

Anhang XVII.

Erfahrungen über Zapfen.

Ich habe Versuche mit verschiedenen Eisenbahnachsen vorgenommen, deren Zapfen an der Stirnseite angebohrt wurden und einen 1 m langen Stahlstab centrisch eingeschraubt erhielten, der als Fühlhebel zur Anzeige der Durchbiegungen bei verschiedenen Belastungen diente. Zum Erhalt von Schaubildern ward eine kleine Kurbel mit elastischem Bleistift an die Stangenspitze gesteckt, welche bei der Drehung der Achse auf einer mit Papier bespannten verticalen Tafel geschlossene Kreise oder kreisähnliche Curven schrieb. Die Tafel war auf einen Drehbank-Support befestigt und konnte horizontal verschoben werden, um gleichwerthige Kreise nebeneinander schreiben zu lassen. Die Achse war nicht unter ein Fahrzeug, sondern in ein festes Rahmenwerk gelagert, und ihre Räder standen auf Tragrollen, welche durch einen Riemtrieb gedreht wurden.

Die zu untersuchenden Zapfen waren durch aufgelegte Schalen und je eine Locomotivtragfeder bis je 7000 Kil. genau so zu belasten wie es normaler Weise geschieht. Nur blieben die Zapfen unten frei*).

Hiebei ward nun das den Belastungen proportionale Durchbiegen der Achsen und ihrer Zapfen klar ersichtlich und in Diagrammen hinterlegt. Durchschnittlich senkte sich die Stahlspitze in 1 m Entfernung vom Zapfende um ~ 5 mm per 1000 Kil. einseitiger (2000 Kil. totaler) Belastung**).

Nachdem nun alle die untersuchten Zapfen unter der constanten Last während der ganzen Drehung in gleicher Durchbiegung verblieben, erscheint der Ausspruch im Texte begründet, dass sich eine Kurbelachse unter dem wechselnden Dampfdrucke hin und zurück biegen werde und ihre Zapfen nie so gleichmäßig einlaufen und anliegen können als jene einer Achse, deren Belastung stets im gleichen Sinne wirkt.

*) Mit diesem Apparate dachte ich ursprünglich Eisenbahnachsen auf verborgene Anbrüche untersuchen zu können, indem für gesunde Achsen der Erhalt reiner Kreise und für angebrochene Achsen elliptische Formen (mit überhöhter Verticalachse) vermuthet wurden. Diese Voraussetzung war aber in ihrer Allgemeinheit eine Täuschung; denn wenn sie auch vielfach zutraf, ergab doch manche gesunde Achse unregelmäßige Formen und manche sichtbar angebrochene Achse schrieb trotzdem einen reinen Kreis. Ob dies von ungleichen Härten im Umfange, von nicht genau kreisrunden Zapfen oder von anderen Ursachen kam, bleibt dahingestellt.

**) Auch bei jeder mit dem Schwungrade belasteten Dampfmaschinenkurbelwelle weist eine feine Wasserwaage, welche bei abgehobenen Lagerdeckeln auf ihre Zapfen gelegt wird, die Biegung nach, und zeigt, dass sie je nach außen steigt. Bei einer guten Achse bleibt das Ansteigen für jede Lage constant, in welche man auch die kalte Maschine dreht.

Der Apparat wurde ferner zu Versuchen über die Grenzen des Auflagdrucks und der Abnütz- oder Reibungsarbeiten verwendet, wobei der Druck per Flächeneinheit durch Verschmälnerung der tragenden Schalenflächen beliebig gesteigert werden konnte. Stets waren Bronzeschalen und reines Baumöl verwendet und die Fläche der Schmiernuth von der Projection der Schalenbreite abgezogen.

Auflagdruck. Die Versuche zeigten, dass von einem Zapfen bei $p = 100$ Atm. Druck per 1 cm^2 Schalenprojection absolut kein Oel mehr angenommen wird. Lastet dieser Druck zwischen Schale und Zapfen und befindet sich in der Schale auch eine ölgefüllte Längsrinne, so dreht sich doch der Zapfen absolut trocken aus der Schale heraus, wie durch an die freie Unterfläche angehaltenes färbiges Löschpapier nachzuweisen war.

Bei $p = 60$ Atm. kommt der Zapfen nur fettig, bei $p = 30$ Atm. aber wohlgeschmiert aus der Schale. Bei $p = 4$ Atm. haftet so reichlich Oel am Zapfen, dass dies bei seinem Wiedereintritt von der Schale abgestreift wird und in schweren Tropfen oder Fäden abrinnt.

Zapfenreibungsarbeit. Eigene Versuche zur Bestimmung der Grenzwerte der Zapfenreibungsarbeit wurden von Anderen vielfach angestellt.

Briegleb-Hansen in Gotha, die berühmte Turbinenbauanstalt, gab mir an, dass sie folgende Grenzwerte durch eigene Versuche erhob

Ein Auflagdruck von 14.8 Atm. ist die äußerste Grenze für Schwungradlager.

Bronzeschalen, bestehend aus 80.5 Kupfer und 19.5

Zinn, der besten Composition, vertragen ein

Grenzproduct von Auflagdruck p , mal Geschwin-

digkeit v per Minute am Zapfenumfang von. $p v = 20 \text{ mkg}$

Mit dem Reibungscoefficienten $\varphi = \frac{1}{20}$ gibt dies per

1 cm^2 eine secundliche Reibungsarbeit a von $a = 1.0 \text{ mkg}$

Weißmetallschalen und Zapfen aus Tiegelsstahl . . $p v = 24-30 \text{ mkg}$

gestatten die Reibungsarbeit $a = 1.2-1.5 \text{ mkg}$.

Weicher Bessemerstahl gibt die schlechtesten Resultate. Schmiedeeisen kann höher belastet werden als weicher Stahl.

Swiderski in Leipzig, eine hauptsächlich schnellgehende Maschinenbauende Fabrik, gab mir folgende Versuchsergebnisse an:

Bei der constanten Umfangsgeschwindigkeit am Zapfen von 75 m per Minute verträgt bis zum Austritt von gedunkeltem Oel:

a) Weißmetall, bestehend aus 80 Zinn, 12 Antimon,

7 Kupfer, 1 Nickel, die beste und dabei eine

schmiedbare Composition, einen Auflagdruck . . $p = 12-14$ Atm.,

was bei $\varphi = \frac{1}{20}$ einer Reibungsarbeit entspricht von . $a = .75-0.90 \text{ mkg}$

b) Phosphorbronze . $p = 8-10$ Atm. " " . $a = .50-.60 \text{ mkg}$

c) Gusseisen . . . $p = 4$ Atm. Bei 5 Atm. Ende.

Die Arbeitsgrenze bei Gusseisen hängt nicht von der Geschwindigkeit, sondern vom Auflagdruck ab.

Mit 5 Atm. Auflagdruck läuft Gusseisen bei jeder Geschwindigkeit heiß.

Aehnliche Werthe geben die Erfahrungen im Großen, z. B.:

Ich hatte 1888 die große Haupttransmissionswelle der Spinnerei in Dugaresa wegen andauernd schlechten Ganges umzubauen. Sie hat 510 Pferdekraft bei 210 Umdrehungen mit drei Scheiben von zusammen 19 Seilen (fast alle nach gleicher Richtung) zu übertragen. Der Raum war durch einen beizubehaltenden mittleren Lagersteinpfeiler beschränkt. Unter genauester Berücksichtigung der Eigengewichte von Welle, Scheiben und Seile und den Richtungen der Seilspannungen ergab sich auf eines der Lager 2540 Kil. Druck unter der Annahme eines Seilzuges Q gleich der dreifachen Umfangskraft P ($Q = 3P$). Die Lager konnten nur $d = 170$, $l = 380$ mm erhalten.

Der Auflagerdruck rechnet sich hieraus auf $\frac{2540}{17 \cdot 38} = 3.9$ Atm. und die Reibungsarbeit unter Annahme von $\varphi = \frac{1}{20}$, auf 0.4 Kilogr.-Meter per 1 cm^2 und Secunde.

Unter Annahme eines Achszuges per Seil von $(3P + 600)$ Kilogr., hier $= 6P$, oder eines Achszuges per Seil von $(3P + 900)$ Kilogr., hier $= 7\frac{1}{2}P$, wird aber die spezifische Reibungsarbeit $\sim 2 - 2\frac{1}{2}$ mal so groß, d. i. $a = .80$ bis $a = 1.00$ Kilogr.-Meter per 1 cm^2 und Secunde. Die Annahme dieser höheren Seilzüge ist die wahrscheinlichere.

Vorsichtshalber ließ ich den Raum zwischen Schalen und Lagergehäuse für Wasserkühlung einrichten, und diese muss thatsächlich noch heute zeitweilig benützt werden, obgleich in der Zwischenzeit die Zapfen wochenlang ohne Wasserkühlung befriedigend und mit geringem Oelconsum arbeiten. Hiermit ist also ein wahrscheinlicher Grenzwert für dauernde Belastung festgestellt.

Auch Eisenbahnzapfen geben hier sicheren Anhalt. Ihre Beanspruchung auf Reibungsarbeit kann der mächtigen Luftkühlung wegen höher sein als in stationären Lagerungen, und ergibt sich im Mittel mit $a = 2$ mkg per 1 cm^2 und Secunde. In einem speciellen Falle gingen die Zapfen eines Viehtransportzuges alle auf einer Seite heiß, während die Zapfen auf der anderen Seite desselben Zuges anstandslos verblieben. Die nähere Erhebung ergab, dass sie im Mittel mit $a = 2.5$ mkg beansprucht waren und dass die heißgehenden Zapfen auf der Schattenseite des Zuges vorkamen, auf welche sich die Thiere andrängten. Hiermit ist abermals ein Grenzwert, und zwar für Eisenbahnlager, Composition mit Mineralöl geschmiert, gefunden. Auch bei $a = 2.8$ mkg gehen sie noch in einzelnen Fällen ziemlich kühl, aber Lager mit $a = 3.0$ mkg mussten wegen dauerndem Heißlauf durch Verbreiterung der Schalenaufschlagflächen umgeändert werden.

Spurzapfen. Aehnliche Betrachtungen, wie die für die Lagerzapfen der Dampfmaschinen im Texte Seite 274 u. f., ergeben auch für die Spur- oder Ringzapfen der Turbinen ähnliche Schlussansichten. Hier soll nicht auf die Theorie der Spurzapfen eingegangen, aber folgende Thatsache als zugehörig angeführt werden: Bei Assling in Krain befand sich eine unausgenützte Wasserkraft von $10 m^3$ Wasser per Secunde mit $25 m$ Gefälle. Die Eigenthümer wollten ein Walzwerk mit 3 Turbinen, à 1000 Pferdekkräfte, errichten, doch der Spurzapfen wegen weigerte manche Fabrik ersten Ranges den Bau. Es entfielen ~ 20.000 Kilogr. Last mit 135–180 Umdrehungen per Minute und Turbine. Ich schlug nun, auch nach Erkennen der Unmöglichkeit einer Normalconstruction, die Verwendung je eines, statt von Metallschalen, von hochgespanntem Wasser getragenen Spurzapfens vor. In die Hütte kam ohnedies Druckwasser zum Betriebe der hydraulischen Krahen. Nun arbeiten diese Turbinen seit Ostern 1890 anstandslos Tag und Nacht mit ihren Zapfen von $d = 250 mm$ auf gepresstem Wasser von 18 Atm. lastend und Dank der von der Maschinenfabrik Ganz & Co. ersonnenen Dichtung ist der Wasserverlust aus der Spurbüchse fast Null.

Bei diesen Turbinen ward oben je ein Ringzapfen ($D = 500, d = 280$) angebracht, die ich gleichfalls vorsichtshalber mit je einer kräftigen transmissionsgetriebenen Oelpumpe versah. Durch Manometerablesungen ergibt sich nun, dass bei abgestelltem Hydraulikzapfen der Oeldruck unter der Ringspur auf 7.5 Atm. ansteigt und so lange anhält als der Wasserdruck mangelt. Im Maße wieder einzuleitenden Wasserdruckes sinkt der Oeldruck und wird bei 18 Atm. unten, oben wieder Null. Die Eigengewichte der Verticalwelle sammt Rädern betragen dabei ~ 14.000 Kilogr., ohne den hydraulischen und den Zahndruck des übersetzenden Kegelrades; die Geschwindigkeit schwankte zwischen $n = 120 - 140$ per Minute. Ohne Wasser- und ohne Oeldruck beginnt aber bei jeder dieser Turbinen der Ringzapfen oben bereits nach ~ 20 Secunden heiß zu gehen und nur eine rasche Entlastung wehrt den Ruin.

So ward durch ein neues Princip die frühere Unmöglichkeit besiegt.