



Doctoral Thesis

Über die Festigkeit der Kegelschale

Author(s):

Dubois, Francis

Publication Date:

1917

Permanent Link:

<https://doi.org/10.3929/ethz-a-000091753> →

Rights / License:

[In Copyright - Non-Commercial Use Permitted](#) →

This page was generated automatically upon download from the [ETH Zurich Research Collection](#). For more information please consult the [Terms of use](#).

Über die Festigkeit der Kegelschale



Von der
Eidgenössischen Technischen Hochschule
in Zürich
zur Erlangung der
Würde eines Doktors der technischen Wissenschaften
genehmigte

Promotionsarbeit

vorgelegt von

FR. DUBOIS, dipl. Ingenieur
aus VALEYRES-SOUS-MONTAGNY & LES CLEES
(Kanton Waadt)

Referent: Herr Prof. Dr. E. MEISSNER

Korreferent: Herr Prof. Dr. A. STODOLA

161



ZÜRICH 1917
Druck: Art. Institut Orell Füssli.

§ 18. *Schlussbetrachtungen.*

Aus den vorangehenden Entwicklungen lassen sich einige allgemeine Eigenschaften der Kegelschale überblicken, die an letzter Stelle hervorgehoben werden.

I. Die Beanspruchung einer Kegelschale ist:

- a) der Belastung direkt proportional,
- b) mit dem Schalendurchmesser zunehmend,
- c) mit der Schalendicke abnehmend,
- d) bei steiler werdendem Kegel abnehmend.

Geometrisch ähnliche Kegelschalen sind bei gleicher Belastung gleich beansprucht.

II. Ein kegelförmig gewölbter Boden ist steifer als ein ebener; im besonderen besitzen die zentralen Teile eine grössere Steifigkeit als die dem Aussenrande nahe gelegenen.

III. Durch Einspannung des tragenden Randes wird die Festigkeit eines Kegelbodens erheblich gesteigert; soll aber die Einspannung ihren Zweck völlig erfüllen, so muss sie vollkommen sein, d. h. in solcher Weise verwirklicht, dass weder Verdrehung noch radiale Ausdehnung des tragenden Randes eintreten kann.

IV. Sofern der Basiswinkel nicht sehr klein ist (etwa $\alpha > 10^\circ$) bedingt in einer am Aussenrand gestützten Kegelschale eine Bohrung 1:5 (den normalen Verhältnissen bei Zylinderdeckeln und Dampfturbinenböden entsprechend) keine wesentliche Störung des Spannungszustandes gegenüber einer bis zur Spitze geschlossenen Schale. M. a. W.:

Eine nicht allzu flache Kegelschale ist — im Gegensatz zu der ebenen Platte — gegen Anbohrung im üblichen Mass 1:5 nahezu unempfindlich.

V. Kegelschalen mit kleinem Basiswinkel (etwa $\alpha < 10^\circ$) stehen in ihrem elastischen Verhalten der ebenen Platte noch sehr nahe, während schon mässig steile Kegel ($\alpha > 30^\circ$) ausgesprochenen Zylindercharakter zeigen; der eigentliche Kegelcharakter kommt zwischen $\alpha = 10^\circ$ und $\alpha = 30^\circ$ zur Geltung.

Diesen allgemeinen Sätzen knüpfen wir einige Schlussfolgerungen für den Maschinenbau an.

Soll in irgend einem Maschinenteil eine Wand oder ein Boden durch kegelartige Wölbung versteift werden, so ist es erforderlich, der Grundform mindestens 8—10° Neigungswinkel zu geben. Dagegen hat es keinen grossen Sinn mehr, den Kegel mit einem steileren Basiswinkel als 30° auszu-

führen: abgesehen davon, dass bei grossen Basiswinkeln eine unschöne und unbequeme Gestalt entsteht, ist auch durch Vergrösserung von α über 30° hinaus kein nennenswerter Gewinn an Festigkeit zu erwarten.

Der Maschinenbau hat sich zu einer Zeit, wo man über die Festigkeit der Kegelschale noch nicht orientiert war, erstaunlich genau an diesen zwei Grenzwerten 10° und 30° gehalten.

Zwischenböden von Aktionsdampfturbinen (Curtis, Zoelly, A. E. G. usw.), bei denen die axiale Dimension sehr beschränkt ist, werden gewöhnlich mit $8-10^\circ$ Basiswinkel ausgeführt, also mit der unteren Grenze des nützlichen Intervalls. Dagegen erhalten Niederdruckkolben mehrzylindriger Dampfmaschinen (Schiffsmaschinen, Walzenzugsreversiermaschinen) in der Regel Kegelform mit 30° Grundwinkel; dies ist bereits die obere Grenze.

Auch in der Dimensionierung von Kegelböden hat die Technik ziemlich das Richtige getroffen. Zum Beispiel ergibt ein Dampfturbinenzwischenboden von 1500 mm Durchmesser, 300 mm Bohrung, 50 mm Dicke (entsprechend einem Verhältnis $\frac{h}{r_2} = \frac{1}{15}$, einem in der Praxis sehr häufigen Wert) und 10° Basiswinkel:

bei freier Stützung am Aussenrande:

überhaupt grösstes $\sigma \cong -130 p$ (Druck, Meridianspannung, Aussenseite),
bei vollkommener Einspannung des Aussenrandes:

überhaupt grösstes $\sigma \cong -80 p$ (Druck, Meridianspannung, Innenseite),
d. h. bei 10 Atm. Überdruck — 1300, resp. — 800 kg/cm²; diese Werte wären bei Gusseisen wohl zulässig, umsomehr, als ein Druckunterschied von 10 Atm. zwischen zwei Turbinenstufen noch viel zu hoch angesetzt ist.

Ein Schiffsmaschinenkolben mit 1500 mm Durchmesser, 300 mm Nabendurchmesser, 50 mm Dicke $\left(\frac{h}{r_2} = \frac{1}{15}\right)$ und 30° Basiswinkel erleidet eine Höchstbeanspruchung

$$\sigma = +150 p \text{ (Zug, Meridianspannung, Aussenseite)}$$

am Nabenrand. Mit $p = 10$ Atm. Überdruck (ebenfalls einem sehr hoch angesetzten Wert bei einem Niederdruckkolben) erhält man $\sigma = 1500$ kg/cm². Die «zulässige» Festigkeit des hier in Betracht kommenden Stahlgusses ist aber wesentlich höher. Das in der Praxis sehr häufige durchschnittliche Verhältnis $\frac{1}{30}$ von Dicke zu Durchmesser ist also in normalen Fällen vollends berechtigt.