3l$ der Beule auf die Knickgefahr zu schliessen wäre. Hierbei wurde aber die Knickbedingung (1), der jeder abgelöste Rohrabschnitt aus Gleichgewichtsgründen unterworfen sein muss, ausser acht gelassen. Gerade diese Bedingung zeigt aber, dass die Beulenbreite bei gegebenen Rohrabmessungen nur von der Ringspannung abhängig ist und über die Einbeulgefahr gar nichts aussagt.

Was die praktische Seite des Problems anbelangt, bieten sich der Fragen noch viele:

Wie stimmen die theoretischen Werte mit experimentellen Werten durchgeführter oder im Gang befindlicher Versuche überein?

³⁾ J. Bächtold: Erfahrungen beim Bau des Kraftwerkes Handeck II, Schweiz. Bauzeitung 1952, Nr. 41, S. 598*.

Sicherheit, Zuverlässigkeit und Lebensdauer von Turbogeneratoren

DK 621.165.004

Von Dr.-Ing. O. MARTIN, Zürich

Schluss von Seite 190

H. Die Sicherheitseinrichtungen und ihre Besonderheiten

Die grosse Betriebssicherheit der Dampfturbine und ihre vergleichsweise lange Betriebsdauer bringen es mit sich, dass das überwachende Personal nicht ständig mit gespannter Aufmerksamkeit an der Maschine zu stehen braucht. Ein mechanischer Schaden, welcher sofortiges Stillsetzen ratsam erscheinen lässt, ereignet sich nur sehr selten. Diejenige Betriebsgrösse, bei welcher am ehesten zufällige gefährliche Abweichungen vom Sollwert auftreten können, ist die Drehzahl. Deshalb überträgt man die Sorge für die Maschine im Gefahrenfall einer drehzahlabhängigen Automatik. Plötzliche Gefahren für die Maschine entstehen gewöhnlich an der elektrischen Verbindung mit dem Netz. Wenn dort eine unvorhergesehene Abschaltung stattfindet, oder sich ein Spannungszusammenbruch ereignet, so hat die Maschine fast augenblicklich kein Drehmoment mehr abzugeben. Versagt in einem solchen Augenblick die Absperrung der Dampfzufuhr, etwa indem ein Regulierventil nicht ganz schliesst, so geht die Drehzahl rasch in die Höhe. Bei Wasserturbinen ist die Durchgedrehzahl leicht abzuschätzen, sie liegt unterhalb der zweifachen Betriebsdrehzahl. Bei Dampfturbinen ist sie ziemlich unbestimmt. Man pflegt deshalb bei Dampfturbinen ein Schnellschlussventil in der Frischdampfleitung vorzusehen, das bei rd. 10 % Ueberdrehzahl von dem erwähnten geschwindigkeitsabhängigen Mechanismus geschlossen wird. Während die Festigkeit der Wasserturbinen und ihrer Generatoren für die Durchgangsdrehzahl bemessen wird, ist die bei Dampfturbinen üblich gewordene Grenzdrehzahl, welche die Rotoren noch aushalten müssen, die um 20 bis 25 % über Betriebsdrehzahl liegende «Schleuderdrehzahl». Bei dieser lässt man die Läufer im Lieferwerk etwa 20 min laufen, ehe sie als «betriebsklar» erklärt und im Kraftwerk verwendet werden dürfen. Das «Durchgehen» ist also die stärkste Gefährdung, die den Turbogenerator bedroht. Das Drehzahlintervall zwischen 3000 und 3300 U/min wird bei Vollastabschaltung und versagenden, offen bleibenden Regelventilen in etwa 1 s bei Kondensations-turbinen und in etwa 0,4 s bei Vorschaltturbinen durchleitet. Es handelt sich somit um sehr kurze Zeiten, die zur Anwendung rasch arbeitender Einrichtungen zwingen, wenn die Drehzahl infolge Versagens der ordentlichen Regelung plötzlich ansteigt und durch die Notabspernung begrenzt werden soll.

Die an allen Dampfturbinen heute üblich gewordene Schnellschlusseinrichtung besteht aus einem astatischen Fliehkraftregler und einem Schnellschlussventil, dessen Spindel durch eine Klinke in offener Stellung festgehalten wird. Schlägt der Regler über ein Gestänge die Klinke zur Seite, so kann das Ventil unter Wirkung einer Feder in die Abschlusslage fallen. Der astatische Fliehkraftregler wurde früher oft als ein die Welle umgreifender Ring ausgebildet; heute bevorzugt man den in einer Querbohrung der Welle steckenden Schlagbolzen. Er ist leichter ein- und auszubauen als der Schwungradring — eine Eigenschaft, die im Zusammenhang mit den oben unter C erwähnten Wochenend Reparaturen wichtig ist —; ausserdem hat er etwas weniger Masse und dafür grösseren Schwerpunktabstand vom Wellenmittel. Dadurch verbessert sich die Reproduzierbarkeit, mit der die Ausschlagdrehzahl bei mehreren Versuchsläufen getroffen wird.

Welche Massnahmen sind zu treffen, damit die Kreisform der Rohre — im Sinne einer Voraussetzung der Theorie — während des Injizierens erhalten bleibt?

Wie kann der Injektionsdruck während des Abbindens des Zementes aufrechterhalten werden?

Vermindert sich der Injektionsdruck mit der Zeit als Folge von Schwind- und Kriecherscheinungen?

Unter welchen Umständen sind Panzerrohre schon einbeult?

Mit welchen Wasserdrücken muss bei bestimmten tektonischen und geologischen Verhältnissen gerechnet werden?

Es wäre zu wünschen, dass Ingenieure, die über praktische Erfahrungen auf diesem Gebiet verfügen, auch über solche Fragen sich äussern würden.

1. Der Schnellschlussregler

Diesem klassischen Schnellschlussmechanismus, der die Sicherheit der Turbine zu bewachen hat, sind leider ein paar Umstände eigentümlich, die den Kraftwerkingenieur zu einer gewissen Wachsamkeit zwingen. Der bei 3300 U/min aus der Welle vorspringende Schnellschlussbolzen schlägt nämlich mit grosser Geschwindigkeit auf die Klinke ($u \sim 20$ m/s), und der dabei auftretende Schlag kann so wuchtig sein, dass beide aufeinandertreffenden Teile an der Stosstelle Schlagmarken bekommen, obgleich sowohl der Bolzenkopf als auch die Klinke aus bestem Stahl — es empfiehlt sich ein Pressluftmeisselstahl — gefertigt sind. Wenn die Maschine durchgeht, wächst die Fliehkraft des Schlagdorns etwa um 0,4 bis 0,5 kg je Umlauf. Die Bahn des Bolzenkopfes ist eine Spirale, die anfänglich mit nur geringer Steigung den Wellendurchmesser umschlingt und für 2 mm Durchmessergrösserung 1 bis 2 Umläufe benötigt, dann aber plötzlich den ganzen restlichen Hub von 2 bis 6 mm in $\frac{1}{4}$ Umdrehung zurücklegt, weil jetzt der Fliehkraftüberschuss über die Federkraft wirksam wird, wie aus den Bildern 19 und 20 hervorgeht. Trifft der Bolzenkopf die Klinke bei kleiner Auslenkung, beispielsweise im Punkt A (Bild 20), so ist der Stoss auf die Klinke von geringer Wucht. Trifft er dagegen in fast voll ausgeschlagenem Zustand auf die Klinke, so muss diese über einen Drehwinkel der Welle von etwa 2° auf volle Ausweichgeschwindigkeit beschleunigt werden. Die mittlere Stosskraft, die dabei auftritt, kann nach der Gleichung $Pdt = mdv$ abgeschätzt werden. Angenommen, die Klinke habe ein Volumen von 10 cm^3 und werde in $\frac{1}{10000} \text{ s}$ auf 400 cm/s beschleunigt, so ist die mittlere Stosskraft $P = 320 \text{ kg}$. Der Stoss hat also eine ganz beachtliche Wucht, und es ist durchaus nicht zu verwundern, dass gelegentlich bei Schnellschlussproben von der Klinke ein Stück abgeschlagen wird, insbesondere wenn kleine Härtefehler die Klinke schlagempfindlich gemacht haben. Um sanfte Berührung zu erreichen, ist es richtig, die Klinke möglichst dicht an die Welle heranzubringen, das Spiel zwischen Welle und Klinke mit etwa 1 mm einzustellen, so dass die erste Berührung mit dem Bolzen auf dessen innerem Bahnstück stattfindet.

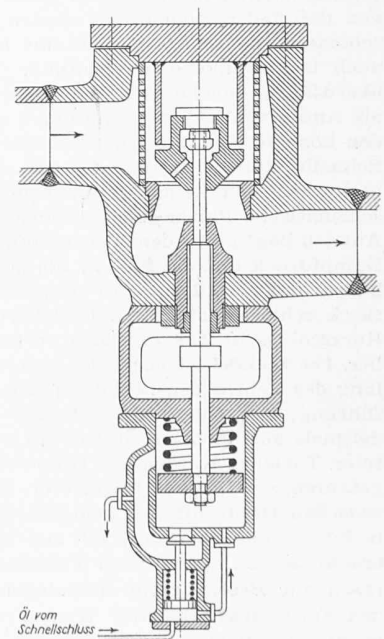


Bild 16. Amerikanische Bauart des Schnellschlussventils. Die Spindel ist auf der Unterseite des Kegels durch das Gehäuse nach aussen geführt. Ein Absatz der Spindel dichtet im geöffneten Zustand den Leckdampfaustritt ab