Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 83/84 (1924)

Heft: 11

Artikel: Stossvermindernde Aufhängung des nur teilweise abgefederten Bahnmotors

Autor: Laternser, A.

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-82864

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: 04.02.2026

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

INHALT: Stossvermindernde Aufhängung des nur teilweise abgefederten Bahnmotors. — Neubauten für die Mühlenindustrie in Ungarn. — Wettbewerb für ein Postgebäude in Oerlikon bei Zürich. — Das Zeppelin-Luftschiff L. Z. 126. — Schweizerische Maschinenindustrie im Jahre 1923. — Miscellanea: Die Sukkur-Staumauer am Indus. Eidgen. Technische Hochschule. Beteiligung der Schweiz an der „Cité Universitaire" in Paris. Ueber die Zulässigkeit des Abpressens und Wiederaufpressens von Eisenbahnrädern. „Theodor Meyer-Fonds" für Zürich. Der XI. Kongress für Heizung und Lüftung. Applications simples de la journée de huit heures. — Literatur: Lagermetalle und ihre technologische Bewertung. Literar. Neuigkeiten. — Vereinsnachrichten: Zürcher Ingenieur- und Architekten-Verein. S. T. S.

Band 84. Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet. Nr. 11.

Stossvermindernde Aufhängung des nur teilweise abgefederten Bahnmotors.

Von Ing. A. Laternser, Zürich. [1])

Es ist bezeichnend, dass trotz 40jähriger Entwicklung auf dem Gebiete des elektrischen Strassenbahnbetriebes, die noch heute allgemein übliche Motoraufhängung von Bentley-Knight (1884) nicht durch etwas besseres ersetzt werden konnte. Vermeintliche Verbesserungen, die stetsfort angestrebt wurden, und die ihren Niederschlag mit mehr oder weniger Vollständigkeit auch in der Fachliteratur gefunden haben, vermochten sich nicht durchzusetzen.

Die von Anfang an bewährte Motoraufhängung besteht wie bekannt darin, dass der Motor einerseits mittels Tatzenlagern unabgefedert auf die angetriebene Achse abgestützt, anderseits am Fahrzeuggestell mittels Gehäuse-Nase federnd aufgehängt ist. Durch die starre Verbindung zwischen Motor und Triebachse ist einmal ein einwandfreier Zahneingriff gesichert, und durch die federnde Aufhängung ist der Motor nicht an die Bewegungen des Gestells gebunden. Er kann unabhängig davon um die Triebachse schwingen. Der Vorgelege-Motor mit Trammotor-Aufhängung unterscheidet sich damit ganz wesentlich vom sogenannten Gestellmotor, der starr mit dem für sich abgefederten Gestell verbunden ist.

Die Bestrebungen, die Trammotor-Aufhängung zu verbessern, zielten, in klarer Erkenntnis von deren Schwächen, daraufhin, die vom Geleise auf die Motormasse ausgeübten unabgefederten Schläge und deren Reaktion auf das Geleise zu mildern, bezw. ganz zu unterdrücken. Hierbei spielte von Anfang an und spielt noch heute die sogenannte „Schwerpunkts"-Aufhängung eine grosse Rolle. Eine ganze Reihe entsprechender Konstruktionen wurde ersonnen, um den vermeintlichen Vorteil dieses Prinzips zur Geltung zu bringen. Auch in der einschlägigen Fachliteratur stösst man gelegentlich auf die Anschauung, dass man den Trammotor eigentlich im Schwerpunkt aufhängen sollte und die übliche Motoraufhängung nur ein konstruktiver Kompromiss sei. Diese Bestrebungen und Ansichten sind indessen irrig, weil sie auf rein statischer Betrachtung des Problems beruhen. Die dynamischen Einflüsse spielen aber bei Triebfahrzeugen und speziell bei deren Antrieb die Hauptrolle und sind in erster Linie massgebend für die Beurteilung eines solchen.

Die nachstehende kurze Untersuchung möge nun als grober Versuch gewertet werden, die Frage der Trammotor-Aufhängung vom dynamischen Gesichtspunkte aus zu beurteilen. Wenn hierbei ein kleiner Nutzen für die Praxis abfällt, so ist der Zweck des Aufsatzes vollends erreicht.[2])

[1]) Die Anregung zu dieser Untersuchung verdanke ich Herrn A. Furrer, Elektrotechniker in Oerlikon.

[2]) Der Versuch ist insofern ein «grober», als für die Aufstellung des mathematischen Ansatzes angenommen wird, dass die parallele Lage der Triebachse zur Geleise-Ebene während des Stosses erhalten bleibt. Tatsächlich wird dies nun nicht der Fall sein, da selten beide Räder gleichzeitig einen solchen Stoss vom Geleise her erhalten, dass sich die Axe parallel verschiebt. Und auch wenn dieses der Fall wäre, hätte es für gleich starke Schläge auf Räder und Tatzenlager erst noch zur Voraussetzung, dass die Zahnräder beidseitig angeordnet wären, bezw. der Motor beidseitig antreiben würde. Treibt er nur einseitig an, so muss das dem Antrieb benachbarte Triebrad im allgemeinen stärkere Schläge aufnehmen. Es ist übrigens auch noch deshalb ungünstiger beansprucht, weil sich der statische Zahndruck grösstenteils auf dieses Triebrad auswirkt. Die Abnützung wird also auch deshalb entsprechend grösser sein. — Die willkürliche Annahme der Parallelverschiebung der Triebachse wird immerhin am qualitativen Ergebnis der Untersuchung nicht viel ändern.

Abbildung 1 veranschaulicht schematisch den heute üblichen „Tramantrieb". Der Motor stützt sich einerseits über die Aufhängenase 1 und Federn 2 auf den Fahrzeug-Rahmen 3 und anderseits über seine Tatzenlager 4 auf die Achse 5 der Triebräder ab. Es ist ohne weiteres klar, dass vom Geleise herrührende Stösse sich unmittelbar über die Tatzenlager auf den Motor übertragen. Diese Stösse äussern sich sowohl auf das Motorgehäuse, als auch auf den Anker. Als Folge davon erleidet der Motor als Ganzes eine Bewegung, die sich aus einer Schiebung und aus einer Drehung zusammensetzt. Die Schiebung sei in Richtung Aufhängepunkt-Tatzenlager angenommen; was die Drehung anbelangt, so vollzieht sie sich relativ selbstverständlich um die Triebachse. Die Einzelbewegungen stehen demnach in rechtem Winkel zu einander (siehe Abb. 2). Ausser dieser zusammengesetzten Bewegung des Motors als Ganzes erleidet aber der Motoranker noch für sich eine zusätzliche Drehung um seine eigene Axe. Diese Drehung des Ankers muss deshalb stattfinden, weil das auf der Triebachse aufgekeilte Zahnrad 7 mit dem Motorritzel 6 in stetem Eingriff steht. Da der Aufhängepunkt 1 des Motorgehäuses nicht die gleiche Bewegung ausführt, wie die Motor-Tatzenlager, so muss notgedrungen ein Abrollen des Motorritzels auf dem Zahnrad stattfinden, was bei ungefedertem Getriebe eine Drehung des Motorankers nach sich zieht.

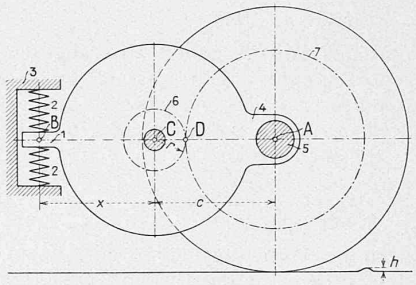

Abbildung 1.

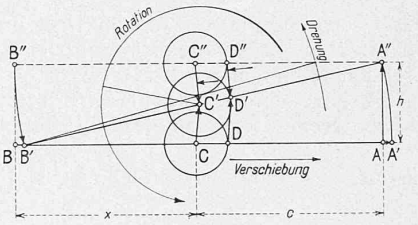

Abbildung 2.

Es gelange nun das Triebrad 2, bezw. beide Triebräder auf eine unebene Geleisestelle, die eine Parallelverschiebung der Triebachsen nach sich ziehen möge. Der Motor wird dabei den eben auseinandergesetzten Bewegungen unterworfen. Die für diese Bewegungen aufzuwendende lebendige Kraft kann nach der bekannten Grundformel durch die Beziehung ausgedrückt werden:

$$E = \frac{Mv^2}{2} + \frac{Jw_1^2}{2} + \frac{J_a w_2^2}{2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Die Stosskraft im Punkte A kann nach ebenfalls bekannter Grundformel $P = Ma$, $P = \frac{J}{r^2}\, a$ durch die weitere Beziehung ausgedrückt werden:

$$P = \sqrt{(Ma_1)^2 + \left[\frac{Ja_2}{(c+x)^2} + \frac{J_a a_3}{r^2}\,\frac{c-r}{c+x}\right]^2}$$

oder

$$P = \sqrt{(Ma_1)^2 + \left[\left(\frac{M}{2}c^2 + Mx^2\right)\frac{a_2}{(c+x)^2} + \frac{M_a d^2 a_3 (c-r)}{8\,r^2\,(c+x)}\right]^2} \quad (2)$$

Es bedeutet dabei:

M die Masse des Motors,
M_a die Masse des Motorankers,
v die Geschwindigkeit der Motorschiebung,
J das Trägheitsmoment des Motors bezogen auf den Aufhängepunkt,

w_1 die Winkelgeschwindigkeit der Motordrehung bezogen auf den Aufhängepunkt,
J_a das Trägheitsmoment des Ankers,
w_2 dessen Winkelgeschwindigkeit,
a_1 die geradlinige Beschleunigung der Motormasse in Punkt A,
a_2 die tangentiale Beschleunigung der Motormasse in Punkt A,
a_3 die tangentiale Beschleunigung der Ankermasse in Punkt C,
c die Achsdistanz,
x den Abstand des Aufhängepunktes B vom Motormittelpunkt, und
d den Durchmesser des Ankers.

Führen wir die Ansätze $\frac{c-r}{r} = \ddot{u}$ (Zahnübersetzung)

$$\frac{a_3}{a_2} = \frac{c-r}{c+x}$$

und

$$M_a = \frac{M}{m}$$

in Gleichung (2) ein, so ergibt sich der neue Ausdruck

$$P = \sqrt{(Ma_1)^2 + (Ma_2)^2 \left(\frac{4\,m\,(c^2+2x^2)+d^2u^2}{8\,m\,(c+x)^2}\right)^2}$$

oder

$$P = \sqrt{(Ma_1)^2 + (Ma_2)^2\,y^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Auf die Intensität des Stosses haben also, abgesehen von Masse und Massenbeschleunigungen, folgende Faktoren Einfluss: 1. der Durchmesser d des Ankers, 2. die Lage x des Aufhängepunktes, 3. das Uebersetzungsverhältnis $\ddot{u}$ des Getriebes und 4. die Achsdistanz c.

Der Ausdruck

$$y = \frac{4\,m\,(c^2+2x^2)+d^2u^2}{8\,m\,(c+x)^2} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

der diese vier Faktoren berücksichtigt, möge mit *„Intensitätsfaktor"* bezeichnet werden, und das Produkt aus Motormasse und diesen Faktor

$$M_s = My \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

mit *„scheinbare Masse"* des Motors für dessen Drehung. Der Stosseffekt wird offenbar ein Minimum, wenn der Intensitätsfaktor y zu einem Minimum wird. Der Wert von x, für den dieser Ausdruck zu einem Minimum wird, ergibt sich, wenn wir nach den Regeln der Differentialrechnung

$$y' = 0$$

setzen. Ein Minimum für y ist dann vorhanden, wenn

$$y'' > 0$$

Führen wir diese Rechnung durch, so erhalten wir

$$y' = \frac{8\,c\,m\,x - 4\,m\,c^2 - d^2u^2}{4\,m\,(c+x)^2} = 0$$

$$x_{\min} = \frac{c}{2} + \frac{d^2u^2}{8\,m\,c} = k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

$$y'' = \frac{20\,c^2m + 3\,d^2u^2 - 16\,c\,m\,x}{4\,m\,(c+x)^4} > 0$$

Setzen wir den Wert $x_{\min}$ nach Gleichung (6) in die Ausgangsgleichung (4) ein, so ergibt sich:

$$y_k = \frac{1}{2}\,\frac{(c^2+2\,k^2)}{(c+k)^2} + \frac{d^2u^2}{8\,m\,(c+k)^2} \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

Für weitere charakteristische Werte von x ergeben sich die nachfolgenden Ausdrücke, bezw. bei Annahme von $c = d$ und $m = 4$ die nachfolgenden konkreten Werte für verschiedene Uebersetzungen:

	$\ddot{u} =$ 2	3	4	5	6
$x = 0;\ y_0 = \frac{1}{2} + \frac{d^2u^2}{8\,c^2m} =$	0,62	0,78	1,0	1,28	1,6
$x = \frac{c}{4};\ y_{c/4} = \frac{9}{25} + \frac{d^2u^2}{12{,}5\,c^2m} =$	0,44	0,54	0,68	0,86	1,08
$x = \frac{c}{2};\ y_{c/2} = \frac{1}{3} + \frac{d^2u^2}{18\,c^2m} =$	0,39	0,46	0,55	0,68	0,83
$x = \frac{3c}{4};\ y_{3/4\,c} = \frac{17}{49} + \frac{d^2u^2}{24{,}5\,c^2m} =$	**0,39**	**0,44**	0,51	0,60	0,71
$x = c;\ y_c = \frac{3}{8} + \frac{d^2u^2}{32\,c^2m} =$	0,40	0,45	**0,50**	**0,57**	0,65
$x = 2c;\ y_{2c} = \frac{1}{2} + \frac{d^2u^2}{72\,c^2m} =$	0,51	0,53	0,55	0,59	**0,62**
$x = 3c;\ y_{3c} = \frac{19}{32} + \frac{d^2u^2}{128\,c^2m} =$	0,60	0,61	0,62	0,64	0,66
$x = -\frac{c}{2};\ y_{-c/2} = 3 + \frac{a^2u^2}{2\,c^2m} =$	3	4,1	5,0	6,1	7,5

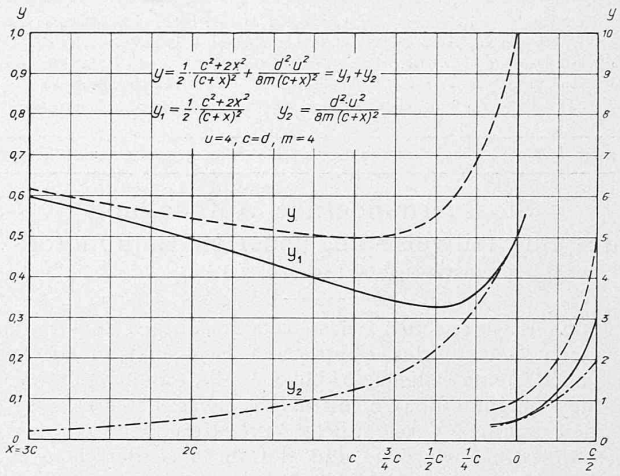

Abbildung 3.

Der *„Intensitätsfaktor"* setzt sich also zusammen aus zwei Teilen, y_1 und y_2 (siehe auch Abb. 3). Der erste, von den Motorverhältnissen unabhängige Teil erreicht ein ausgesprochenes Minimum bei $x = c/2$, während der zweite, von den Motorabmessungen abhängige Teil mit der Vergrösserung von x stetig abfällt. Der erste Teil berücksichtigt den Motor als Ganzes und der zweite Teil den Zusatz des Ankers. Ist das Getriebe gefedert, so fällt dieser Teil weg; in diesem Falle hat die Uebersetzung keinen Einfluss auf den Stosseffekt und es ist für obige Werte von x der „Intensitätsfaktor".

$y_0 = 0{,}5$ $\quad y_{c/4} = 0{,}36$ $\quad y_{c/2} = \mathbf{0{,}33}$ $\quad y_{3/4\,c} = 0{,}35$
$y_c = 0{,}37$ $\quad y_{2c} = 0{,}5$ $\quad y_{3c} = 0{,}6$ $\quad y_{-c/2} = 3$

Das Minimum der Stosskraft wird also bei gefedertem Getriebe erhalten, wenn der Motor so aufgehängt wird, dass der Abstand des Aufhängepunktes vom Motormittel gleich ist der halben Achsdistanz des Motors; und zwar liegt der Aufhängepunkt auf der entgegengesetzten Seite der Tatzlenager. Die scheinbare Motormasse ist dabei gleich $1/3$ der totalen. Die Aufhängung des Motors im Schwerpunkt $x = 0$ bedeutet also eine Vergrösserung der ungefederten Masse von $1/3$ auf $1/2$ gleich 50 %. Die Aufhängung bei $x = 0$ und $x = 2c$ ist bezüglich Stosswirkung gleichwertig.[1])

In den meisten Fällen ist nun aber das Zahngetriebe ungefedert, sodass gemäss der Gleichung (6) eine Verschiebung des günstigsten Aufhängepunktes aus der Lage $x = c/2$ (wie beim gefederten Getriebe) nach aussen gegen den Gehäuseumfang stattfindet.

Gleichung (6) vereinfacht sich bei der approximativen Annahme $c = d$ und $m = 4$ d. h. es wird

$$x_{\min} = \frac{c}{2}\left(1 + \frac{u^2}{16}\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

Diese vereinfachte Formel zeigt deutlich, dass für einen gegebenen Motor mit ungefedertem Zahngetriebe die günstigste Lage des Aufhängepunktes angenähert nur noch abhängig ist von dem Uebersetzungsverhältnis des Zahngetriebes. Sie wird beispielsweise

für $\ddot{u} = 2$: $\quad x_{\min} = \frac{c}{2} \cdot \frac{5}{4} = \frac{20}{32}\,c$

für $\ddot{u} = 3$: $\quad x_{\min} = \frac{c}{2} \cdot \frac{25}{16} = \frac{25}{32}\,c$

für $\ddot{u} = 4$: $\quad x_{\min} = \frac{c}{2} \cdot 2 = c$

für $\ddot{u} = 5$: $\quad x_{\min} = \frac{c}{2} \cdot \frac{41}{16} = \frac{41}{32}\,c$

für $\ddot{u} = 6$: $\quad x_{\min} = \frac{c}{2} \cdot \frac{52}{16} = \frac{52}{32}\,c$

Die übliche Aufhängung am Gehäuse-Umfang ($x = c$) ergibt also nur für die Uebersetzung $\ddot{u} = 4$ die günstigsten Verhältnisse, und zwar wird dabei der Intensitätsfaktor

$$y_{\ddot{u}=4} = \frac{3}{8} + \frac{1}{8} = \frac{1}{2}$$

[1]) Die Ermittlung des günstigsten Aufhängepunktes für den Motor mit gefedertem Getriebe ist vielleicht deshalb zu beanstanden, weil, infolge der Federspannung beim Stoss, der günstigste Aufhängepunkt sich noch etwas nach aussen verschiebt.

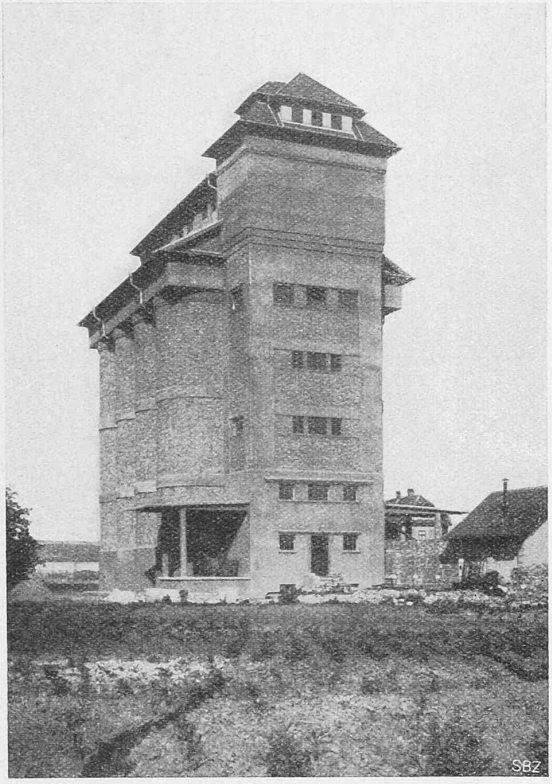

Abb. 8. Getreidesilo der „Sofia"-Mühle in Selyp, Ungarn.

Durch den Umstand also, dass das Zahngetriebe nicht gefedert ist, muss der günstigste Aufhängepunkt von $x = c/2$ für gefedertes Getriebe auf $x = c$ für ungefedertes Getriebe und $\ddot{u} = 4$ verschoben werden und erhöht sich die ungefederte Masse von $1/3$ auf $1/2$, d. h. um volle 50 %.

Der Intensitätsfaktor für verschiedene Uebersetzungen und Aufhängepunkte ist der vorstehenden Zusammenstellung zu entnehmen. Die Intensitätsfaktoren schwanken stark mit der Uebersetzung, wenn der Abstand des Aufhängepunktes klein ist. Ist dieser grösser, so nimmt diese Schwankung ab [1]).

Wir haben bis jetzt nur den Stossanteil der Massendrehung untersucht. Der Gesamtstoss ist nun aber, wie eingangs festgestellt, die Resultierende aus Massendrehung und Massenschiebung, gemäss dem Ausdruck

$$P = \sqrt{(Ma_1)^2 + (Ma_2\, y)^2}$$

Der Anteil der Massenschiebung $P_s = Ma_1$ wird umso grösser, je grösser die geradlinige Massenbeschleunigung ist. Diese Beschleunigung wird ein Minimum, wenn der Weg der Schiebung ein Minimum wird. Dies ist der Fall, wenn Tatzenlager, Motormittel und Aufhängepunkt in einer horizontalen Ebene liegen. Liegt der Aufhängepunkt demgegenüber höher oder tiefer, so wird der Weg der Massenschiebung verhältnismässig grösser. Besonders ungünstig ist diesbezüglich die Aufhängung unterhalb der Motormittelebene. Die günstigste Aufhängung bezüglich Massenschiebung entspricht auch den günstigsten Verhältnissen für die Massendrehung, sodass darnach getrachtet werden muss, die Aufhängung so zu gestalten, dass Tatzenlager, Motormittel und Aufhängepunkt möglichst in einer Horizontalebene liegen.

[1]) Wenn wir das bisherige Ergebnis kritisch betrachten, so kommen wir zur Erkenntnis, dass der günstigste Aufhängepunkt in der momentanen Drehaxe des Motors liegen muss. Diese liegt ausserhalb der Schwerpunkts- bezw. Motoraxe und ist mit der Parallelaxe durch den beliebig gewählten Aufhängepunkt durchaus nicht identisch. Dass dem so sein muss, liegt in der Voraussetzung zum mathematischen Ansatz, der die Drehaxe ruhend annahm. Wenn wir also den günstigsten Aufhängepunkt suchten, so war dies identisch mit der Ermittlung der momentanen Drehaxe des Motors. Ist der Motor theoretisch richtig aufgehängt, so bewegt sich der Aufhängepunkt, abgesehen von der Schiebung, während des Stosses nicht.

Zusammenfassend wäre also ungefähr folgendes festzustellen:

1. Die sogenannte Schwerpunkts-Aufhängung ist durchaus nicht die günstigste Aufhängungsart. Diese ist vielmehr dann vorhanden, wenn der Motor in einem Punkt der momentanen Drehaxe aufgehängt ist.

2. Die günstigste Motoraufhängung richtet sich weiter darnach, ob das Zahngetriebe gefedert ist oder nicht.

3. Ist das Zahngetriebe gefedert, so muss zur Erreichung günstigster Motoraufhängung der Aufhängepunkt ungefähr in der Mitte zwischen Motormittel und Gehäuse-Umfang gewählt werden. Gegenüber der üblichen Nasen-Aufhängung ergibt sich dabei allerdings nur eine Stossmilderung um etwa 10 %.

4. Ist das Getriebe nicht gefedert, so muss noch dessen Uebersetzungsverhältnis berücksichtigt werden. Für ein solches von 1 : 4 ist die übliche Nasenaufhängung am Motorumfang die günstigste. Gegenüber der günstigsten Aufhängung des gefederten Motors muss sie immerhin mit um 50 % verstärkten Schlägen rechnen. Für grössere Uebersetzungen wie 1 : 4 muss theoretisch der Aufhängepunkt nach aussen und für kleinere Uebersetzungen wie 1 : 4 nach innen verlegt werden.

Für rasche Orientierung über den günstigsten Aufhängepunkt dient die Annäherungsformel

$$x_{\min} = \frac{c}{2}\left(1 + \frac{u^2}{16}\right)$$

für ungefedertes Zahngetriebe.

5. Tatzenlager, Motormittel und Aufhängepunkt sollen möglichst in einer horizontalen Ebene liegen.

6. Ueber die scheinbare Masse des Motors gibt der Intensitätsfaktor

$$y = \frac{1}{2}\,\frac{(c^2 + 2x^2)}{(c + x)^2} + \frac{d^2\, u^2}{8\, m\, (c + x)^2}$$

für jede Entfernung des Aufhängepunktes Aufschluss.

Neubauten für die Mühlenindustrie in Ungarn.

Von Dipl.-Ing. Willy Obrist, beratender und projekt. Ingenieur, Budapest.

Die territorialen Verluste Ungarns auf Grund des Vertrages von Trianon haben auch seine Mühlenindustrie auf das schwerste betroffen. In all den abgetrennten Gebietsteilen, besonders aber im Bánát und der Bácska verlor Ungarn ungefähr 60 % seiner ursprünglichen Brotfruchterzeugung, während der grösste Teil der Mühlenwerke in Rumpf-Ungarn verblieben ist. Kein Wunder, dass die nicht unbedeutende Zahl der Grossmühlen in Budapest seit Jahren still steht. Den geänderten wirtschaftlichen Verhältnissen Rechnung tragend, haben die Provinzmühlen an Bedeutung gewonnen und verlangte der wieder eingetretene wirtschaftliche Wettbewerb in den weniger gut eingerichteten Betrieben mehr oder weniger weitgehende maschinelle Rekonstruktionen und bauliche Umänderungen und Erweiterungen. Vom Verfasser sind eine grössere Anzahl derartiger Arbeiten durchgeführt worden und es sollen im nachstehenden zwei charakteristische Objekte beschrieben werden. Deren architektonische Behandlung lag in den Händen von Arch. F. W. W. Hardegger, Budapest.

I. Mehlmagazin und Getreidesilo der Hungaria, Vereinigte Dampfmühlen in Karczag. Nachdem sich der Verkehr in der Mühle gemäss ihrer günstigen Lage in einer gesegneten Gegend der Tiefebene in kurzer Zeit sehr gesteigert hatte, entschloss sich die Direktion im Frühjahr 1922 zur Vergrösserung und Verbesserung der Lagerung für Mehl und Getreide. Die ausserordentlich beengte Situation (vergleiche den Lageplan Abbildung 1) liess mit Rücksicht auf die Bedingung der un-

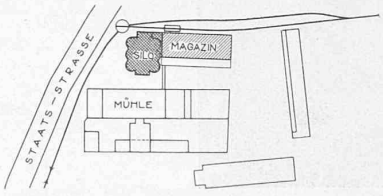

Abb. 1. Silo in Karczag. — Lageplan 1 : 3000.