

CZASOPISMO TECHNICZNE

ORGAN POLSKIEGO TOWARZYSTWA POLITECHNICZNEGO WE LWOWIE

ROCZNIK LIII

LWÓW, 25 LISTOPADA 1935 R.

Nr. 22

MEMORJAŁ

wystosowany do Pana Prezesa Rady Ministrów w sprawie organizacji
służby technicznej państwowej i samorządowej.

Polskie Towarzystwo Politechniczne we Lwowie, mające za sobą 58 letnią działalność naukową, społeczną, oraz niepodległościową, gdyż już za czasów zaborów organizowało Zjazdy Inżynierów ze wszystkich dzielnic Polski, a następnie powołało do życia Stałą Delegację Zrzeszeń Inżynierskich, które zawsze manifestowało uczucia patriotyczne swych członków, bez względu na to, jak to przyjmował zaborca, a które tak w okresie niewoli, jak i w odrodzonej już Polsce, mając zawsze na oku przede wszystkim interes publiczny i dobro Narodu i Państwa polskiego, zabierało głos we wszystkich sprawach technicznych, techniczno-gospodarczych i techniczno-prawnych, publikując swe zapatrywania i wnioski bądź to w organie własnym, „Czasopiśmie Technicznym“, bądź też w prasie codziennej, bądź wreszcie w formie memorjałów, przedkładanych władzom, pozwala sobie obecnie przedłożyć Panu Prezesowi Rady Ministrów do łaskawego rozważenia następujący

MEMORJAŁ

w sprawie organizacji służby technicznej państwowej i samorządowej.

Posiadanie odpowiednio przygotowanego, stojącego na wysokim poziomie i świadomego swych zadań wobec Narodu i Państwa korpusu urzędniczego, jest dla Państwa kwestją pierwszorzędną doniosłości, a nie ulega żadnej wątpliwości, że techniczna służba państwowa i samorządowa, oparta na kadrach inżynierskich, odgrywa w życiu państwowym doniosłą rolę. W czasie pokoju są inżynierowie wykonawcami wszelkich zamierzeń z zakresu komunikacji kolejowej, drogowej i wodnej, wraz z urządzeniami telegrafów i telefonów, im poruczone jest również wykonanie wszelkich budynków państwowych, oni czuwają nad wykonaniem budowli meljoracyjnych, ochronnych, nad należytą zabudową miast i miejscowości, oni także wykonują wszelkie urządzenia zdrowotne miejskie. Im również powierzono jest utrzymanie w stanie należytym tych wszystkich budowli i urządzeń, oni są także powołani do strzeżenia wykonywania ustaw budowlanych i przepisów policji budowlanej, kolejowej, drogowej, wodnej i t. p. Osobne wreszcie kategorie inżynierów administrują lasami i dobrami państwowymi i sprawują nadzór przemysłowy.

W czasie wojny są inżynierowie czynnikiem niezbędnym, tak, że można powiedzieć, że racjonalne prowadzenie operacji, bez licznego korpusu inżynierów cywilnych, wspomagających działanie armji, jest trudne do pomyślenia, a z tego powodu każdy inżynier powinien być już w czasie pokoju zarejestrowany, z oznaczeniem jego specjalności i przydatności do służby wojennej.

Z tego wszystkiego wynika, że państwowej i samorządowej służbie budownictwa, obejmującej inżynierów zajętych we wszystkich resortach zarządu państwowego, należy poświęcić szczególniejszą uwagę i tak ją zorganizować, aby mogła spełnić poruczone jej ważne zadania państwowe. Dodać przytem należy, że ten dział służby publicznej ma powierzone zreguły znaczne fundusze, bądź to inwestycyjne, bądź też konserwacyjne, których użycie powinno być zawsze uczciwe, celowe i oszczędne.

Jakie zatem wymogi powinien spełniać inżynier z państwowej lub samorządowej służby technicznej? Wymogi te podzielić można:

1. na wymogi ogólne, które spełniać ma każdy urzędnik państwowy, lub samorządowy i
2. wymogi natury specjalnej.

Nie będziemy się tu bliżej zajmować szczegółowem wyliczeniem wymogów ogólnych, gdyż są one powszechnie znane, zaznaczamy tylko, że urzędnika państwowego i samorządowego powinny przede wszystkim znamionować: patriotyzm, poświęcenie dla sprawy publicznej i zamiłowanie swego zawodu. Powinien on mieć szeroki i gruntowny pogląd również i na gospodarcze

zadania państwowe, a stosunek jego do obywateli i ich spraw, powinien być poważny, lecz pozbawiony wszelkich śladów zarozumiałości i niechęci — przeciwnie urzędnik ma być zawsze ich najlepszym doradcą i opiekunem. Te cnoty mają stawiać urzędnika na świeczniku; ma on być wzorem i przykładem obywatela państwa.

Z tego wynika, że urzędników należy bardzo starannie dobierać, tak pod względem przygotowania i wykształcenia, jak i pod względem wymogów powyżej zaznaczonych.

Co się tyczy wymogów specjalnych, jakie spełniać muszą inżynierowie w państwowej lub samorządowej służbie technicznej, to są one dwojakiego rodzaju; jedne z nich musi spełniać już kandydat wstępujący do służby, drugie nabywa dopiero w czasie spełniania tej służby. Do pierwszych należą osobiste zdolności, ukończone wyższe studia techniczne i wykształcenie ogólne, do drugich praktyka zawodowa i życiowa, specjalizacja w tej gałęzi służby technicznej, w której dany inżynier jest zajęty i stałe wzbogacanie swej wiedzy.

Wynika z tego, że kandydaci do państwowej i samorządowej służby technicznej nie tylko mają być starannie dobierani, lecz musi się im stworzyć warunki dalszego kształcenia i specjalizowania, gdyż tego wymaga rodzaj ich zajęcia i poruczonych im obowiązków.

Dziś jesteśmy świadkami niebywałego rozwoju techniki we wszystkich jej gałęziach, a przytem specjalizacji i zastępywania dawnych, empirycznych reguł i formuł, wynikami ścisłych badań naukowych i doświadczalnych; inżynier, który opuścił Politechnikę z dyplomem, nie może poprzestać na dotychczas nabytych wiadomościach, gdyż za kilka lat stałby się już obcym w swym zawodzie, lecz musi iść z postępem, śledząc pilnie najnowsze zdobycze wiedzy technicznej. A trzeba pamiętać, że te najnowsze zdobycze nie mają tylko jakichś teoretycznych celów na oku, lecz mają znaczenie realne, znajdujące bezpośredni i doraźny wyraz w obniżeniu kosztów robót i w trwałości budowli, a nawet w umożliwieniu wykonania pewnych prac, które przy dotychczasowych środkach byłyby nieziszczalne.

Wynika z tego, że Państwo i samorządy nie tylko powinny kandydatów do służby technicznej jak najstarannie dobierać, ale nadto powinny ich w czasie tej służby, w celu utrzymania ich na odpowiednim poziomie wiedzy i doświadczenia, wychowywać, a to:

1. przez zapewnienie im odpowiednich warunków egzystencji i
2. przez odpowiedni dobór ich praktycznego zajęcia, umożliwienie podróży naukowych w kraju i zagranicą, przydzielanie czasowe do laboratoriów i robót specjalnych, wykonywanych poza miejscem stałego pobytu i zajęcia, dostarczanie najnowszych wydawnictw naukowych i t. p., wszystko w celu ich wyspecjalizowania, gdyż dziś zanika już typ inżyniera ogólnego, do wszystkich działów, a natomiast wybija się na pierwszy plan typ inżyniera-specjalisty.

Na tem miejscu nie będziemy się dłużej zajmować punktem 2-im, gdyż dalsze jego wyjaśnianie jest zbyteczne, natomiast pragniemy omówić bliżej punkt 1-y.

Jeżeli chodzi o zapewnienie urzędnikowi bytu, to sprawa ta obejmuje: a) wynagrodzenie urzędnika w czasie służby, b) rodzaj stosunku służbowego i c) wysokość zaopatrzenia po przejściu w stan spoczynku urzędnika, względnie po zwolnieniu go ze służby, oraz wysokość zaopatrzenia rodziny po śmierci urzędnika. Otóż punktami a) i c) nie mamy tu również zamiaru szczegółowo się zajmować, gdyż wysokość wynagrodzenia, względnie zaopatrzenia, zależy od możliwości Państwa i od jego stanu finansowego, zaznaczamy tylko, że, według naszego przekonania, liczba urzędników powinna być ograniczona do koniecznej potrzeby, urzędnicy powinni otrzymywać wystarczające wynagrodzenie i odpowiednie zaopatrzenie po przejściu w stan spoczynku, a natomiast należy od nich wymagać wybitnych kwalifikacyj, oraz rzetelnej pracy i oddania dla Państwa, zgodnie z tem, co zostało już na wstępie wyrażone.

Natomiast **intencją naszą jest rozważenie w niniejszym memorjale, jaki ma być rodzaj stosunku służbowego inżynierów, zaangażowanych do służby państwowej lub samorządowej.** Otóż zaznaczamy zgóry, że jako jedynie racjonalny i celowy uważamy taki stosunek służbowy inżyniera, któryby go ściśle wiązał z instytucją, w której ma pracować. Stosunek ten winien być długotrwały, aby inżynier w ciągu pracy w tej instytucji mógł zdobyć ten cały zasób wiadomości specjalnych i doświadczenia, jakich dany rodzaj służby wymaga. Prostu inżynier musi zrość się z instytucją, w której pracuje; musi mieć pewność, że w razie należytych wyników pracy i odpowiedniego zachowywania się w służbie i poza służbą, nie będzie mógł być oddalony, że wreszcie w razie niezawinionej niezdolności do pracy, lub po oznaczonym okresie lat, otrzyma odpowiednie zabezpieczenie.

Z tego wynika, że ze wszystkich względów jesteśmy za angażowaniem inżynierów do służby państwowej i samorządowej na stałe, to znaczy, że po krótkim stosunkowo okresie próbnym (rok lub 2 lata prowizorium) i zdaniu wymaganych egzaminów służbowych, następowaloby przyjęcie inżyniera jako urzędnika w stałym stosunku służbowym. Tylko przy takim systemie może Państwo, zdaniem naszym, wychować sobie korpus inżynierów, spełniający w zupełności powyżej nakreślone wymagania, a w przeciwnym razie, w wypadku angażowania ich dorywczo, na krótki okres czasu, względnie do pewnych tylko czynności, o ograniczonym czasie trwania, rozporządzać będzie mogło tylko personelem inżynierskim nie zawsze odpowiednio dobranym i nie zawsze o najlepszym przygotowaniu, a przytem nie posiadającym odpowiedniego doświadczenia, oraz przywiązania do służby. Jak to zazwyczaj bywa, urzędnik zaangażowany na krótki czas, bez nadziei na stabilizację, szuka wkrótce zajęcia albo lepiej płatnego, albo lepiej odpowiadającego jego chwilowym upodobaniom, albo wreszcie zapewniającego mu trwalszą egzystencję. Wynikiem tego jest, że instytucje prywatne, przedsiębiorstwa, etc., posiadające większą giętkość w ustalaniu warunków płacy, remuneracji i okresu zatrudnienia, są niejednokrotnie w możności zaangażowania lepszego personelu, jak instytucje państwowe lub samorządowe. Zdarzają się również wypadki przelicytowywania się instytucyj państwowych lub samorządowych między sobą i odbierania pracowników, przez ofiarowywanie im korzystniejszych warunków, co także nie wpływa korzystnie na celowość i postęp pracy. Wreszcie dodać należy, że niestały stosunek służbowy jest nieraz jednym z powodów wykolejenia się urzędnika i nadużyć.

Przyznajemy, że zaleconemu tu systemowi mogą być czynione zarzuty, do pewnego stopnia może słuszne, które jednak, zdaniem naszym, nie mogą w żadnym wypadku osłabić korzyści i celowości tego systemu.

Jako zarzut możnaby podnieść, że przy angażowaniu, a nawet jeszcze po jedno- lub dwuletniej służbie próbnej, można uczynić pomyłkę i stabilizować urzędnika, który później okaże się nieodpowiednim. Tak! Może się to zdarzyć, lecz w każdym razie, w należyście zbudowanym i odpowiednio pod względem personalnym postawionym systemie administracyjnym, mogą to być wypadki tylko wyjątkowe, a w danym razie, jeżeli zachodzi wypadek nieudolności lub niesumienności urzędnika, to zawsze można znaleźć radę w przepisach sprawiedliwej dla urzędników, ale równocześnie chroniącej prawa Państwa, pragmatyce służbowej i ustawie dyscyplinarnej.

Może być także postawiony zarzut, że Państwo, stabilizując inżynierów, angażuje się na przyszłość i może brać na siebie niepotrzebny ciężar, w razie, jeżeli prowadzone roboty techniczne zostaną później ograniczone, np. z powodu szczuplejszych środków finansowych. Ten zarzut jest zdaniem naszym zupełnie niesłuszny, a stawiać go mogą tylko ludzie mało mający styczności z administracją państwową.

W państwie wielkiem, do jakich zaliczyć należy Państwo Polskie, administracja techniczna tak państwowa, jak i samorządowa, jest bardzo rozległa, jak to zresztą już wynika dobitnie z wyliczonych na wstępie zadań tej administracji. Do wykonywania stałych i w miarę postępu ciągle wzrastających zadań administracji technicznej w Państwie, potrzeba liczego personelu inżynierskiego, który nie może być raz angażowany, drugi raz znowu zwalniany: — personel ten, jako stale potrzebny, musi być stały. Niestety, w naszym społeczeństwie niema pełnego zrozumienia tej kwestji i ciągle jeszcze administrację techniczną uważa się jako coś przejściowego, zmiennego pod względem rozmiaru pracy i potrzebnej ilości pracowników (etatów), a prace techniczne jako „inwestycyjne“, zależne od konjunktury i chwilowego stanu wpływów państwowych. Taki punkt widzenia nie jest właściwy; rozporządzamy już dziś dużą siecią kolejową, dużą siecią drogową, telegraficzną i telefoniczną, budujemy lotniska i linje lotnicze, musimy budować nowe koleje i nowe drogi, a istniejące już doprowadzić do stanu należytego, odpowiadającego wymogom nowoczesnej komunikacji, opartej na ruchu zmotoryzowanym; mamy wielką sieć rzek i potoków górskich, wymagających regulacji i budowli chroniących przed powodzią, rozpoczynamy budować zbiorniki retencyjne; mamy wielką sieć rzek żeglownych, wymagających regulacji dla żeglugi i budowy wałów ochronnych, mamy dalej, choć nieznacznie dotychczas, sieć dróg wodnych sztucznych, a sieć tę będziemy w przyszłości rozbudowywać — mamy w Państwie rozległe obszary bagien i nieużytków, które z uwagi na szybko wzrastającą ludność muszą być uprzystępnione dla kultury rolnej, a które czekają na pracowitą rękę inżyniera meljoracyjnego. Państwo nasze rozporządza wreszcie rozległymi dobrami i lasami, wymagającymi troskliwej i umiejętnej gospodarki. Do tych wielkich zadań w wielkiem Państwie potrzeba dużego, stałego personelu inżynierskiego, który

należy starannie dobrać i zorganizować i zapewnić mu przynajmniej takie same warunki służbowe, jakie mają urzędnicy referendarscy w innych działach administracji państwowej i samorządowej.

Jeżeli jednak zwrócimy uwagę na stosunki panujące pod tym względem w naszym Państwie, to okaże się, że od szeregu lat przeszliśmy w administracji technicznej na system kontraktowego angażowania inżynierów, w przeważnej liczbie wypadków za 3-miesięcznym wypowiedzeniem, a nawet w wielu wypadkach przyjmuje się do pracy inżynierów na zasadach praktykowanych dla robotników dziennych, za dwutygodniowym wypowiedzeniem. Tak na przykład w Ministerstwie Komunikacji i w urzędach mu podległych uderza bardzo duży procent inżynierów kontraktowych, co nabywa jeszcze większego znaczenia, jeżeli się zważy, że etaty posiadają urzędnicy starzy, o dawno nabytych prawach, a na zasadzie stosunku kontraktowego angażuje się od szeregu lat inżynierów młodych i nie przeprowadza ich stabilizacji.

Według danych, zawartych w „Roczniku komunikacyjnym“ za rok 1933/34, przedstawiał się stosunek inżynierów etatowych i kontraktowych następująco:

A) Ministerstwo Komunikacji (centrala).

	etatowych	kontraktowych
Departament Ruchu	13	3
„ Utrzymania i Budowy	29	12
„ Mechaniczny i Zasobów	26	7
„ Dróg Kołowych	22	4
„ Lotnictwa	1	6
Biuro Wojskowe	3	—
„ Dróg Wodnych	11	1
„ Pomiarowe	10	1
„ Elektr. Węzła Warsz.	3	7
Główna Inspekcja Kom.	9	—
Razem	127	41
t. j.	75,6 ⁰ / ₀	24,4 ⁰ / ₀

B) Dyrekcje Okręgowe Kolei Państwowych.

	Centrala		Egzekutywa	
	etatowych	kontraktowych	etatowych	kontraktowych
Dyr. katowicka	24	8	8	5
„ krakowska	37	8	38	28
„ lwowska	49	4	53	4
„ poznańska	23	7	20	15
„ radomska	26	9	17	14
„ stanisławowska	14	7	15	4
„ pomorska	29	11	47	10
„ warszawska	62	38	54	34
„ wileńska	31	11	42	7
Biuro projektów i studjów	16	8	—	—
Razem	311	111	294	121
t. j.	73,7 ⁰ / ₀	26,3 ⁰ / ₀	70,8 ⁰ / ₀	29,2 ⁰ / ₀
Ogółem etatowych	605,	t. j. 72,3 ⁰ / ₀		
„ kontraktowych	232,	t. j. 27,7 ⁰ / ₀ .		

C) W Urzędach wojewódzkich.

	etatowych	kontraktowych
Białostockim	11	4
Kieleckim	16	5
Krakowskim	42	12
Lwowskim	48	2
Lubelskim	22	7

	etatowych	kontraktowych
Łódzkim	15	4
Nowogródzkim	8	3
Poleskim	17	8
Pomorskim	12	1
Poznańskim	8	3
Śląskim	10	12
Stanisławowskim	25	15
Tarnopolskim	18	1
Warszawskim	43	16
Wileńskim	16	—
Wołyńskim	13	3
Kom. Rząd. m. Warszawy	—	1
Razem	324	87
t. j.	78,8%	21,2%.
Ogółem A) + B) + C) etatowych 1056,		kontraktowych 360
t. j.	74,6%	25,4%.

To są dane z początku r. 1934; jakkolwiek nie mamy danych z ostatniej chwili, to jednak należy przypuszczać, że obecnie, z powodu wykonywania przez urzędy państwowe i samorządowe rozległych robót z funduszu inwestycyjnego, do których angażuje się inżynierów wyłącznie za kontraktem, procent inżynierów kontraktowych jeszcze się znacznie zwiększył.

Podobne stosunki, a nawet w pewnych wypadkach jeszcze znacznie niekorzystniejsze, panują w urzędach samorządowych. Jako przykład podajemy tu dwa miasta, Lwów i Poznań.

A) Lwów, Wydział III (techniczny).

	etatowych	kontraktowych
Oddział drogowy	1	14
„ kanałowy	2	13
„ architektury	2	10
„ pomiarowy	4	8
„ nadzoru budowlanego	3	10
Razem	12	55
t. j.	18%	82%.

Stabilizację po roku 1930 uzyskało wyjątkowo 2 urzędników technicznych; stabilizowani są urzędnicy starsi, o dawno nabytych prawach emerytalnych, t. j. mający ponad 15 lat służby. Trzech kierowników Oddziałów jest kontraktowych.

B) Poznań, Wydział techniczny.

	etatowych	kontraktowych
Inżynierów	14	12
t. j.	54%	43%.

Do powyższych danych dodać jeszcze należy, że w niektórych urzędach znajdują się inżynierowie kontraktowi na stanowiskach kierowniczych. Wreszcie dodajemy, że bardzo niekorzystne warunki pod względem stabilizacji urzędników panują również w administracji lasów i dóbr państwowych.

Dla lepszej ilustracji podajemy tu słuszne uwagi jednego z naszych członków, wyższego urzędnika technicznego, dziś już na emeryturze; pisze on następująco:

„Niestabilizowanie urzędników technicznych jest szkodliwe tak dla instytucji, jak i dla pracowników. Nieprzeprowadzanie stabilizacji urzędników młodszych, szczególnie na stanowiskach kierowniczych, powoduje niejednokrotnie brak ciągłości w pracach — jest więc szkodliwe dla instytucji.

Wskutek niepewności dłuższego utrzymania się na posadzie, pracownik kontraktowy stara się o możliwie jak największe wynagrodzenie, któreby mu zapewniało utrzymanie na czas bezrobocia. Jednostki silniejsze fachowo, w razie dania im lepszych, chociażby czasowo, wynagrodzeń, opuszczają stanowiska, przerywając ciągłość pracy, ze szkodą dla instytucji, w której poprzednio pracowali.

Urzędnik techniczny kontraktowy, związany z instytucją wyłącznie na zasadach prawa cywilnego i karnego, a nie podlegający przepisom dyscyplinarnym i nie zaprzysiężony jak każdy pracownik stały, stanowi z natury rzeczy czynnik służbowy mniej odpowiedzialny, co również należy uważać za szkodliwe dla danej instytucji. Jeżeli chodzi o stanowisko pracownika, to świadomość zależności posady — nietylko od własnej pracy, lecz i działania innych wpływów (pracodawca może bez podania powodów zwalniać pracowników), wpływa jedynie ujemnie i deprymująco na pracownika. Instytucje publiczne, które z natury rzeczy powinny mieć opracowany program prac na szereg lat, winny zatrudniać personel inżynierski stały, a nie tymczasowy, jakim są pracownicy kontraktowi“.

Dodajemy jeszcze, że przy kontraktowym przyjmowaniu inżynierów zdarza się wiele niesprawiedliwości. W razie nagłej potrzeby zajęcia inżynierów, oraz przy przeliczowaniu się instytucji, ofiaruje się nieraz całkiem młodym kandydatom, bez praktyki i doświadczenia, znacznie wyższe stopnie służbowe i płace, w porównaniu ze stopniami i płacami inżynierów będących już od szeregu lat w służbie i spełniających swe obowiązki zupełnie poprawnie. Zdarzały się również wypadki, że celem uzyskania wyższego stopnia uposażenia dla urzędnika administracyjnego, obniżono stopień uposażenia inżyniera, niejednokrotnie po kilkuletniej służbie. Taki stan jest niezdrowy i szkodliwy dla służby technicznej. Wreszcie i względy społeczne przemawiają za tem, aby urzędnik po pewnym, niedługim czasie, uzyskiwał stabilizację na posadzie, a to z uwagi na ustalenie planu życia, działalności zawodowej i społecznej, możliwość założenia rodziny, etc.

Dla uniknięcia nieporozumienia wyjaśniamy, że proponowana przez nas zasada stabilizowania urzędników nie koliduje zupełnie z możliwością angażowania za kontraktem wybitnych specjalistów do prac specjalnych, expertyz i t. p., o ograniczonym czasie trwania.

Na zakończenie stwierdzamy, że według naszego długoletniego doświadczenia, personel stały jest pod względem efektu pracy najsprawniejszy i najtańszy i on jedynie może wytworzyć typ urzędnika całkowicie oddanego Państwu. Ta zasada ma szczególne znaczenie, o ile chodzi o państwowe i samorządowe prace techniczne i o urzędników-inżynierów. W tych dziedzinach, jak to już zresztą zaznaczono powyżej, potrzeba gruntownego poznania warunków i terenu pracy, trzeba ścisłego i harmonijnego współdziałania całego zespołu.

Wobec wielkiego rozwoju wiedzy technicznej, trzeba specjalizacji — jeden człowiek nie może wszystkiego umieć, ani pamiętać — tembardziej nowo najęci ludzie nie mogą w krótkim czasie zorjentować się w nowym dla nich materiale i w nowych warunkach pracy — do skutecznej i wydajnej pracy, o trwałym efekcie, potrzebny jest system, a system taki może stworzyć tylko dobrze wybrany stały personel.

L. 552/35.

Lwów, dnia 10 października 1935.

Wydział Główny Pol. Tow. Politechnicznego.

Inż. ROBERT SZEWAŁSKI

Adjunkt Politechniki Lwowskiej.

Regulacja ilości obrotów silnika przy pomocy sprężyn dodatkowych regulatora.

(Teoria t. zw. wagi sprężynowej).

(Ciąg dalszy).

Określamy więc punkt „3 d“ z równania :

$$\omega_{3d} = \omega_{2d} \cdot \frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}}, \quad \dots \quad (6)$$

przyczem : $\omega_{2d} = \omega_{2c} \dots \dots \dots (7)$

W dalszym ciągu obliczamy :

$$C_{3d} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{3d}^2$$

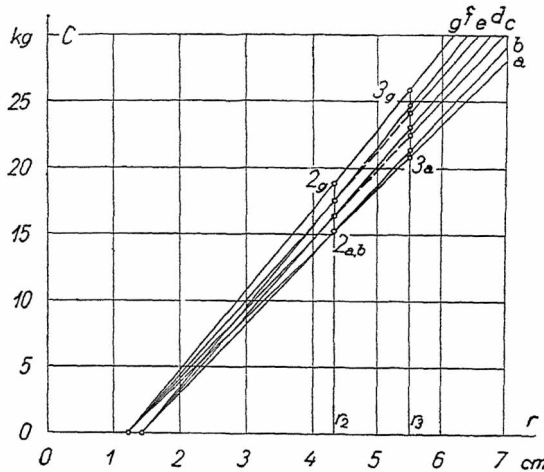
$$C_{3d} - C_{3c} = \frac{G}{g} r_3 (\omega_{3d}^2 - \omega_{3c}^2).$$

Kąt nachylenia charakterystyki sprężyny dodatkowej II-ej :

$$\operatorname{tg} \alpha_{II} = \frac{C_{3d} - C_{3c}}{r_3 - r_2} \cdot \frac{\Phi_1}{\Phi_2} \dots \dots \dots (8)$$

Obliczenie to zawiera w sobie pozorną sprzeczność. Przy jednej sprężynie dodatkowej otrzymać mieliśmy przy ilości obrotów maszyny n_{2c} minimum stopnia niejednostajności; stosując drugą sprężynę (ponieważ $n_{2c} < n_{max}$) zakładamy tu z konieczności jego maximum. Okazuje

się jednak, że minimum stopnia niejednostajności występuje wtedy przy pewnej ilości obrotów niewiele tylko niższej od n_{2c} — oznaczmy ją przez $n_{2c'}$ — przy czym sprężyna dodatkowa II-ga dotyka wtedy talerzyka puszki sprężyn dodatkowych dopiero w położeniu określonym promieniem r_3 , a więc przy biegu luzem (ryc. 5a, krzywa c'); w położeniu zaś określonym promieniem r_2 i ilością obrotów $n_{2c'}$ sprężyna dodatkowa II-ga odległa jest jeszcze od talerzyka puszki o: $(r_3 - r_2) \cdot \Phi_2$; o tyleż mniejsze jest wtedy także ugięcie sprężyny dodatkowej



Ryc. 4.

I-szej w porównaniu z ugięciem odpowiadającym ilości obrotów n_{2c} . Tą drogą możemy zatem wyznaczyć $n_{2c'}$, a w dalszym ciągu n_{3c} i przynależny stopień niejednostajności $\delta_{c'}$. Będzie on większy — jak wynika z ryc. 5a — od δ_{min} , założonego w temacie jako dolna granica zmienności δ .

A mianowicie:

$$C_{2c} - C_{2c'} = C_{3b} - C_{3a} \quad (9)$$

$$C_{2c'} = \frac{G}{g} \cdot r_2 \omega_{2c'}^2.$$

Stąd przez porównanie:

$$\omega_{2c'} = \sqrt{\frac{[C_{2c} - (C_{3b} - C_{3a})] \cdot g}{G \cdot r_2}} \quad (10)$$

Analogicznie:

$$\omega_{3c'} = \sqrt{\frac{[C_{3c} - (C_{3b} - C_{3a})] \cdot g}{G \cdot r_3}} \quad (11)$$

oraz:
$$\delta_{c'} = 2 \cdot \frac{\omega_{3c'} - \omega_{2c'}}{\omega_{3c'} + \omega_{2c'}}.$$

Ze względu na to, że siła $(C_{3b} - C_{3a})$ jest kilkakrotnie mniejsza od siły $(C_{2c} - C_{2b})$, przeto siła:

$$C_{2c'} = C_{2c} - (C_{3b} - C_{3a})$$

jest większa od C_{2b} , a nawet niewiele tylko mniejsza od C_{2c} , ilość obrotów $n_{2c'}$ również niewiele mniejsza od n_{2c} , a co za tem idzie, (względnie już) minimum stopnia niejednostajności $\delta_{c'}$ niewiele tylko większe od dopuszczalnego δ_{min} .

W celu udowodnienia tego twierdzenia szukamy wartości stosunku: $\frac{C_{2c} - C_{2b}}{C_{2c} - C_{2c'}}$.

$$C_{2c} - C_{2b} = C_{3c} - C_{3b}$$

$$\frac{G}{g} r_2 (\omega_{2c}^2 - \omega_{2b}^2) = \frac{G}{g} r_3 (\omega_{3c}^2 - \omega_{3b}^2)$$

$$\omega_{3c} = \omega_{2c} \cdot \frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}}$$

$$\omega_{3b} = \omega_{2b} \cdot \frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}}$$

$$\frac{G}{g} \omega_{2c}^2 \left[r_3 \left(\frac{\omega_{3c}}{\omega_{2c}} \right)^2 - r_2 \right] = \frac{G}{g} \omega_{2b}^2 \left[r_3 \left(\frac{\omega_{3b}}{\omega_{2b}} \right)^2 - r_2 \right]$$

$$\omega_{2c}^2 = \omega_{2b}^2 \cdot \frac{r_3 \cdot \left(\frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}} \right)^2 - r_2}{r_3 \cdot \left(\frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}} \right)^2 - r_2} \quad (12a)$$

Korzystnym okazuje się wprowadzenie skrótów:

$$r_2 \left(\frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}} \right)^2 - r_2 = Q_{max}$$

$$r_3 \left(\frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}} \right)^2 - r_2 = Q_{min}$$

Wyrażenia Q_{max} i Q_{min} są jednowartościowymi funkcjami parametrów zmiennych: r_2 , r_3 i δ_{max} względnie δ_{min} . Stąd:

$$\omega_{2c}^2 = \omega_{2b}^2 \cdot \frac{Q_{max}}{Q_{min}} \quad (12b)$$

$$C_{2c} - C_{2b} = \frac{G}{g} r_2 \omega_{2b}^2 \left(\frac{Q_{max}}{Q_{min}} - 1 \right) \quad (13)$$

W dalszym ciągu:

$$C_{2c} - C_{2c'} = C_{3b} - C_{3a} = \frac{G}{g} r_3 (\omega_{3b}^2 - \omega_{3a}^2)$$

$$\omega_{3b} = \omega_{2b} \cdot \frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}}$$

$$\omega_{3a} = \omega_{2a} \cdot \frac{2 + \delta_0}{2 - \delta_0}$$

Jeżeli: $\delta_0 = \delta_{min}$, to:

$$\omega_{3a} = \omega_{2b} \cdot \frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}},$$

oraz:

$$C_{2c} - C_{2c'} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{2b}^2 \left[\left(\frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}} \right)^2 - \left(\frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}} \right)^2 \right] \quad (14a)$$

Wyrażenie w nawiasie jest jednowartościową funkcją parametrów zmiennych δ_{max} i δ_{min} . Oznaczamy je przez φ . Wobec tego:

$$C_{2c} - C_{2c'} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{2b}^2 \cdot \varphi \quad (14b)$$

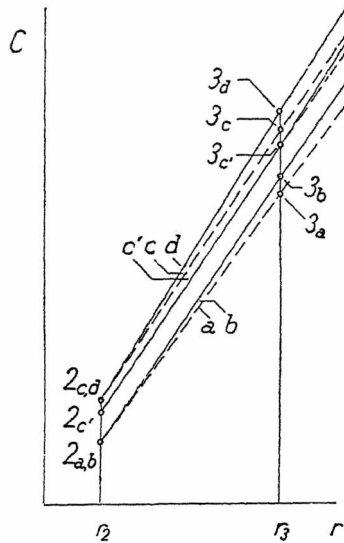
Stąd szukana wartość stosunku:

$$\frac{C_{2c} - C_{2b}}{C_{2c} - C_{2c'}} = \frac{r_2}{r_3} \cdot \left(\frac{Q_{max}}{Q_{min}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\varphi}$$

W pewnym przypadku konkretnym, przeliczonym w dalszym ciągu dla przykładu, jest: $r_2 = 4,33 \text{ cm}$, $r_3 = 5,50 \text{ cm}$, $\delta_{max} = 5\%$, $\delta_{min} = 4\%$.

Zatem: $Q_{max} = 1,7486$, $Q_{min} = 1,6282$, $\frac{Q_{max}}{Q_{min}} = 1,07395$, $\varphi = 0,02191$, $\frac{1}{\varphi} = 45,641$, wreszcie: $\frac{C_{2c} - C_{2b}}{C_{2c} - C_{2c'}} = 2,658$. Zgodnie zatem z naszym prze-

widywaniem wypadu ($C_{2c} - C_{2b}$) kilkakrotnie większe od ($C_{2c} - C_{2c'}$). Po obliczeniu $\omega_{2c'}$ i $\omega_{3c'}$ z podanych uprzednio wzorów otrzymujemy wartość względnego minimum stopnia niejednostajności $\delta_{c'}$. W naszym przykładzie liczbowym: $\delta_{c'} = 4,36\%$.



Ryc. 5a

Możnaby jednak zapytać, czemu nie konstruować „wagi sprężynowej“ tak, aby wartość względnego minimum stopnia niejednostajności pokrywała się zarazem z absolutnym, dopuszczalnym podług tematu, δ_{min} , t. j., aby sprężyna dodatkowa II-ga wstępowała dopiero w stan napięcia przy ilości obrotów n_{3c} ? Wszak wtedy przy dalszym napinaniu sprężyn, a więc przy wynikającym stąd powiększaniu ilości obrotów maszyny ponad n_{2c} w górę, mógłby już stopień niejednostajności regulacji wzrastać w dalszym ciągu na skutek działania II-jej sprężyny dodatkowej, nie byłoby zatem obawy, aby δ uwzględniane pomiędzy obciążeniem normalnym a biegiem luzem — jak to było dotychczas — w sposób sumaryczny, spadło poniżej dolnej wartości granicznej δ_{min} . Odpowiedzi na to pytanie dostarcza nam wykres regulatora dla każdej ilości obrotów n_3 większej nieco od n_{2c} (ryc. 5 b). Przedstawiając się wtedy (pomiędzy r_2 a r_3) linią łamaną świadczy on o tem, że całkowity stopień niejednostajności może być wprawdzie przy odpowiednim doborze sprężyn większy od δ_{min} , że jednak nie rozkłada się on wtedy ani już w przybliżeniu nawet równomiernie wzdłuż całej długości wykresu, że wreszcie dla położenia ciężarków regulatora, określonych promieniami niewiele różnymi od r_2 , regulator mógłby się zbliżyć nadmiernie i niedopuszczalnie do stanu astazji.

Przykład ten ilustruje zarazem podane na wstępie twierdzenie, że stopień niejednostajności charakteryzuje w ogólnym przypadku niezupełnie ściśle i niewystarczająco własności regulatora ⁴⁾.

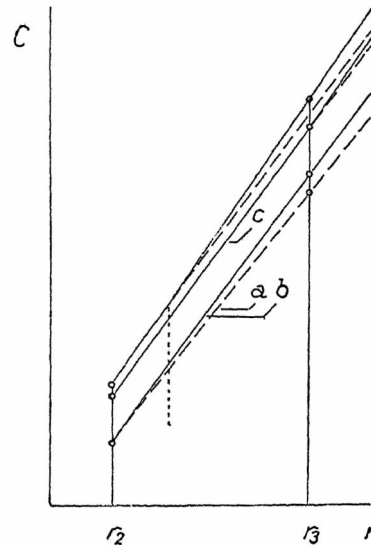
Podwyższenie ilości obrotów ponad n_{2c} będziemy zatem starali się skutecznie przez na-

pinanie nie jednej tylko, lecz dwóch sprężyn dodatkowych równocześnie.

Analogicznie jak samą sprężynę I-szą, tak też i obydwie razem napinać wolno oczywiście dopóty tylko, dopóki stopień niejednostajności większy jest od δ_{min} , a więc tylko do stanu określonego krzywą (e), ryc. 4., której dwa punkty „2e“ i „3e“ wyznaczają się z równań:

$$\omega_{3e} = \omega_{2e} \cdot \frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}} \dots \dots \dots (16)$$

$$\frac{G}{g} r_2 \omega_{2e}^2 - C_{2a} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{3e}^2 - C_{3a} \dots \dots \dots (17)$$



Ryc. 5b.

Jeżeli wyznaczone stąd: $\omega_{2e} < \omega_{max}$, to trzeba sprężyny dodatkowej III-jej. Charakterystykę jej określamy wtedy na podstawie równania:

$$\omega_{3f} = \omega_{2f} \frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}} \dots \dots \dots (18)$$

gdzie: $\omega_{2f} = \omega_{2e} \dots \dots \dots (19)$

W dalszym ciągu:

$$C_{3f} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{3f}^2$$

$$C_{3f} - C_{3e} = \frac{G}{g} r_3 (\omega_{3f}^2 - \omega_{3e}^2)$$

$$\text{tg } \alpha_{III} = \frac{C_{3f} - C_{3e}}{r_3 - r_2} \cdot \frac{\Phi_1}{\Phi_2} \dots \dots \dots (20)$$

Ilości obrotów n_{2e} (przy obciążeniu normalnym) odpowiada zatem — podobnie jak to już wykazano dla ilości obrotów n_{2c} — maximum stopnia niejednostajności, względne zaś minimum jego otrzymujemy dla pewnej ilości obrotów $n_{2e'}$, dla której — analogicznie jak dla n_{2c} — stopień niejednostajności jest większy (niestety!) od dopuszczalnego δ_{min} , a to tem większy, im mniejszą jest wartość stosunku: $\frac{C_{2e} - C_{2a}}{C_{2e} - C_{2e'}}$.

$$C_{2e} - C_{2a} = \frac{G}{g} r_2 (\omega_{2e}^2 - \omega_{2a}^2)$$

$$\frac{\omega_{2e}^2}{\omega_{2a}^2} = \frac{Q_{max}}{Q_{min}} \left(\text{analogicznie jak } \frac{\omega_{2c}^2}{\omega_{2b}^2} \right) \dots \dots \dots (21)$$

$$C_{2e} - C_{2a} = \frac{G}{g} r_2 \omega_{2a}^2 \left(\frac{Q_{max}}{Q_{min}} - 1 \right) \dots \dots \dots (22)$$

⁴⁾ A. Proell: „Beitrag zur statischen Theorie der Regulatoren“, Dingler's Polyt. Journal 1911, str. 521.

W dalszym ciągu:

$$C_{2e} - C_{2e'} = (C_{3b} - C_{3a}) + (C_{3d} - C_{3c}). \quad (23)$$

Na podstawie równań (9) i (14 b):

$$C_{3b} - C_{3a} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{2b}^2 \varphi. \quad (24)$$

Ale podług (12 b):

$$\omega_{2b}^2 = \omega_{2e}^2 \frac{Q_{min}}{Q_{max}}$$

$$\omega_{2c} = \omega_{2d}. \quad (7)$$

Zatem:

$$C_{3b} - C_{3a} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{2d}^2 \varphi \cdot \frac{Q_{min}}{Q_{max}}.$$

W dalszym ciągu:

$$C_{3d} - C_{3c} = \frac{G}{g} r_3 (\omega_{3d}^2 - \omega_{3c}^2)$$

$$\omega_{3d} = \omega_{2d} \cdot \frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}}$$

$$\omega_{3c} = \omega_{2d} \cdot \frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}}$$

$$C_{3d} - C_{3c} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{2d}^2 \varphi. \quad (25)$$

$$C_{2e} - C_{2e'} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{2d}^2 \varphi \left(1 + \frac{Q_{min}}{Q_{max}} \right). \quad (26)$$

Stąd:

$$\frac{C_{2e} - C_{2d}}{C_{2e} - C_{2e'}} = \frac{r_2}{r_3} \left(\frac{Q_{max}}{Q_{min}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{1}{1 + \frac{Q_{min}}{Q_{max}}}. \quad (27)$$

Ten stosunek jest już mniejszy od stosunku: $\frac{C_{2c} - C_{2b}}{C_{2c} - C_{2e'}}$, bowiem $\frac{Q_{min}}{Q_{max}} > 0$, a nawet praktycznie bliskie jedności. Wobec tego względne minimum stopnia niejednostajności regulacji $\delta_{e'}$, odpowiadające ilości obrotów maszyny $n_{2e'}$, jest większe od δ_e . Innymi słowy: Ze wzrostem ilości obrotów silnika, spowodowanym napinaniem coraz to dalszych sprężyn dodatkowych, stopień niejednostajności regulacji zmieniać się może w granicach z konieczności coraz to ciśniejszych, nie osiągając dopuszczalnego δ_{min}^5 .

W naszym przykładzie liczbowym otrzymalibyśmy już tylko: $\frac{C_{2e} - C_{2d}}{C_{2e} - C_{2e'}} = 1,377$, a wyliczając stąd $\omega_{2e'}$ i $\omega_{3e'}$ w dalszym ciągu: $\delta_{e'} = 4,71\%$.

Jeżeli: $\omega_{2f} = \omega_{2e} < \omega_{max}$, to zachodzi konieczność dalszego jeszcze ściśnięcia sprężyn dodatkowych, teraz już trzech razem, ewentualnie aż do stanu określonego na ryc. 4. krzywą (g), dla której:

$$\omega_{3g} = \omega_{2g} \cdot \frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}} \quad \text{i t. p.} \quad (28)$$

Wyłuszczone powyżej zasada działania sprężyn dodatkowych pozwala obliczać je w sposób systematyczny przez określanie szybkości kątowych ω_2 i ω_3 , przynależnych do poszczególnych wyróżniających się swem znaczeniem charakterystyk regulatora: a, b, c, d, e, f, ... itd. Poniżej podane jest zestawienie najważniejszych

między nimi zależności, wyprowadzonych częściowo już uprzednio. A więc:

$$\omega_{2c}^2 = \omega_{2b}^2 \cdot \frac{Q_{max}}{Q_{min}} \quad (12b)$$

$$\omega_{2e}^2 = \omega_{2d}^2 \cdot \frac{Q_{max}}{Q_{min}} \quad \text{i t. p.} \quad (21)$$

Przechodząc stąd do ilości obrotów otrzymujemy:

$$n_{2b} = n_{2a}$$

$$n_{2c}^2 = n_{2d}^2 = n_{2a}^2 \cdot \frac{Q_{max}}{Q_{min}}$$

$$n_{2e}^2 = n_{2f}^2 = n_{2c}^2 \cdot \frac{Q_{max}}{Q_{min}} = n_{2a}^2 \cdot \left(\frac{Q_{max}}{Q_{min}} \right)^2$$

$$n_{2g}^2 = n_{2h}^2 = n_{2e}^2 \cdot \frac{Q_{max}}{Q_{min}} = n_{2a}^2 \cdot \left(\frac{Q_{max}}{Q_{min}} \right)^3 \dots$$

Najwyższa osiągalna przez zastosowanie „F” sprężyn dodatkowych ilość obrotów silnika wyraża się ogólnie wzorem:

$$n_{2max} = n_{2a} \cdot \sqrt{\left(\frac{Q_{max}}{Q_{min}} \right)^F} \quad (29)$$

III. Przykład liczbowy.

Dane silnika:

Obroty wału regulatora: $n = 300 \text{ 1/min}$; $\delta_{min} = 4\%$; $\delta_{max} = 5\%$.

Pożądana możność zmiany ilości obrotów w górę o: $p = 10\%$.

Regulator systemu Hartung'a z „wagą sprężynową” podług ryc. 1.

Cieżarki o wadze: $G = 3,5 \text{ kg}$.

Maksymalny skok ciężarków: $s_{1-4} = 2 \text{ cm}$.

W szczególności: Odległość środków ciężkości ciężarków od osi obrotu:

w położeniu skrajnie wewnętrznym (maksymalne przeciążenie) $r_1 = 4 \text{ cm}$
 przy obciążeniu normalnym $r_2 = 4,33 \text{ „}$
 przy biegu luzem $r_3 = 5,5 \text{ „}$
 w położeniu skrajnie zewnętrznym (napężenie zerowe) $r_4 = 6 \text{ „}$
 Normalny, użyteczny skok ciężarków $s_{2-3} = r_3 - r_2 = 1,17 \text{ „}$

Sprężyna główna.

a) $n_{2a} = 300 \text{ o/min}^6$

$$\omega_{2a} = \frac{\pi \cdot n_{2a}}{30} = 31,416 \text{ sek}^{-1}$$

$$C_{2a} = \frac{G}{g} r_2 \omega_{2a}^2 = 15,247 \text{ kg,}$$

$$\omega_{3a} = \omega_{2a} \cdot \frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}} = 32,698 \text{ sek}^{-1}$$

$$C_{3a} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{3a}^2 = 20,980 \text{ kg.}$$

I-sza sprężyna dodatkowa.

b) $\omega_{2b} = \omega_{2a} = 31,416 \text{ sek}^{-1}$
 $C_{2b} = C_{2a} = 15,247 \text{ kg}$

⁶⁾ Ze względu na możność synchronizacji powinno się obierać n_{2a} w ten sposób, aby: $n_{2b} = n_{2a} \cdot \frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}}$ było jeszcze mniejsze od normalnej ilości obrotów silnika obciążonego

⁵⁾ Ob. rozdział III: Przykład liczbowy.

$$\omega_{3b} = \omega_{2b} \cdot \frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}} = 33,027 \text{ sek}^{-1} \quad (2b)$$

$$C_{3b} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{3b}^2 = 21,404 \text{ kg}$$

$$C_{3b} = C_{3a} = 0,424 \text{ kg}$$

kontrola:

$$C_{3b} - C_{3a} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{2b}^2 \varphi = 0,424 \text{ kg} \quad (24)$$

$$\text{tg } \alpha' = \frac{C_{3b} - C_{3a}}{r_3 - r_2} = 0,362.$$

$$c) \quad \omega_{2c} = \omega_{2a} \cdot \sqrt{\frac{\varrho_{max}}{\varrho_{min}}} = 32,556 \text{ sek}^{-1} \quad (12b)$$

$$n_{2c} = \frac{30 \cdot \omega_{2c}}{\pi} = 310,891 \text{ o/min} < n_{max}$$

$$C_{2c} = \frac{G}{g} r_2 \omega_{2c}^2 = 16,374 \text{ kg}$$

$$\omega_{3c} = \omega_{2c} \cdot \frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}} = 32,885 \text{ sek}^{-1} \quad (4)$$

$$C_{3c} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{3c}^2 = 22,531 \text{ kg}.$$

$$c') \quad C_{2c'} = C_{2c} - (C_{3b} - C_{3a}) = 15,950 \text{ kg} \quad (9)$$

$$\frac{C_{2c} - C_{2b}}{C_{2c} - C_{2c'}} = 2,658$$

kontrola:

$$\frac{C_{2c} - C_{2b}}{C_{2c} - C_{2c'}} = \frac{r_2}{r_3} \left(\frac{\varrho_{max}}{\varrho_{min}} - 1 \right) \frac{1}{\varphi} = 2,658 \quad (15)$$

$$\omega_{2c'} = \sqrt{\frac{C_{2c'} \cdot g}{G \cdot r_2}} = 32,132 \text{ sek}^{-1}$$

$$n_{2c'} = \frac{30 \omega_{2c'}}{\pi} = 306,838 \text{ o/min}$$

$$C_{3c'} = C_{3c} - (C_{3b} - C_{3a}) = 22,107 \text{ kg}$$

$$\omega_{3c'} = \sqrt{\frac{C_{3c'} \cdot g}{G \cdot r_3}} = 33,565 \text{ sek}^{-1}$$

$$\delta_{c'} = 2 \cdot \frac{\omega_{3c'} - \omega_{2c'}}{\omega_{3c'} + \omega_{2c'}} = 0,04362 = 4,362\%.$$

II-ga sprężyna dodatkowa.

$$d) \quad \omega_{2d} = \omega_{2c} = 32,556 \text{ sek}^{-1} \quad (7)$$

$$C_{2d} = C_{2c} = 16,374 \text{ kg}$$

$$\omega_{3d} = \omega_{2d} \cdot \frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}} = 34,226 \text{ sek}^{-1} \quad (6)$$

$$C_{3d} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{3d}^2 = 22,986 \text{ kg}$$

$$C_{3d} - C_{3c} = 0,455 \text{ kg}$$

kontrola:

$$C_{3d} - C_{3c} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{2b}^2 \varphi \cdot \frac{\varrho_{max}}{\varrho_{min}} = 0,455 \text{ kg} \quad (25)$$

$$\text{tag } \alpha'' = \frac{C_{3d} - C_{3c}}{r_3 - r_2} = 0,389.$$

$$e) \quad \omega_{2e} = \omega_{2a} \cdot \frac{\varrho_{max}}{\varrho_{min}} = 33,739 \text{ sek}^{-1}$$

$$n_{2e} = \frac{30 \omega_{2e}}{\pi} = 322,184 \text{ o/min} < n_{max}$$

$$C_{2e} = \frac{G}{g} r_2 \omega_{2e}^2 = 17,585 \text{ kg}$$

$$\omega_{3e} = \omega_{2e} \cdot \frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}} = 35,106 \text{ sek}^{-1} \quad (16)$$

$$C_{3e} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{3e}^2 = 24,197 \text{ kg}.$$

$$e') \quad C_{2e'} = C_{2e} - (C_{3b} - C_{3a}) - (C_{3d} - C_{3c}) = 16,706 \text{ kg} \quad (23)$$

$$\frac{C_{2e} - C_{2d}}{C_{2e} - C_{2e'}} = 1,377$$

kontrola:

$$\frac{C_{2e} - C_{2d}}{C_{2e} - C_{2e'}} = \frac{r_2}{r_3} \left(\frac{\varrho_{max}}{\varrho_{min}} - 1 \right) \cdot \frac{1}{\varphi} \cdot \frac{1}{1 + \frac{\varrho_{min}}{\varrho_{max}}} = 1,377 \quad (27)$$

$$\omega_{2e'} = \sqrt{\frac{C_{2e'} \cdot g}{G \cdot r_2}} = 32,885 \text{ sek}^{-1}$$

$$n_{2e'} = \frac{30 \omega_{2e'}}{\pi} = 314,029 \text{ o/min}$$

$$C_{3e'} = C_{3e} - (C_{3b} - C_{3a}) - (C_{3d} - C_{3c}) = 23,318 \text{ kg}$$

$$\omega_{3e'} = \sqrt{\frac{C_{3e'} \cdot g}{G \cdot r_3}} = 34,472 \text{ sek}^{-1}$$

$$\delta_{e'} = 2 \cdot \frac{\omega_{3e'} - \omega_{2e'}}{\omega_{3e'} + \omega_{2e'}} = 0,04712 = 4,712\%$$

III-cia sprężyna dodatkowa.

$$f) \quad \omega_{2f} = \omega_{2e} = 33,739 \text{ sek}^{-1} \quad (19)$$

$$C_{2f} = C_{2e} = 17,585 \text{ kg}$$

$$\omega_{3f} = \omega_{2f} \cdot \frac{2 + \delta_{max}}{2 - \delta_{max}} = 35,469 \text{ sek}^{-1} \quad (18)$$

$$C_{3f} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{3f}^2 = 24,687 \text{ kg}$$

$$C_{3f} - C_{3e} = 0,490 \text{ kg}$$

kontrola:

$$C_{3f} - C_{3e} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{2b}^2 \varphi \left(\frac{\varrho_{max}}{\varrho_{min}} \right)^2 = 0,490 \text{ kg}$$

analog. do (24) i (25)

$$\text{tg } \alpha''' = \frac{C_{3f} - C_{3e}}{r_3 - r_2} = 0,419.$$

$$g) \quad \omega_{2g} = \omega_{2a} \cdot \left(\frac{\varrho_{max}}{\varrho_{min}} \right)^{\frac{3}{2}} = 34,964 \text{ sek}^{-1}$$

$$n_{2g} = \frac{30 \omega_{2g}}{\pi} = 333,878 \text{ o/min} > n_{max}!$$

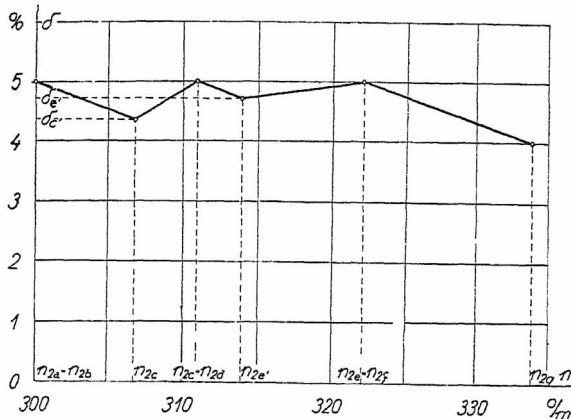
$$C_{2g} = \frac{G}{g} r_2 \omega_{2g}^2 = 18,885 \text{ kg}$$

$$\omega_{3g} = \omega_{2g} \cdot \frac{2 + \delta_{min}}{2 - \delta_{min}} = 36,391 \text{ sek}^{-1} \quad (28)$$

$$C_{3g} = \frac{G}{g} r_3 \omega_{3g}^2 = 25,987 \text{ kg}.$$

Wykres (ryc. 6) przedstawia aproksymatywnie zmienność stopnia niejednostajności δ przy zmianie obrotów regulatora (odpowiednio i silnika) od $n_{min} = n_{2a}$ do $n_{max} = n_{2g}$. Widoczne jest z niego, że dolna granica δ rośnie przytem z ilością obrotów silnika czyli, że w miarę napinania coraz to dalszych sprężyn dodatkowych stopień niejednostajności zmienia się w granicach coraz to ciaśniejszych, nie osiągając do-

puszczalnej według założenia wartości $\delta_{min}=4\%$. Dopiero na skutek równoczesnego napinania wszystkich sprężyn dodatkowych, składających się razem na „wagę sprężynową“, następuje stopniowe zmniejszanie się stopnia niejednostajności, przyczem dopiero przy najwyższej



Ryc. 6.

osiągalnej w danych warunkach ilości obrotów regulatora $n_{2g}=n_{max}$ wartość δ pokrywa się z δ_{min} . Przy $n_{2a}=n_{min}$ natomiast możliwe są do zrealizowania wszystkie wogóle wartości δ pomiędzy δ_{min} a δ_{max} , zależnie od stopnia wykręcenia talerzyka puszek sprężyn dodatkowych⁷⁾.

Następny wykres (ryc. 7) przedstawia charakterystyki wszystkich sprężyn dodatkowych, zredukowane na sprężynę główną⁸⁾. Odcinek f_1 przedstawia w skali 1: Φ_2 ugięcie I-szej sprężyny dodatkowej w chwili zetknięcia się talerzyka puszki sprężyn dodatkowych ze sprężyną dodatkową II-gą.

$$f_1 : (r_3 - r_2) = (C_{2c} - C_{2b}) : (C_{3b} - C_{3a})$$

$$f_1 = 2,658 \cdot 1,17 = 3,11 \text{ cm.}$$

Analogicznie przedstawia odcinek f_2 ugięcia II-jej sprężyny dodatkowej w chwili zetknięcia

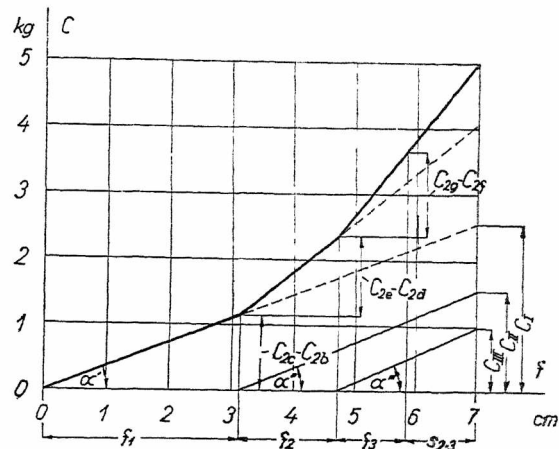
⁷⁾ Por. ryc. 2., krzywa b_1 .

⁸⁾ $\text{tg } \alpha' = \frac{C_{3b} - C_{3a}}{r_3 - r_2} = \text{tg } \alpha_1 \cdot \frac{\Phi_2}{\Phi_1}$
 $\text{tg } \alpha'' = \frac{C_{3d} - C_{3c}}{r_3 - r_2} = \text{tg } \alpha_{II} \cdot \frac{\Phi_2}{\Phi_1}$ i t. d.

się talerzyka ze sprężyną dodatkową III-cią. Ugięcie sprężyny dodatkowej I-jej wynosi wtedy ($f_1 + f_2$).

$$f_2 : (r_3 - r_2) = (C_{2e} - C_{2d}) : [(C_{3b} - C_{3a}) + (C_{3d} - C_{3c})] = (C_{2e} - C_{2d}) : (C_{2e} - C_{2c})$$

$$f_2 = 1,377 \cdot 1,17 = 1,61 \text{ cm.}$$



Ryc. 7.

Wreszcie przedstawia odcinek f_3 ugięcia III-jej sprężyny dodatkowej przy ilości obrotów n_{2g} , t. j. najwyższej osiągalnej przy zastosowaniu trzech sprężyn dodatkowych. Ugięcia I-jej i II-jej sprężyny dodatkowej wynoszą wtedy odpowiednio: ($f_1 + f_2 + f_3$) względnie ($f_2 + f_3$).

$$f_3 : (r_3 - r_2) = (C_{2g} - C_{2f}) : [(C_{3b} - C_{3a}) + (C_{3d} - C_{3c}) + (C_{3f} - C_{3e})]$$

$$f_3 = 0,949 \cdot 1,17 = 1,11 \text{ cm.}$$

Przy przejściu na bieg luzem, t. j. z ilości obrotów n_{2g} na n_{3g} , sprężyny skracają się dodatkowo jeszcze o $(r_3 - r_2) \Phi_2$.

Siły C_I , C_{II} i C_{III} przedstawiają w skali 1: Φ_1 największe siły działające na poszczególne sprężyny dodatkowe. Znając je, a obierając stosownie promienie zwojów poszczególnych sprężyn, znamy tem samym wszystkie elementy potrzebne do nadania im właściwych wymiarów. (C. d. n.).

Doc. Dr. Inż. ALFONS CHMIELOWIEC

Praktyczne wzory dla belki ciągłej trójprzęsłowej, symetrycznej.

Most przez rzekę buduje się zwykle tam, gdzie brzegi są zwarte, bieg wód prawidłowy, nurt w osi strumienia. W nurcie nie należy fundować filarów, więc o ile jest więcej niż jedno przęsło ilość ich jest z reguły nieparzysta. O ile przęsła nie są równe, to przęsło środkowe jest największe, a to dla lepszego przepływu wód, dla wygody żeglugi, dla przejrzystości i piękności mostu.

Mosty nad przekopami kolejowymi czy drogowymi wymagają często prócz właściwego przęsła nad daną koleją wzgl. drogą także dwu przęseł bocznych nad stokami przekopu.

Skrzyżowanie w poziomie drogi i kolei zastępuje się czasem skrzyżowaniem swobodnym. Wymaga to nasypów dojazdowych (ramp) i mostu (przejazdu). Most taki ma zwykle jedno przęsło oparte na silnych przyczółkach. Ale oplaci się nieraz zastąpić przyczółki dodatkowymi przęsłami skrajnymi i czterema filarami, z których 2 skrajne są zanurzone w nasypach.

Łźwigiary mostu mogą być albo wolno podparte, sięgające od podpory do podpory, albo też mogą się ciągnąć nieprzerwanie ponad kilkoma podporami jako belki ciągłe. Z reguły będą to belki ciągłe o nieparzystej ilości przęseł. Najczęściej

będą to belki trójprzęsłowe o przęsle środkowym większym od obu przęseł skrajnych, których rozpiętości są sobie równe. Dłuższym wieloprzęsłowym mostom daje się zwykle przerwy dla dylatacji, zazwyczaj powstaje kilka dźwigarów trójprzęsłowych.

Dla celów projektu ogólnego wystarcza nieraz znać moment w środku przęsła środkowego, wedle którego obieramy przekrój i zestawiamy kosztorys. Moment największy w skrajnych przęsłach jest zwykle mniejszy; moment ujemny nad podporami jest dla obciążenia ruchomego zwykle mniejszy, zaś dla obciążenia stałego zwykle większy niż moment w środku przęsła środkowego, ale dzięki skosom, jakie często dajemy, moment niebezpieczny t. j. miarodajny dla obioru przekroju jest zawsze w środku przęsła środkowego. Do projektu ogólnego więc może być przydatnym prosty, choćby przybliżony wzór na moment miarodajny. Wzór taki może również służyć jako kontrola obliczeń szczegółowych. Poniżej go wyprowadzimy i wykażemy jego wielką dokładność na przykładzie konkretnym.

Dla bezwzględnie największego momentu M_0 belki wolno podpartej istnieją wzory i tablice dla mostów drogowych i kolejowych (por. Podręcznik Inżynierski, str. 758 i 765). Wzór nasz dla belki ciągłej ustawimy tak, aby móc korzystać ze wspomnianych tablic.

Równanie trzech momentów dla belki trójprzęsłowej symetrycznej o rozpiętości środkowej a i rozpiętościach skrajnych b brzmi:

$$2(a+b)M' + aM'' = -6D. \quad (1)$$

D jest to suma oddziaływań wtórnych przy momencie podporowym M' mianowicie:

$$D = R_b + R_a \quad (1a)$$

R_a jest to oddziaływanie lewej podpory belki o rozpiętości a obciążonej figurą momentów odpowiadającą obciążeniu środkowego przęsła. Podobnie R_b jest oddziaływaniem wtórnym prawej podpory lewego przęsła. Jeżeli obciążenie jest symetryczne to momenty podporowe są sobie równe, więc:

$$M' = M'' \quad (2)$$

czyli: $M'(3a+2b) = -6D$, (3)

zaś moment miarodajny (t. j. w środku przęsła środkowego): $M = M_0 + M'$. (4)

Ciążar stały g na 1 m b. belki. Obciążeniami wtórnymi są tu parabole o wysokościach:

$$M_0 = \frac{1}{8}ga^2 \quad \text{i} \quad \frac{1}{8}gb^2,$$

więc:

$$2R_a = \frac{2}{3}M_0a,$$

zaś:

$$6R_a = M_0 \cdot 2a = \frac{1}{4}ga^3. \quad (5)$$

Zatem:

$$6D = \frac{1}{4}g(a^3 + b^3),$$

zaś według (3):

$$M' = -\frac{g}{4} \frac{a^3 + b^3}{3a + 2b}, \quad (6)$$

albo:

$$M' = -\frac{ga^2}{8} \frac{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^3}{1,5 + \frac{b}{a}}.$$

Dla $b=0$ t. j. dla belki utwierdzonej o rozpiętości a otrzymamy stąd $M' = \frac{ga^2}{12}$. Dla $b=a$ $M' = \frac{ga^2}{10}$. Moment miarodajny według (4):

$$M = \frac{ga^2}{8} \left[1 - \frac{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^3}{1,5 + \frac{b}{a}} \right].$$

$$\text{Stąd dla } b=0 \quad M = \frac{ga^2}{24}$$

$$\text{dla } b=a \quad M = \frac{ga^2}{40}.$$

Ciążar ruchomy.

1. Jeżeli ciężarem ruchomym jest tłum ludzi p , to obciążamy nim całkowicie przęsło środkowe a , zaś przęsła b nie obciążamy, więc według (5):

$$6D = 6R_a = M_0 \cdot 2a, \quad \text{przyczem } M_0 = \frac{1}{8}pa^2.$$

Zatem według (3):

$$-\frac{M'}{M_0} = \frac{2a}{3a+2b} = \frac{1}{\frac{b}{a} + 1,5}$$

zaś: $M = \mu M_0$, (7)

przyczem z uwagi na równanie (4):

$$\mu = 1 - \frac{1}{\frac{b}{a} + 1,5} = \frac{\frac{b}{a} + 0,75}{\frac{b}{a} + 1,5}. \quad (8)$$

Jest to wzór dokładny. Używać go będziemy do kładek.

2. Jeżeli ciężarem ruchomym jest ciężar skupiony, to ustawimy go w środku rozpiętości a . Obciążeniem wtórnym jest trójkąt o podstawie a i wysokości M_0 , którego powierzchnia:

$$2R_a = \frac{1}{2}M_0a,$$

zatem:

$$6D = 1,5M_0a$$

według (3):

$$-\frac{M'}{M_0} = \frac{1,5a}{3a+2b} = 0,75 \left(\frac{b}{a} + 1,5 \right)$$

zaś według (7) i (4):

$$\mu = 1 - \frac{0,75}{\frac{b}{a} + 1,5} = \frac{\frac{b}{a} + 0,75}{\frac{b}{a} + 1,5}. \quad (9)$$

3. Jeżeli obciążeniem ruchomym jest pewien szereg ciężarów skupionych albo szereg ciężarów skupionych i tłum ludzi (np. walec i tłum ludzi przed i za walcem), to dla wywołania największego momentu obciążamy przęsło środkowe, przyczem największe ciężary ustawiamy na środku przęsła. Obciążenie to będzie więc miało charakter pośredni pomiędzy ciężarem

jednostajnie rozłożonym a pojedynczym ciężarem skupionym. Możemy tu więc przyjąć wzór pośredni pomiędzy (8) i (9) czyli:

$$\mu = \frac{\frac{b}{a} + 0,625}{\frac{b}{a} + 1,5} \dots \dots \dots (10)$$

Stosunek $\frac{b}{a}$ waha się w praktyce od 0,5 do 1. Jeżeli przyjmujemy wartość najmniejszą $\frac{b}{a} = 0,5$ to największe wahania licznika wyrazu (10) mogą być teoretycznie $1,125 \pm 0,125$ czyli ok. 11%. Dla $b=a$ największy błąd teoretycznie możliwy wynosi 7,7%. W praktyce jednak błąd będzie znacznie mniejszy.

Zdawałoby się, że układ 2 ciężarów skupionych $2P$ równych i możliwie dalekich od siebie, ale tak, żeby moment ich nie był mniejszy niż moment jednego ciężaru $\frac{1}{4}Pa$, najmniej daje się rozpatrywać jako wypadek pośredni między 1) i 2), gdyż tu równanie (2) jest najbardziej dalekie od prawdy, a więc i równanie (4) najmniej uzasadnione. Otóż w tym wypadku otrzymujemy prawie dokładnie wzór (10) z dodaniem w liczniku 0,65 zamiast 0,625.

Przykład.

Most drogowy. Odstęp dźwigarów 0,75:

$$a = 7 \text{ m}, \quad M_0 = 9,7 \text{ tm},$$

$$b = 6 \text{ m},$$

$$b : a = 6 : 7 = 0,86,$$

według wzoru (10):

$$\mu = \frac{0,86 + 0,625}{0,86 + 1,5} = \frac{1,485}{2,46} = 0,62.$$

Według (7) $M = 0,63 \cdot 9,7 = 6,1 \text{ tm}$.

Wartość dokładna jest 6,2 tm. Błąd wynosi 1,6%.

Jeżeli przekrój pręseł skrajnych jest inny niż pręseł środkowego, a odpowiednie momenty bezwładności są I_a i I_b , to w równaniach 1 i 2 zamiast b należy wstawić rozpiętość zastępczą:

$$b' = b \frac{I_a}{I_b}.$$

Jeżeli także obciążenie jednostkowe w polu skrajnym jest inne, g' , to równanie (6) przyjmie postać:

$$M' = -\frac{1}{4} \frac{g a^3 + g' b' b^2}{3 a + 2 b'}, \quad \text{zaś } M = \frac{1}{8} g a^2 + M'.$$

Dla ciężaru ruchomego $R_0 = 0$, zatem nierówność momentów bezwładności poszczególnych pręseł uwzględnia się zastępując we wzorach (8), (9) i (10) b przez b' czyli $\frac{b}{a}$ przez $\frac{b}{a} \frac{I_a}{I_b} = \varphi$, więc:

$$M = M_0 \frac{\varphi + 0,625}{\varphi + 1,5}.$$

Wiadomości z literatury technicznej

Budownictwo wodne

Zakład o sile wodnej Bonneville na rzece Columbji. Po zakończeniu się „prosperity“ w Ameryce i w czasie szalonego wzrostu bezrobocia, postanowiono, jako jedną z prac w celu zwalczania go, rozbudowę sił wodnych rzeki Columbia od granicy kanadyjskiej aż do ujścia. Zakładów będzie 10, moc wszystkich wyniesie 8 milionów kW, a koszt 770 milionów dolarów. Zakłady te są, licząc od ujścia rzeki w górę: 1. Bonneville (w budowie), 2. The Dalles, 3. John Day Rapids, 4. Umatilla Rapids, 5. Priest Rapids, 6. Rock Island (wybudowany w 1930 r.), 7. Rocky Reach, 8. Chelan, 9. Forster Creek, 10. Grand Coulee (w budowie).

Zakład Bonneville obejmuje: 1. Zamknięcie głównego ramienia Columbji jazem, w całości 52 m wysokim i 274,5 m długim. Część dolna, stała, posiada 55 m szerokości, a prócz tego podłoże 30,5 m szerokie; część górna stanowi jaz ruchomy zasuwowy (każda zasuwka ma 233 m² powierzchni i ciężar 180 t). Boczne ramię zamyka sam zakład turbinowy, w którym przewidziano 10 jednostek turbinowych Kaplana po 60.000 HP.). 3. Zamknięcie pośredniczące stanowi cienki mur żelbetowy, 36,6 m wysoki, o podstawie 27,5 m szerokiej. Niezależną jest dotąd sprawa zamknięcia idącego przez wyspę Bradford, oddzielającą obydwie ramiona. Czynnikiem tu studja nad odpowiednim uszczelnieniem gruntu.

Rzeka Columbia jest potężnym strumieniem prowadzącym od 3640—9420 (średnio 7000) m³/sek średniej wody; wielka woda z r. 1894 wynosi 33.230 m³/sek, światło przepływu oznaczono jednak

dla przepływu o $\frac{1}{3}$ większego, tj. 45.400 m³/sek. Średni spad użyteczny zakładu wynosi 10 m, waha jednak od 6 do 21,4 m. Generatory mają dać łącznie 430.000 kW.

Szczególną uwagę zwrócono na przejścia dla ryb, gdyż roczny obrót rybactwa i przemysłu konserwowego wynosi tu 8—10 milionów dolarów. Wykonano więc 3 wielkie przepusty dla ryb, o basenach 9 m szerokich, 5 m długich i stopniach 0,3 m wysokich, a prócz tego 4 śluzy dla ryb, które mogą łącznie przetransportować przymusowo 400.000 ryb na dobę.

Żegluga na rzece była dotąd, jak mówi sprawozdawca, „prawie nie warta gadania“ (zapewne w rozmiarach amerykańskich). Mimo to ma tu być wykonana śluza komorowa o komorze 153 m długiej, 23 m szerokiej i 8,25 m głębokiej. Spad śluzy dochodzi przy małej wodzie do 20,1 m, a wrota wsporne dolne będą miały wysokość 31,1 m, przyczem ciśnienie wody na jedno skrzydło wyniesie 6750 ton. Będzie to zatem śluza o największym spadzie na świecie; żądanie wykonania znacznie większej śluzy nie zostało zaakceptowane. Dr. M. M.

Koleje

O kolejach linowych wiszących, jako jednym z najtańszych środków przewozowych, zamieszcza artykuł inż. Eugenjusz Raabe w *Inżynierze Kolejowym* (zeszyty 5 do 7 z r. 1935).

Autor podaje genezę historyczną tych kolejek, omawia rodzaje konstrukcji i wydajność, opisuje założenia, urządzenia i części składowe. Z artykułu dowiadujemy się, że dla ruchu osobowego istnieje

kolei linowych: w Austrii 9, Francji 10, Hiszpanji 2, Niemczech 5, Norwegji 1, Szwajcarji 4, Italji 17, Japonji 2, Afryce południowej 1, Czechosłowacji 1 (w projekcie), Polsce 1 (w projekcie).

W części III artykułu (str. 203) podaje inż. Raabe opis projektu kolei linowej wiszącej dla ruchu osobowego z Kuźnic na Kasprowy Wierch, składającej się z dwóch, niezależnych od siebie odcinków: Kuźnice (na wysokości 1036 m n. p. m.) do Turni Myślenickiej (1368 m w.) i stąd jako stacji postojowej na Kasprowy Wierch (1937 m w.). Ze stacji kolei normalno-torowej Zakopane do Kuźnic droga autobusowa wynosi 3,7 km.

Charakterystykę projektowanej kolejki podaje następujące zestawienie:

	I odcinek Kuźnice- Turni Myślenickie	II odcinek T. M. Kasprowy Wierch
Długość w poziomie m	1490	2218
„ pochyła m	1970	2300
Różnica poziomów m	332	605
Średnica liny nośnej mm	52	52
Ilość stacyj	2	2
Ilość podpór	7	6
Szybkość jazdy w metrach na sekundę	5	5
Pojemność kabiny — osób	30+1	30+1
Moc silnika — K. M.	80	110
Wzniesienie linii maksym. ‰	20,8	31,4

Całkowite koszty budowy projektowanej kolejki wyniosą 1,850.000 zł., co przy kosztach przejazdu liną tam i z powrotem po 5 zł. pozwoli na zamortyzowanie kapitału zakładowego w ciągu pięciu lat.

Wisząca kolej linowa nie może przedstawiać zniszczenia piękna przyrody, a tylko ją urozmaica, zresztą z oddali na tle zieleni staje się ona niewidoczną; niesprawiając hałasu, niezamąca ciszy górskiej. Całość artykułu ilustruje 71 rysunków.

Przeróbka parowozów. W celu uniknięcia kosztownej budowy nowych parowozów szybkobieżnych koleje francuskie przebudowują je z przystosowaniem do większych szybkości. Parowozy o szybkości 75—80 km na godzinę przerabia się na szybkość 80—120 km/godz. przez: zwiększenie ciśnienia pary, ulepszenie rozdziału pary celem umniejszenia strat między przepustnią a cylindrami parowemi; przeróbkę suwaków cylindra niskiego ciśnienia; zmniejszenie przeciwcisnienia i osiągnięcie lepszego ciągu w dymnicy; podwyższenie temperatury przegrzanej pary i stosowanie podgrzewania zasilającej wody. *Railway Gazette* podaje, że przeróbki takie z korzystnymi rezultatami przeprowadzają koleje Paryż-Lyon-Mediteran, północna i państwowa.

Podatki a koleje. W Stanach Zjednoczonych A. P. opodatkowanie kolei jest znaczne i płaci się je na rzecz Stanów i gmin, Rządu federalnego i Stanów granicznych. Wpłacono mianowicie w dolarach: w r. 1890: 31,207.469; w r. 1910: 105,854.866; w r. 1920: 298,942.588; 1929: 419,179.204; 1930: 369,339.215; 1931: 322,629.206; 1932: 292,709.232. Od r. 1929 wpłaty podatkowe maleją, gdyż spadają dochody kolei. W roku 1932 dzieliły się podatki kolei pierwszorzędnym na 262,705.596 dolarów na potrzeby Stanów i gmin; 11,925.446 dolarów na potrzeby Rządu federalnego i 504.377 na okręgi graniczne. *Archiv für Eisenbahnesen*, 3/1934.

Inż. A. W. Krüger.

Żelazobeton

Niebezpieczeństwo rdzewienia przy zastosowaniu teorii plastyczności omawia Dr. Borisch w *Bet. u. Eisen* (1933, str. 220). W żelbecie zastosowuje się tę teorię wyłącznie przy ciągłych powalach żebrowych, przyczem można uniknąć zwiększenia uzbrojenia w granicach momentów ujemnych. Autor udowadnia, że wtedy jednak przy obciążeniu użytkowem naprężenia są większe od dopuszczalnych, co sprzyja tworzeniu się szerokich pęknięć i powoduje rdzewienie.

Przepisy angielskie z r. 1934 omawia Dr. Emperger w *Bet. u. Eisen* (1934, str. 224). Przepisy przyjmują kostkę 15-centymetrową. Naprężenie dopuszczalne betonu przyjmuje $\frac{W_b}{3}$ i W_b według sto-

sunku mieszaniny i według istniejącej kontówki betonu. Dla stali zwykłej dopuszcza się 1266 kg/cm² dla stali wyborowej musi być wyznaczona granica ciastowatości a $\sigma_s = 0,45 K_s$ — największe $\sigma_s = 1758 \text{ kg/cm}^2$ dla $K_s = 3900 \text{ kg/cm}^2$. Dla obliczenia słupów przyjęto zasadę dodawania, przyczem $\gamma = 2$, a więc mniejsze, niż w Niemczech.

Stali „Isteg“ poświęca lipcowy numer *Cementu* aż 3 artykuły, zalecając jej zastosowanie. Ja przeciwnie zalecałbym wielką ostrożność w jej użyciu, bo, jak wiadomo, cała oszczędność uzyskuje się tu sztucznem podwyższeniem granicy ciastowatości, a nie jest jeszcze zbadane, o ile to podwyższenie jest trwałe i o ile ono może zaniknąć zupełnie pod wpływem różnych czynników, jak pożar, dłuższy okres czasu.

Krytykę obecnej teorii żelbetu podjął inż. Dumas w *Ann. des ponts et chaussées* (1933 I. str. 102). Autor wykazuje powody, dlaczego teoria obecna jako przybliżona nie daje wyników zawsze zgodnych z doświadczeniami. Autor przypomina, że właściwie niema wytrzymałości na ciśnienie, bo złamanie przy ścisnieniu następuje albo wskutek ścinania, albo ciągnięcia. Przypomina, że beton nie znosi większych wydłużeń, że o ile chodzi o położenie osi obojętnej i ugięcia przy zginaniu musimy uwzględnić beton ciągniony. Należy też uwzględnić zmniejszenie wytrzymałości wskutek powtarzanych obciążeń. Dlatego nie powinniśmy się dziwić, jeżeli doświadczenia wykazują naprężenia mniejsze od obliczonych, a głównem dążeniem powinno być uzyskanie odpowiedniego współczynnika bezpieczeństwa ze względu na złamanie. *Dr. M. Thullie.*

Budownictwo żelazne

Doświadczenia ze stalą chromowo-miedzianą i z połączeniem nitami omawia M. Martinet w *Ann. des ponts et chaus.* (1933 I., str. 419). Chodzi tu o stal Ac 54 dla blach, Ac 50 dla nitów, które we Francji wyrabiają tylko z domieszką chromu i miedzi. Autor wykonał liczne doświadczenia, aby zbadać wszystkie właściwości nowego materiału. Stwierdził on, że granica ciastowatości tego materiału leży najniżej przy 360 kg/cm² i proponuje przyjmować naprężenie dopuszczalne 1800 kg/cm² bez uwzględnienia wiatru. Takie naprężenie wydaje mi się za wysokie. O ile cena tej stali nie będzie za wysoka, można spodziewać się pewnej oszczędności ze względu na zmniejszenie ciężaru mostu. Co do

nitów ze stali chromowo-miedzianej stwierdzono, że tarcie nitów jest tu mniejsze, niż dla nitów ze stali zwykłej, w obu wypadkach jednak nie przeszkadza przesunięciu się nitów tak, że liczyć należy na ciśnienie na ściankę dziury i na ściskanie nitu. Malowanie blach zmniejsza tarcie. Przy obliczeniu nitów należy być tem ostrożniejszym, że doświadczenie stwierdza, że siła rozdziela się bardzo niejednostajnie na nity i tak w pewnym wypadku nity skrajne były naprężone 1400 kg/cm^2 , sąsiednie 9900 kg/cm^2 a średnie 5960 kg/cm^2 .

Dr. M. Thullie.

Recenzje i krytyki

Hauswald Edwin, Prof. Polit. Lwowskiej, „Organizacja i Zarząd“. Lwów, 1935. Nakł. Kom. Wyd. Kół Naukowych i Tow. Bratn. Pom. Stud. Polit. Lwowskiej.

Postęp poszczególnych działów nauki przygotowuje się stopniowo i w tym przygotowanym stanie trwa do czasu, a z nadejściem odpowiedniej epoki zaczyna się przejawiać równocześnie w rozmaitych ośrodkach kultury. Przykładem tego procesu jest rozwój jeszcze stosunkowo młodej gałęzi wiedzy inżynierskiej, jaką jest nauka o organizacji i zarządzie.

Mylnem jest rozpowszechnione wśród laików mniemanie, jakoby całość tej nauki była do zawdzięczenia Amerykanom. Stany Zjednoczone, które dzięki wspaniałemu rozwojowi swego przemysłu stanowiły pierwszorzędną teren doświadczalny dla tej dziedziny wiedzy i pierwsze z jej zastosowań na wielką skalę korzystały, wydały w rzeczy samej szereg znakomitnych jej badaczy, bynajmniej jednak pola tego nie zmonopolizowały. W czasie, kiedy w Ameryce zaczynali dopiero działać klasycy „naukowej organizacji“, na ziemiach polskich również już powstały ośrodki twórczej pracy w tej dziedzinie.

Autor omawianego dzieła jest jednym z pionierów nauki o organizacji i zarządzaniu w Polsce. W r. 1903 obejmując stanowisko Profesora w Politechnice Lwowskiej, posiadał już doświadczenie w tej dziedzinie, zdobyte w ciągu praktycznej działalności w przemyśle niemieckim, i od tego czasu nieprzerwanie przetwarzał to doświadczenie na system i metodę. Równocześnie, śledząc postępy, jakie czyniono za granicą, zbierał je, i w jedną, organiczną składał całość.

Omawiane dzieło, które jest owocem przeszło trzydziestoletniej pracy, jakkolwiek zamyka w sobie całość dzisiejszej wiedzy o organizacji i zarządzie, nie jest w żadnym, nawet najbardziej dodatniem znaczeniu kompilacją; tworzy ono silnie zrośniętą, organiczną całość, jaką dać może tylko wieloletnie kultywowanie ulubionej dziedziny. Całość tę spaja indywidualne ujęcie rzeczy przez Autora, którego twórcze przyczynki spotyka się na każdym miejscu. Liczne rozdziały są w całości rezultatami własnych Jego dociekań.

W ramach krótkiego bibliograficznego sprawozdania trudnoby było podejmować systematyczne omówienie poszczególnych rozdziałów, ograniczę się przeto do pewnego wyboru najważniejszych ostrzeżeń, jakie nasunęły mi się przy przeglądaniu dzieła. W rozdziale 13-tym, (Zagadnienie pracy i wynagrodzenia) zwraca uwagę głęboko filozoficzne

podejście do tematu; w rozdziale 20-tym (Produkcja, sprawność i wydajność) zaznacza się dążność do ścisłości i precyzji w określaniu pojęć, dotychczas przez wielu autorów dość luźnie używanych; rozdział 34-ty (Ogólne zasady kierownictwa) podaje wyniki nader przenikliwej i gruntowej analizy. Wymienione rozdziały stanowią dotychczas jeszcze drukiem nie ogłaszane oryginalne opracowania Autora. Również niepublikowanym dotychczas jest materiał rozdziału 25-go (Harrington Emerson i jego zasady sprawności). Rozdział 11 ty (Zarząd), został potraktowany tak treściwie, że właściwie stanowi tylko dyspozycję do osobnej większej pracy; jakoż istotnie temat to, którego obszerniejsze rozwinięcie musiałoby zwiększyć objętość dzieła o połowę.

Wartości dzieła, wynikającej z indywidualnego ujęcia tematu nie umniejszała przebijająca się w wielu miejscach tendencja do daleko posuniętej treściwości, spowodowana niewątpliwie przez obecne trudności wydawnicze. Treściwość tę wynagradzają liczne odсылaczce do artykułów publikowanych w prasie technicznej, oraz umieszczony na końcu książki spis odnośnych dawniejszych prac Autora.

Doniosłość książki Prof. Hauswalda, zamierzonej jako podręcznik dla studentów politechniki, przekracza o wiele pierwotne swe przeznaczenie. Książka ta powinna zaleść się nie tylko w rękę każdego inżyniera czynnego w praktyce przemysłowej; powinien również poznać je każdy, kto się interesuje zagadnieniami inżynierskiej ekonomii.

Pisanie podręczników nie jest wogóle pracą wdzięczną; nie jest nią szczególnie w czasach dzisiejszych. To też za obywatelski czyn podjęcia i doprowadzenia do skutku wydawnictwa „Organizacji i Zarządu“ należy się Szanownemu Autorowi uznanie całej polskiej społeczności inżynierskiej.

Witold Aulich.

Sprawy Towarzystwa

Protokół z posiedzenia Wydziału Głównego
P. T. P. z dnia 23. IX. 1935 r. Obecni: Prezes Inż. St. Rybicki, Wiceprezesi: Rektor Dr. Otto Nadolski, Inż. Prachtel-Morawiański i 10 Członków Wydziału.

1. Protokół z ostatniego posiedzenia z dn. 9. IX. po odczytaniu przyjęto.

2. Sprawy personalne. Odczytano pismo Inż. Bronarskiego, w którym rezygnuje z godności członka Wydziału Głównego i zast. skarbnika ze względu na zły stan swego zdrowia. Na wniosek Prezesa Inż. Rybickiego kooptowano Dr. Wilczkiewicza na członka Wydziału Głównego i uproszono do pełnienia funkcji zast. skarbnika, a Inż. Zielskiego zaproszono do objęcia stanowiska administratora *Czasopisma Technicznego*.

3. Wnioski Sekcji Ogólnej.

Na wstępie Rektor Dr. Nadolski podaje do wiadomości Wydziału przebieg obrad Rady Głównej N. O. I. w dn. 17. XI. b. r. w Warszawie. Prezes Inż. Rybicki dziękuje imieniem Wydziału Rektorowi Dr. Nadolskiemu za reprezentowanie Towarzystwa na Zjeździe. W dyskusji nad powyższym sprawozdaniem zabierali głos: Inż. Nosowicz i Inż. Wierz-

biański, poczem uchwalono wniosek Inż. Marynowskiego uzupełniony przez Prezesa Inż. Rybickiego: Wydział Główny postanawia zaproponować Zarządowi N. O. I. tymczasowe ustalenie wysokości wkładek na 1 zł. rocznie od członka.

4. Memorjał o zwalczaniu bezrobocia inżynierów.

Prof. Inż. Hauswald jako ko-referent przedyskutował cały referat po wprowadzeniu uzupełnień uzgodnionych z referentem Inż. Ciechanowiczem.

Po wprowadzeniu uzupełnień zgłoszonych przez Inż. Nosowicza, Prezesa Inż. Rybickiego, Inż. Prachtla Morawiańskiego, Rektora Dr. Nadolskiego i Inż. Bluma, uchwalono przyjęć powyższy memorjał i rozesłać czynnikom kompetentnym.

Prezes Inż. Rybicki dziękuje imieniem Wydziału Inż. Ciechanowiczowi, Prof. Hauswaldowi i Sekcji Ogólnej P. T. P. za opracowanie memorjału.

Wnioski Sekcji Ogólnej. a) Zarząd Sekcji Ogólnej prosi Wydział Główny o wyrażenie zgody, ażeby delegaci P. T. P., którzy brali udział w Zjeździe delegatów Zrzeszeń Technicznych w Warszawie w dniu 16. czerwca b. r., byli łaskawi zreferować przebieg obrad Zjazdu na najbliższym środowym zebraniu.

Zarząd Sekcji Ogólnej wyraża opinię, że taki referat może przyczynić się do ożywienia pulsu życia w P. T. P. szczególnie wśród młodszych kolegów, którzy interesują się zamierzeniami organizowania zawodu inżynierskiego.

W dyskusji nad powyższym wnioskiem zabierali głos Prezes Inż. Rybicki, Inż. Nosowicz, Rektor Dr. Nadolski i Inż. Wierzbiański, poczem uchwalono zwołać komisję w składzie: Rektor Dr. Nadolski, Inż. Blum, Inż. Nosowicz, Prof. Hauswald, Prof. Dr. Matakiewicz, Prof. Zipser, Inż. Chmielewski, Inż. Welczner, Inż. Ciechanowicz, Inż. Kozłowski i Inż. Marynowski, której zadaniem będzie rozpatrzenie celu i zadania N. O. I., przedyskutowanie programu N. O. I., a następnie po rozesłaniu Statutu N. O. I. urządzić zebranie członków P. T. P. i na niem omówić całokształt spraw w łączności z: wystąpieniem P. T. P. ze *Z. P. Z. T.* i wstąpieniem do N. O. I.

b) Zarząd Sekcji Ogólnej zwraca się z wnioskiem do Wydziału Głównego, ażeby w r. 1937, jako w 60-letnią rocznicę istnienia P. T. P. odbyć zjazd pod hasłem pracy gospodarczej, analogicznie jak się to stało w r. 1927.

Wobec ogromu zamierzonej pracy, byłoby może wskazane, ażeby rozpocząć ją już w jesieni b. r.

Po dyskusji uchwalono sprawę Zjazdu poruszyć na Zjeździe N. O. I. i zwołać w odpowiednim czasie komisję, która tą sprawą się zajmie.

c) Zarząd Sekcji Ogólnej zgłasza uchwalony przez siebie wniosek kol. Krasuckiego, aby w związku z objawem zmniejszenia się liczby członków P. T. P. i osłabienia stanowiska P. T. P. wobec Związku Zrzeszeń Technicznych i w pracy społecznej — został opracowany referat propagandowy, który byłby wygłoszony we Lwowie, oraz w innych miastach, będących skupieniem większej ilości inżynierów.

Zwiększona tą drogą ilość członków P. T. P. Sekcja Ogólna wskazuje jako jeden ze sposobów umożliwiających obniżenie wkładek.

Sekcja Ogólna zgłasza ewentualną współpracę w powyższej sprawie.

W dyskusji nad powyższym wnioskiem zabierali głos: Prezes Inż. Rybicki, Inż. Wierzbiański i Inż. Nosowicz, poczem uchwalono wniosek Inż. Marynowskiego „Wydział Główny porucza Sekcji Ogólnej opracowanie referatu ramowego — a sprawą obniżenia wkładek zajmie się komisja w tym celu powołana.

d) Zarząd Sekcji ogólnej zgłasza uchwalony przez siebie wniosek Kol. Paszkiewicza, ażeby uprosić Wydział Główny o zwrócenie się do Rektoratu Politechniki Lwowskiej o dostarczenie listy inżynierów, wychowanków Politechniki Lwowskiej, którzy złożyli egzamin dyplomowy od r. 1900.

Lista ta jest potrzebna jest do stworzenia ewidencji inżynierów na terenie Małopolski Wschodniej.

Rektor Dr. Nadolski oświadczył, że poleci Sekretarjatowi Politechniki ułatwić sporządzenie spisu inżynierów dyplomowanych od r. 1900.

e) Wniosek w sprawie utworzenia lokalu klubowego dla członków P. T. P. został załatwiony na ostatnim posiedzeniu Wydz. Gł. dn. 9. IX. b. r., w związku z czem uchwalono wniosek Inż. Marynowskiego, aby Sekcja Ogólna opracowała wspólnie z zainteresowanymi członkami Wydziału kosztorys na urządzenie lokalu klubowego.

f) Zarząd Sekcji Ogólnej prosi o przyspieszenie załatwienia dawniej złożonego Wydziałowi Głównemu referatu Kol. Paszkiewicza o „Bibliotekach przy Urzędach Technicznych“.

Wskutek nieobecności referenta Inż. Paszkiewicza sprawę odroczone.

Na tem posiedzenie zamknięto.

TREŚĆ: Memorjał wystosowany do Pana Prezesa Rady Ministrów w sprawie organizacji służby technicznej państwowej i samorządowej. — Inż. R. Szewalski: Regulacja ilości obrotów silnika przy pomocy sprężyn dodatkowych regulatora. (Ciąg dalszy). — Doc. Dr. Inż. A. Chmielowiec: Praktyczne wzory dla belki ciąglej trójprzęsłowej symetrycznej. — Wiadomości z literatury technicznej. — Recenzje i krytyki. — Sprawy Towarzystwa.

Adres Redakcji i Administracji:

Lwów, ul. Zimorowicza 1. 9.

Konto P. K. O. 151.857.

Telefon Nr. 226-60.

Prenumerata kwartalna wynosi z przesyłką poczt. w kraju **8 zł.**

Numer pojedynczy kosztuje: **1 zł. 60 gr.**

Ogłoszenie jednorazowo na $\frac{1}{1}$ str.	Zł. 240
„ „ „ $\frac{1}{2}$ „	140
„ „ „ $\frac{1}{4}$ „	80
„ „ „ $\frac{1}{8}$ „	50
„ „ „ $\frac{1}{16}$ „	30

Ogłoszenia na miejscach uprzywilejowanych, specjalnie rezerwowanych: o 25% drożej. Przy ogłoszeniach powtarzanych lub stałych, odpowiednie opusty.

Redaktor naczelny i odpowiedzialny Inż. Dr. W. Anlich.

Nakładem Polskiego Tow. Politechnicznego we Lwowie.