Zur Frage des Schubmittelpunktes

Autor(en): **Maillart, R.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **83/84 (1924)**

Heft 22

PDF erstellt am: **13.09.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-82802

mechanischen Verhältnissen höchster Schnelläufigkeit nicht gewachsen sei, wählte er als Magnetkörper die zur Aufnahme der Erregerwicklung mit Radial- oder Parallelnuten versehene zylindrische Stahlwalze, womit er diejenige Bauform schuf, dank der es in der Folge gelang, Einzelleistungen von rund 100 Millionen Watt in *einer* Maschine elektromechanisch umzusetzen. Das Jahr 1900, in dem die Aufnahme des Baues von Dampfturbinen durch die Firma Brown, Boveri & Cie. erfolgte, brachte weiter deren Umwandlung in eine Aktiengesellschaft. Schon im Jahre 1889 war übrigens eine Zweigfabrik in Deutschland (Mannheim) gegründet worden, an die sich nun, nach erfolgter Konstituierung der „A.-G. Brown, Boveri & Cie.", nach und nach die Gründung von Zweiggeschäften und Fabriken in Frankreich (Le Bourget), Italien (Milano), Norwegen (Kristiania) und Oesterreich (Wien) anschlossen. C. E. L. Brown hatte im Jahre 1900 den Vorsitz im Verwaltungsrat übernommen und behielt ihn bis 1911, in welchem Jahre er sich von der Technik, wie von der geschäftlichen Tätigkeit zurückzog.

In der Folge nahm er seinen Wohnsitz in Montagnola bei Lugano, widmete sich in den dreizehn Jahren, die ihm noch gegönnt waren, der Pflege des Schönen und Edlen, sowie einem harmonischen Familienleben, und starb am 2. Mai 1924 an einem Herzschlage, nachdem er sich in seinem „Otium cum dignitate" als ein Lebenskünstler von ebenso vollkommener Prägung ausgewiesen hatte, wie vorher als Erfinder und Maschinenbau-Künstler. W. K.

Zur Frage des Schubmittelpunktes.

Den Ausführungen der Herren Ing. R. Maillart und Prof. A. Rohn in den Nummern 10 und 12 (vom 8. bezw. 22. März d. J.) möchte ich folgendes beifügen.

Ing. Maillart unterlässt es, die Bestimmung des Schubmittelpunktes (von mir früher als „Biegungsmittelpunkt" bezeichnet) für unregelmässige Querschnitte genauer anzugeben und Prof. Rohn nimmt irrtümlicherweise an, dass der Schubmittelpunkt überhaupt „im allgemeinen kein Querschnittsfestpunkt" sei. Er definiert: „Dieser Punkt ist der Mittelpunkt der inneren Schubkräfte $\tau \cdot dF$, wie der Angriffspunkt A der Längskraft N der Mittelpunkt der inneren Normalkräfte $\sigma \cdot dF$ ist". Der Schubmittelpunkt wäre demnach ein Punkt der Transversalkraft, die beliebig in der Querschnittsebene liegen kann. Diese Definition ist jedoch unzutreffend. Der Schubmittelpunkt ist vielmehr definiert als jener Punkt des Querschnittes, durch den die Transversalkraft gehen muss, damit der Querschnitt keine Drehungsbeanspruchungen erhält. Wie ich in der „S. B. Z." vom 28. Oktober 1922 bereits ausführte, lässt sich jedes bekannte, auf einen betrachteten Querschnitt einwirkende System äusserer Kräfte zusammenfassen in eine Normalkraft N, die den Querschnitt in einem beliebigen Punkte A schneidet, und in eine Transversalkraft, die beliebig in der Querschnittsebene liegt. Die Normalkraft ist zu zerlegen in eine durch den Schwerpunkt gehende Axialkraft und ein Biegungsmoment, die Transversalkraft in eine durch den Schubmittelpunkt gehende Schubkraft und ein Torsionsmoment, wodurch die vier Möglichkeiten: Axialkraft, Biegung, Schub und Drehung klar von einander geschieden sind. Schwerpunkt und Schubmittelpunkt sind Querschnitts-Festpunkte.

Der Schubmittelpunkt kann durch Versuch bestimmt werden, indem man an einem geraden Träger mit unveränderlichem Querschnitt eine senkrechte und nachher eine wagerechte Einzellast an verschiedenen Stellen z. B. des Mittelquerschnittes angreifen lässt und die Verdrehung des Trägers beobachtet. Man wird dann jeweils eine Laststellung im Querschnitt finden, für die die Verdrehung des Trägers verschwindet, und der Schnittpunkt dieser Laststellungen ist der Schubmittelpunkt.

Er kann aber auch auf graphostatischem Wege bestimmt werden, wie ich schon an anderen Stellen verschiedentlich ausführte, denn wenn ein Querschnitt z durch ein Biegungsmoment M und der benachbarte Querschnitt $z + dz$ durch ein gleichgerichtetes Moment $M + dM$ beansprucht wird, dann ist die Querkraft

$$Q = \frac{dM}{dz};$$

sie hat gleiche Richtung mit M und es folgt durch eine bekannte Ableitung, dass die Schubspannung eines beliebigen Querschnittpunktes gleich

$$\tau = \frac{Q' \cdot S}{I \cdot d}$$

und nach dem Schnittpunkt T der zugehörigen Berührungs-Tangenten t_1 und t_2 zu gerichtet ist (Abb. 1), wobei Q' die senkrecht zur Nullinie gerichtete Komponente der Querkraft Q, S das statische Moment des ausserhalb des betrachteten Punktes gelegenen Querschnitteiles in Bezug auf die Nullinie, I das Trägheitsmoment des ganzen Querschnittes in bezug auf die Nullinie und d die Wandstärke an der betrachteten Stelle bedeuten. Daraus folgt, dass jedes Flächenelement $d \cdot dm$ durch die Schubkraft

$$\tau \cdot d \cdot dm = \frac{Q'}{I} \cdot (S \cdot dm)$$

beansprucht ist, die längs der Mittellinie m-m des Querschnittes wirkt. Setzt man alle diese Werte zu ihrer Resultierenden zusammen, dann erhält man die Querkraft Q, und da man für Q' einen beliebigen Wert einsetzen kann und $\frac{Q'}{I}$ für den ganzen Querschnitt unveränderlich ist, so kann man auch die Werte $(S \cdot dm)$ als in der Mittellinie m-m wirkende Kräfte annehmen und durch ein Kraft- und Seileck zu ihrer Resultierenden zusammensetzen, die die Lage der Querkraft Q angibt. Führt man dieses Verfahren für zwei als neutrale Axen angenommene Schwer-axen x und y durch, dann ist der Schnittpunkt der zugeordneten Querkraftanlagen Q_x und Q_y der Schubmittelpunkt B.

Die Ableitung einfacher Formeln für die Abstände des Schubmittelpunktes von den angenommenen Schwer-axen x und y wäre für den in Abb. 1 angedeuteten allgemeinen Fall vielleicht möglich, ist dem Verfasser aber nicht gelungen. Dagegen konnte das oben beschriebene graphostatische Verfahren durch ein einfaches rechnerisches ersetzt werden, sobald der Querschnitt aus einzelnen geraden Platten besteht. Für symmetrische, aus drei Tragwänden zusammengesetzte]-förmige Querschnitte (Abb. 2), ergibt sich z. B. der Abstand des Schubmittelpunktes von der Stegmitte zu

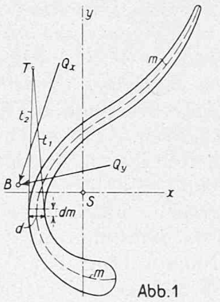

Abb. 1

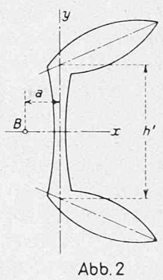

Abb. 2

$$a = h' \cdot \frac{I_{xy}}{I_x},$$

wobei h' den gegenseitigen Abstand der Schnittlinien der Flanschmittelebenen mit der Stegmittelebene, I_x das Trägheitsmoment des ganzen Querschnittes in Bezug auf die Symmetrieaxe x, und I_{xy} das Zentrifugalmoment des einen Flansches in Bezug auf Symmetrieaxe und Stegmitte y bedeutet.

Diese Formel führt für]-Eisen fast genau zum gleichen Ergebnis wie die von Ing. Maillart angegebene

$$e = \frac{S_y \cdot (h - d) \cdot (h - 2d)}{2 \cdot I},$$

ist aber für den praktischen Gebrauch geeigneter, weil sie einfacher, allgemeiner gültig und einwandfreier abgeleitet ist. Sie gilt nicht nur für]-Eisen, sondern z. B. auch für Querschnitte nach Abb. 2; sie folgt in rein mathematischer Weise aus dem für Abb. 1 angegebenen Verfahren und führt für den Spezialfall paralleler Flanschen und unveränderlicher Flanschstärke genau auf den schon von Schwyzer 1920 angegebenen Wert. Für winkelförmige Querschnitte ergibt sich in gleicher Weise, dass der Schubmittelpunkt

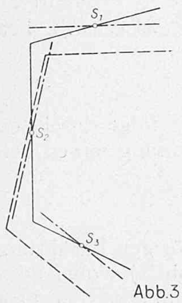

Abb. 3

Abb. 4

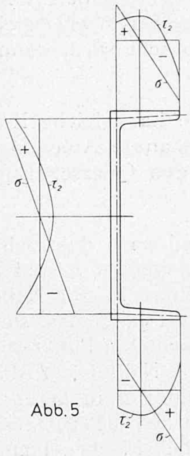

Abb. 5

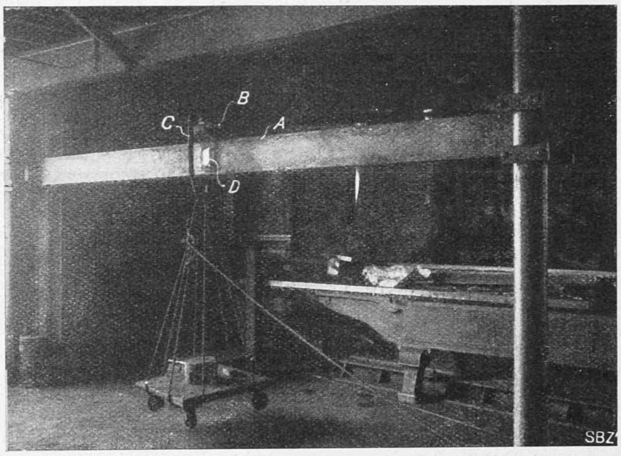

Abb. 9.

im Schnittpunkt der beiden Schenkelmittellinien liegt und nicht im Schnittpunkt der Innenflächen, wie Maillart in willkürlicher Weise annimmt.

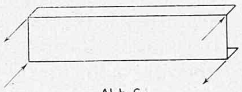
Abb. 6

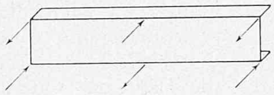
Abb. 8

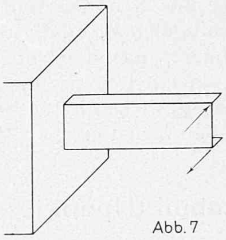
Abb. 7

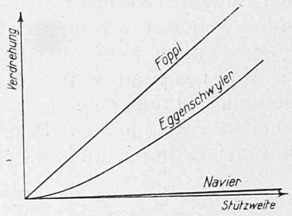

Abb. 10.

Der Ansicht der Herren Maillart und Prof. Rohn, dass Versuche sehr erwünscht wären, stimme ich zu. Prof. Rohn geht aber doch etwas zu weit, wenn er sagt: „dass das Problem der zusammengesetzten Festigkeit . . . . streng theoretisch und allgemein zur Zeit nicht lösbar erscheint . . . . Voraussichtlich wird aber auch hier die Versuchsforschung zunächst den Weg ebnen und dabei die mathematische Elastizitätslehre, wenigstens für die einfachern Fälle und Querschnittsformen, helfend zur Seite stehen müssen"; denn erstens ist das Problem lösbar und in der Hauptsache gelöst, und zweitens wird die *Theorie* zunächst den Weg ebnen und der *Versuch* helfend zur Seite stehen müssen, nicht umgekehrt. *„Die Bemühungen, durch Versuche Licht in jene Fragen zu bringen, die nicht vorher durch die Theorie geklärt sind, können bei schwierigen Problemen in der Regel als aussichtslos bezeichnet werden"*, sagt Bleich.[1]) Das gilt jedenfalls für den vorliegenden Fall. Die Praxis braucht ein Rechnungsverfahren. Ein solches wird sich niemals durch Versuche ableiten lassen, sondern nur durch theoretische Erwägungen, und erst wenn diese zum Ziele geführt haben, können Versuche nützlich sein, indem sie einem grösseren Leserkreise, dem man in der Hast unserer Zeit die theoretische Nachprüfung der Ableitungen nicht zumuten kann, die Richtigkeit derselben plausibel macht und ausserdem feststellt, wie weit die Wirklichkeit vom Rechnungsergebnis abweicht infolge von nicht genau erfüllten Annahmen und unsicheren Konstanten, die der Ableitung zu Grunde liegen.

Das „Problem der zusammengesetzten Festigkeit", wie Prof. Rohn sich ausdrückt, und worunter ich glaube, die Beanspruchung von Querschnitten infolge bekannter äusserer Lasten verstehen zu dürfen, halte ich im Gegensatz zu ihm für vollständig gelöst, und zwar dadurch, dass, wie ich bereits in der „S. B. Z." vom 28. Oktober 1922 ausführte, die „Entdeckung des Schubmittelpunktes" eine klare Scheidung in die vier Möglichkeiten: Axialkraft, Biegungsmoment, Schubkraft (die durch den Schubmittelpunkt gehen muss) und Torsionsmoment brachte und gezeigt hat, wie jedes bekannte System äusserer Kräfte in diese vier Bestandteile zu zerlegen ist. Davon sind die Komponenten Axialkraft, Biegung und Schub vollkommen abgeklärt. Es fehlt nur noch die Lösung des Drehungsproblems für unregelmässige Querschnitte. Diese Lösung ist dem Verfasser im wesentlichen gelungen, konnte aber wegen Platzmangel in den einschlägigen Zeitschriften nicht veröffentlicht werden (vergl. die redaktionelle Bemerkung in der „S. B. Z." vom 28. Oktober 1922, Seite 206 oben rechts), und sei deshalb auch hier nur angedeutet.

[1]) Im ‹Bauingenieur› 1922, Heft 7, Seite 223.

Wenn ein unregelmässiger Trägerquerschnitt z (Abbildung 3), sich unter dem Einfluss eines Torsionsmomentes gegenüber dem benachbarten Querschnitt $z + dz$ verdreht und in die gestrichelte Lage übergeht, dann kann diese Verdrehung zerlegt gedacht werden in eine Drehung der drei einzelnen rechteckigen Querschnittsteile um ihre Schwerpunkte S_1, S_2 und S_3, wodurch sie in die strichpunktierte Lage übergehen und ihren gegenseitigen Zusammenhang verlieren, und in eine Parallelverschiebung dieser Teile, wodurch sie ihren Zusammenhang wieder gewinnen. Durch die Verdrehung der einzelnen Teile entstehen wirbelförmig über den ganzen Querschnitt verteilte Schubspannungen τ_1 (Abb. 4), durch die Parallelverschiebung müssen die einzelnen Tragflächen einen Biegungswiderstand überwinden, wodurch Normalspannungen σ und Schubspannungen τ_2 erzeugt werden, die ungefähr nach Abb. 5 verteilt sind. Das auf den Querschnitt einwirkende Torsionsmoment M_T zerfällt in zwei Teile M_{T_1} und M_{T_2}, von denen der erste die wirbelförmigen Schubspannungen τ_1 und der zweite die Spannungen σ und τ_2 erzeugt.

Für den in Abb. 6 dargestellten Spezialfall, einen frei liegenden, an beiden Enden durch entgegengesetzt wirkende Drehmomente belasteten geraden Träger, verschwindet M_{T_2} und damit σ und τ_2. Dieser Fall ist von Föppl und anderen untersucht und als „reine Drehung" bezeichnet worden, kommt aber in der Praxis kaum vor. Für einseitig eingespannte oder in mehreren Querschnitten unterstützte Träger (Abb. 7 und 8), wie sie in der Praxis die Regel bilden, wird dagegen M_{T_2} meistens überwiegen. Ich habe deshalb im „Eisenbau" (1921) und im „Bauingenieur" (1922) ein Verfahren angegeben, in dem nur M_{T_2} berücksichtigt und die wirbelförmigen Schubspannungen τ_1 vernachlässigt wurden. Für gedrungene Querschnitte oder grosse Stützweiten ist diese Vernachlässigung aber nicht berechtigt und sollten beide Teile M_{T_1} und M_{T_2} berücksichtigt werden. Ihr gegenseitiges Verhältnis ist von der Stützweite abhängig und für die einzelnen Querschnitte desselben Trägers verschieden. Die Lösung ist also nicht ganz einfach. Den allgemeinen Weg dazu lege ich in der genannten noch nicht veröffentlichten Untersuchung dar. Gebrauchsfertige Formeln sind aber erst für symmetrische Querschnitte und einzelne Belastungsarten abgeleitet, sodass hier der weiteren Forschung noch ein ziemlich weites Feld offen steht.

Im Anschluss an diese Untersuchungen habe ich 1923 Versuche angestellt (Abb. 9). Ein 15′ langes, 8-zölliges amerikanisches]-Eisen A wurde an beiden Enden an zwei gusseiserne Säulen angeschlossen. In der Mitte wurde ein gebogenes $^3/_4''$ starkes Flacheisen B durch vier Schrauben am Steg befestigt, auf dessen Oberfläche je 1″ voneinander entfernte Kerben waren, in die der Lasthaken C der Reihe nach eingehängt wurde. Mit Hülfe eines am Flacheisen B angeschlossenen geschliffenen Spiegels D wurde dann durch Nivellierinstrument und Messlatte die Verdrehung des Trägers gemessen. Durch besondere Massnahmen wurde die Einspannung an den Trägerenden beseitigt und dafür gesorgt, dass der Träger möglichst gerade war. Es wurde gefunden, dass die Verdrehung verschwand, wenn die Lasten 0,60 und 0,62″ hinter der Stegmitte angriffen; nach der Rechnung sollten es 0,68″ sein. Die Abweichung lässt sich durch unbeachtete Krümmungen der Trägeraxe und ähnliches erklären und gibt zu Beunruhigungen keinen Anlass. Auch die gefundene Verdrehung stimmte befriedigend mit der Theorie überein und ergab wertvolle Anhaltspunkte zur Beurteilung der durch vereinfachende Annahmen bedingten Fehler und zu entsprechenden Berichtigungen der Theorie.

Zum Vergleich der drei bisherigen Drehungstheorien diene Abb. 10. Ein]-Eisen sei nach Abb. 8 auf Drehung beansprucht. Nach Navier, dessen Theorie heute noch in vielen Lehrbüchern allein zu finden ist, ist die Verdrehung mit der Stützweite geradlinig veränderlich, nach de Saint Venant-Föppl ebenfalls, aber etwa 250 mal grösser als nach Navier. Nach meinen Untersuchungen stimmt die letztgenannte Theorie nur für den in Abb. 6 gezeichneten Belastungsfall, für andere ist die Verdrehung nicht mit der Stützweite proportional und nähert sich bei kleinen Stützweiten mehr dem Navier'schen, für grosse dem Föppl'schen Wert. Im Durchschnitt der praktischen Fälle gibt aber Navier etwa um 10 bis 20 mal zu kleine und Föppl um 10 bis 20 mal zu grosse Verdrehungen. (!)

Man erkennt daraus, dass die beiden genannten Theorien von einer praktisch brauchbaren Lösung noch weit entfernt waren und dass überhaupt die Beanspruchung unregelmässiger Querschnitte infolge bekannter äusserer Lasten ein merkwürdig vernachlässigtes Gebiet der bisherigen Festigkeitslehre bildete. Heute ist dieses Kapitel einem für praktische Bedürfnisse genügenden Abschluss nahe. Was noch not tut, ist eine bessere Verbreitung der gefundenen Ergebnisse in der einschlägigen Literatur und eine Lösung des Drehungsproblems, d. h. ein Weg, um die auch hier bereits gefundenen Ergebnisse einem grösseren Interessentenkreis bekannt zu geben und zu erweitern. Erst auf Grund einer theoretischen Lösung des Drehungsproblems wird weiteres Heil von Versuchen zu erwarten sein. (Es hat für den Praktiker natürlich wenig Wert, dass man die in der Maillart'schen Abb. 2 angegebene und auch von Bach schon festgestellte ungleiche Spannungsverteilung in den Flanschen misst, solange man ihm nicht ein Verfahren mitgibt, um diesen Einfluss der Drehungsbeanspruchung für jeden beliebigen Belastungsfall zu berechnen. Nebenbei bemerkt dürfte die genannte Abbildung einen Druckfehler enthalten und die Beanspruchung des unteren Flansches gegen links hin ab- statt zunehmen.)

Mancher hat sich über den Mangel einer brauchbaren Drehungstheorie durch die Annahme hinwegzutrösten versucht, dass Drehungsbeanspruchungen für den Bauingenieur von untergeordneter Bedeutung seien, dass er Drehungsbeanspruchungen nicht berechnen, sondern vermeiden müsse. Ich glaube aber, dass Fälle, in denen Drehungsbeanspruchungen bei Ingenieurbauwerken eine wichtige Rolle spielen, denn doch nicht so besonders selten sind, dass die Lösung des Drehungsproblems in vielen Fällen ein besseres, freieres und wirtschaftlicheres Konstruieren ermöglicht und viele Fälle als Drehungsbeanspruchungen aufdecken wird, die man bisher auf andere Weise zu behandeln suchte. Es werden sich auch hier Anwendungsgebiete von selbst erschliessen, sobald ein Zugang gefunden ist. Ausserdem wird eine vollständigere und abgerundete Behandlung des Kapitels über die Beanspruchung von Querschnitten infolge bekannter äusserer Lasten für den Studierenden leichter zu bewältigen sein und dem Praktiker ein Gefühl grösserer Sicherheit geben als das bisherige Stückwerk.

Schaffhausen, 3. April 1924.

Dr.-Ing. A. Eggenschwyler.

Hierzu bemerkt Ing. R. Maillart folgendes:

Dass Herr Dr. Eggenschwyler seinerzeit die Bezeichnung „Biegungsmittel*punkt*" gebraucht hätte, ist mir neu. In seiner von mir schon früher erwähnten ersten Veröffentlichung [1]) findet sich nur die Bezeichnung „Biegungs*axe*", sodass angenommen werden muss, dass er *damals* noch die Anschauung teilte, es handle sich um eine Linie und nicht um einen Punkt.

Ueber die Bestimmung des Schubmittelpunktes bringt Dr. Eggenschwyler nichts wesentlich Neues; er gibt auch zu, dass ihm die Lösung nur für den Spezialfall schmaler Querschnitte gelungen ist. Er hält diese Lösung für streng richtig, während ich sie auf unendlich schmale Schnitte, d. h. Liniengebilde, beschränke. Seine Formel für]-Querschnitte

$$a = h' \frac{I_{xy}}{I_x}$$

stimmt im zweiten Teil völlig mit der meinigen

$$e = (h - 2\,d)\,\frac{S\,(h - d)}{2}\,\frac{1}{I_x}$$

überein, da der zweite Faktor in der Tat das Zentrifugalmoment ist. Somit will ich seiner Formel die grössere Eleganz gerne zugestehen. Den ersten Faktor bemängelt er, weil damit eine unberechtigte Abweichung der Schubspannungs-Resultierenden von der „Querschnittsmittellinie" angenommen sei. Man kommt aber zu absurden Resultaten, wenn man mit dem Satz, wonach besagte Resultierende den Tangentenschnittpunkt und die Mitte der Schnittlinie enthalte, durch dick und dünn gehen will. Man denke sich den Flansch des]-Eisens dicker und dicker werdend, etwa bis Dicke und Länge einander gleich sind. Wo ist dann überhaupt die „Querschnittsmittellinie"!? Für einen Schnitt senkrecht zum Flansch hat die Resultierende nach dem Satz horizontale Richtung, für einen zum Flansch parallelen Schnitt dagegen vertikale! Die Wahrheit liegt zweifellos dazwischen und eine schiefe Richtung, d. h. ein kleineres h' als Dr. Eggenschwyler annimmt, ist wahrscheinlich, wobei ich nicht behaupte, dass die mit meiner Annahme $h - 2\,d$ vorausgesetzte Schiefe genau zutreffe. Interessant ist immerhin, dass beim Versuch in Zürich der nach meiner Anschauung berechnete Wert genau stimmt und dass dies auch bei Dr. Eggenschwylers Versuch der Fall wäre, wenn $0{,}9\,h'$ statt h' eingesetzt würde.

Ueber das Drehungsproblem will ich mich im Rahmen dieser kurzen Notiz nicht weiter auslassen. Die Anschauung, dass sowohl reine Torsion als auch Ausbiegung in Betracht zu ziehen sind, anerkennt nun auch Dr. Eggenschwyler. Das Prinzip, wie beide Faktoren berücksichtigt werden können, findet sich schon in meiner ersten Aeusserung [2]). Meine Berechnung zeigte eine überraschende Uebereinstimmung mit den Bach'schen Versuchen und ich fühle mich deshalb umsomehr berechtigt, an der *prinzipiellen* Richtigkeit meiner damaligen Auffassung festzuhalten. Daran, dass Dr. Eggenschwyler mit seinem noch frisch geschliffenen mathematischen Rüstzeug uns eine allgemeinere und elegantere Lösung bringen wird, zweifle ich nicht. Immerhin darf man der mathematischen Behandlung vor dem Versuch den Vorrang nicht zuerkennen, wobei beiden die rein verstandes- oder sogar gefühlsmässige

[1]) Bd. 76, S. 266 (vom 4. Dezember 1920).

[2]) „S. B. Z.", Bd. 77, S. 196 (vom 30. April 1921).

Betrachtung des Wesens der Dinge voranzugehen hat, ansonst mathematische Ableitungen sowohl als auch Versuchsreihen leicht grund- und uferlos werden. Erst wenn eine Sache durchdacht ist, soll zur Rechnung und zum Experiment gegriffen werden.

Genf, 8. April 1924. R. Maillart.

Vergleich des Eisenbahn-Güterverkehrs in verschiedenen Staaten.

In einem Vortrag über „Vergleichende Eisenbahnverkehr-Statistik" hat Sir *W. Acworth*, der als bekannter Fachmann in Verkehrsfragen vom Völkerbund als Begutachter der Oesterreichischen Bundesbahnen bestellt worden ist, vor einiger Zeit bemerkenswerte Vergleichszahlen aus den Eisenbahnberichten verschiedener Länder bekannt gegeben. Ein scharfer, auch den letzten Rest von Unklarheit ausschliessender Vergleich ist allerdings beim Eisenbahnwesen der verschiedenen Länder selten möglich, weil neben den Umständen, die sich in Zahlen ausdrücken lassen, auch noch solche mitspielen, die sich der zahlenmässigen Erfassung entziehen. Jedoch sollen hier die Zahlen wiedergegeben werden, die das „Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens" einer ausführlichen Berichterstattung in „Die Lokomotive" vom 11. November 1923 entnimmt.

Vielfach wird angenommen, dass die englischen Eisenbahnen einen sehr dichten Verkehr haben, wohl deshalb, weil die Anzahl der auf den einzelnen Strecken verkehrenden Züge in England wesentlich grösser ist, als in andern Ländern. Tatsachlich rührt dies daher, dass dort die Züge viel leichter sind, als anderswo. Ein englischer Güterzug befördert rd. 130, ein österreichischer 200, ein chinesischer 250 t. In Frankreich beträgt die Nutzlast auch nur 150 t, in Japan nur 140 t, hier allerdings auf Schmalspurbahn. Die durchschnittliche Zuglast eines deutschen Güterzuges gibt Acworth zu 250 t an, ein amerikanischer Güterzug übertrifft mit 650 t alle um ein Mehrfaches. Will man ein genaueres Bild über die Verkehrstärke bekommen, so benützt man besser die Angabe der in den verschiedenen Ländern auf einen Streckenkilometer jährlich entfallenden Gütermengen.[1]) Diese sind in

Frankreich . . .	415 000 t	England	560 000 t
Kanada	465 000 t	Russland	620 000 t
Oesterreich . . .	465 000 t	Deutschland . . .	620 000 t
Japan	496 000 t	Vereinigte Staaten .	1030 000 t

Bei diesen Zahlen muss beachtet werden, dass England inbezug auf die Ausstattung seiner Strecken mit zweiten Geleisen an der Spitze steht; mehr als die Hälfte davon ist zweigeleisig; in Frankreich bleibt die entsprechende Zahl etwas unter der Hälfte, in Deutschland beträgt sie etwa zwei Fünftel und in allen andern Ländern etwa zwei Zehntel.[2]) Die Zahl der Wagen in einem Güterzug liegt in England, Frankreich, Deutschland und in den Vereinigten Staaten gleichmässig zwischen 35 und 40. Das Ladegewicht der Wagen ist aber sehr verschieden. In England hält man immer noch den kleinen leichten Wagen fest, der in den meisten andern Ländern überwunden ist. Das durchschnittliche Ladegewicht eines deutschen oder französischen Güterwagens ist etwa um 40% grösser als das eines englischen, dasjenige eines amerikanischen etwa viermal so gross. Das Verhältnis der beladenen zu den leerlaufenden Wagen ist in Deutschland, England und Amerika ungefähr gleich; es beträgt etwa 1 zu 3. Dagegen zeigt der täglich zurückgelegte Weg sehr erhebliche Unterschiede. Ein englischer Güterwagen läuft in 24 Stunden etwa 13 km, ein deutscher 34 km, ein amerikanischer und französischer 39 km. Um den Betrieb wirtschaftlicher zu gestalten, liesse sich hier durch scharfe Bestimmungen über die Erhebung von Wagenstandgeld und durch mechanische Vorrichtungen zum Laden und Löschen noch viel verbessern. Die Durchschnittsgeschwindigkeit der Güterzüge von 70 amerikanischen Eisenbahngesellschaften betrug in der ersten Hälfte des Jahres 1922 18,8 km/h; nur bei zwei kleinen Unternehmungen blieb sie unter 13 km/h, bei keinem andern unter 14 km/h. Der englische Durchschnitt dagegen beträgt nur 15 km/h und bei sieben der grossen Eisenbahngesellschaften bleibt er unter 14,5 km/h. Dabei wurde oft die grosse Geschwindigkeit der englischen Güterzüge noch als ein Grund für die Beibehaltung der leichten Wagen und der kurzen Züge angeführt. Das durchschnittliche Ladegewicht der englischen Wagen war im Jahr 1921 10,24 t, das der amerikanischen 42 t. (Für die Ausnutzung des Ladegewichts fehlen z. T. genaue Angaben.) Ungefähr kann man annehmen, dass die Durchschnittsladung in England etwa die Hälfte, in Amerika etwa zwei Drittel des Ladegewichts beträgt. Sieht man vom Kohlen- und Erzverkehr ab, so wird in England das Ladegewicht sogar nur mit etwa einem Drittel ausgenützt. So kommt es, dass die englischen Eisenbahnen für 32 Milliarden Tonnenkilometer 1 360 000 Güterwagen brauchen, während die französischen fast ebensoviel, nämlich 29 Milliarden Tonnenkilometer mit 332 000 Wagen, die deutschen das doppelte, nämlich 61 Milliarden Tonnenkilometer mit nur 700 000 Wagen bewältigen. Selbst wenn man berücksichtigt, dass der deutsche und der französische Güterwagen die anderthalbfache Tragfähigkeit des englischen besitzen, kommt man doch zu dem Schlusse, dass sie, bezogen auf die Einheit der Tragfähigkeit, etwa das doppelte leisten. Alle diese Umstände beeinträchtigen die Wirtschaftlichkeit der englischen Eisenbahnen so stark, dass dadurch die Frachtkosten für eine Tonne Ladung gegenüber Deutschland und Frankreich auf das $1^1/_2$-fache, gegenüber den Vereinigten Staaten sogar auf das $2^1/_2$-fache hinaufgetrieben worden sind.

Miscellanea.

Verlegung der Mainbrücke Viereth unterhalb Bamberg. Der Bau der neuen Staustufe Viereth im Zuge der Rhein-Main-Donau-Grosschiffahrtsstrasse erforderte eine Verlegung der dortigen Strassenbrücke um rund 150 m flussabwärts. Die Brücke war im Jahre 1904 erbaut worden und hat eine Stützweite von 61,6 m; die Ueberbau-Konstruktion im Eisengewicht von 160 t musste um 1,80 m gehoben werden, was mittels hydraulischer Pressen geschah, und wurde dann mittels zweier eiserner Schiffe von je 150 t Tragfähigkeit schwimmend übergeführt. Auf den Schiffen waren 10 m hohe Holzgerüste zur Aufnahme der Brückenlast aufgebaut. Nach mehrwöchentlichen sorgsamen Vorbereitungen, die durch die Ungunst der Witterung immer wieder hintangehalten wurden, mussten schliesslich

Verlegung der Mainbrücke Viereth unterhalb Bamberg.

infolge der plötzlich eingetretenen grossen Kälte zur Verhütung der Eisgefahr die Weihnachtsfeiertage für die Bezwingung der Restarbeiten voll ausgenützt werden. Das Abfahren der Konstruktion erfolgte am 27. Dezember 1923. Dabei wurde die 150 m lange Flussstrecke in etwa einer Stunde zurückgelegt. Tags darauf befand sich der Brückenüberbau fertig ausgerichtet auf den neuen Widerlagern. Die vorbeschriebenen Arbeiten wurden unter Leitung des Neubauamtes Bamberg ausgeführt von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg A.-G., die seinerzeit die Brücke auch erbaut hatte.

Bund Schweizerischer Architekten. In Thun tagte letzten Samstag, wie gemeldet, der B. S. A. unter dem Vorsitz von Architekt *F. Gilliard* (Lausanne). Als neuer Präsident wurde nach dem Bericht von Dr. Gantner (in „N. Z. Z.") Arch. *Eugen Schlatter* (St. Gallen) gewählt und mit Ausnahme von René Chapallaz (La Chaux-de-Fonds), der eine Wiederwahl ablehnte, die bisherigen Mitglieder: Prof. Bernoulli (Basel), Bräm (Zürich), Brodtbeck (Liestal), Gilliard (Lausanne), Hässig (Zürich), Trachsel (Bern) bestätigt. Als Ort der nächstjährigen Tagung wurde St. Gallen bestimmt. Hierauf erstattet Prof. Bernoulli den Bericht der Kommission für die Aufstellung einer Rahmenbauordnung. Die Arbeiten stehen vor ihrem Abschluss und sollen

[1]) In der Schweiz beträgt diese Zahl laut der Eisenbahnstatistik 1922 für das gesamte Netz der S. B. B. 378 000, für die Lötschbergbahn 477 000, für die gesamten schweizerischen Normalspurbahnen 327 000 t/km. Red.

[2]) In der Schweiz sind von 3674 km Normalspurbahnen 975 km, also ein Viertel zweispurig. Die 1562 km Schmalspurbahnen sind alle eingeleisig. Red.