

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

TREŚĆ:

- Projekt ISA międzynarodowych tolerancji metrycznych, nap. Prof. N. N. Sawin, członek Podkomisji międzynarodowych tolerancji.
- Wzory na przepływ wody w kanałach otwartych i przewodach zamkniętych, nap. Dr. K. Pomianowski, Profesor Politechn. Warsz.
- Nowsze urządzenia przeładunkowe w portach morskich (c. d.), nap. Inż. I. Brach.
- Wartość siły podłużnej podczas powstawania wyboczenia, nap. K. F. Vetulani.
- Przegląd pism technicznych.

SOMMAIRE:

- Projet de l'ISA du système métrique international des tolérances, par M. le Professeur N. N. Savine, membre de la Sous-commission internationale des tolérances.
- Sur les formules relatives à l'écoulement d'eau dans les canaux ouverts et dans les tubes par M. K. Pomianowski, Dr. Professeur à l'Ecole Polytechnique de Varsovie.
- Nouveaux appareils de levage et manutention dans les ports maritimes (suite), par M. I. Brach, Ingénieur.
- La valeur de la force longitudinale au moment de flambement, par M. K. F. Vetulani.
- Revue documentaire.

Projekt ISA międzynarodowych tolerancji metrycznych.

Napisał Prof. N. N. Sawin, członek Podkomisji tolerancji międzynarodowych.

Projekt międzynarodowych tolerancji metrycznych, opracowany przez Podkomisję fachowców—przedstawicieli 5-ciu krajów przemysłowych, został już rozesłany obecnie przez sekretarjat ISA 3 do wszystkich towarzystw normalizacyjnych, należących do ISA. W połowie maja r. b. odbędzie się w Kopenhadze zjazd delegatów ISA, który ma uchwalić ostateczne brzmienie tych norm.

Za podstawę projektu wzięto uchwały zjazdu ISA w Pradze dn. 22 października 1928 r.:

1. Międzynarodowy układ tolerancji powinien być asymetryczny, o granicznej linii zerowej.
2. Temperatura odniesienia dla przyrządów pomiarowych wynosi 20°C.

Prócz tego wzięto pod uwagę, przy opracowywaniu projektu, życzenia zjazdu w Pradze co do możliwego zapewnienia zamienności nowych norm międzynarodowych z istniejącymi oraz co do tego, by członkowie Podkomisji brali udział w pracy nie w charakterze przedstawicieli przemysłów narodowych, lecz w charakterze rzeczoznawców-fachowców.

Już na samym początku prac Podkomisji powstała trudność znalezienia kompromisu pomiędzy istniejącymi normami tolerancji w całym obszarze średnic od 1 do 500 mm. Postanowiono tedy podzielić pracę na 2 części: tolerancje do 180 mm i tolerancje średnic większych, ograniczając początkowe stadium prac do średnic do 180 mm, jako najbardziej potrzebnych w praktyce i najbardziej zbadanych. Większe średnice są obecnie w stadium badań i doświadczeń.

Co się tyczy podziału obszaru średnic na grupy, wewnątrz których pozostają tolerancje bez zmian, to projekt przewiduje schemat, stosowany w praktyce w 11 państwach, mianowicie:

1 3 6 10 18 30 (40) 50 (65) 80 (100) 120 (150) 180 mm.

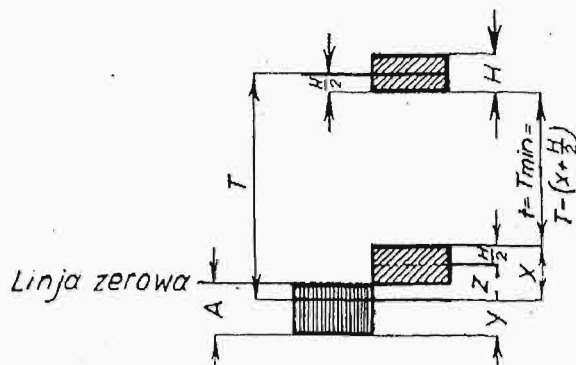
Liczby podane w nawiasach: 40, 65, 100 i 150 zaleca się stosować w razach wyjątkowych.

Zarówno na początku, jak i w końcu swych prac, była Podkomisja tego zdania, że prawo zależności tolerancji i luzów od średnicy jest sprawą podrzędną i że zależność ta nie powinna być ograniczona zgóry ustaloną formułą. Przyjęte w różnych układach narodowych formuły budowy układu tolerancji bynajmniej nie wyrażają prawa nieśpornego, uzasadnionego naukowo, lecz jedynie próbę ujęcia różnych danych doświadczalnych w postać matematyczną. Liczbowe tedy wartości tolerancji i luzów międzynarodowego układu teoretycznego ustalono na podstawie danych praktyki zastosowania tolerancji w europejskich wytwórniach budowy maszyn, biorąc pod uwagę możliwość pracy w przyszłości z jeszcze większą dokładnością.

Uwzględniając różnorodność wytwórczości mechanicznej, Podkomisja była zawsze zdania, że należy utrzymać równoległe układy stałego otworu i stałego wału.

Zagadnienie, czy liczbowe dane tabel powinny oznaczać odchyłki sprawdzianów roboczych, czy też odbiorczych, dyskutowano wielokrotnie. Ponieważ

sprawdziany odbiorcze (Abnahmelehren, acceptance gauges, calibres de contrôle), t. j. sprawdziany specjalne do kontroli wyrobów przez agentów odbiorczy, mają w praktyce zastosowanie nader ograniczone, przeto postanowiono uważać wartości podane w tabelach za odnoszące się do sprawdzianów roboczych (Arbeitslehren, working gauges, calibres de fabrication), t. zn. do sprawdzianów, które stosuje robotnik przy wykonaniu wyrobów; przy tem dane tabelaryczne wskazują wymiary nominalne (Sollmass, nominal size, cote nominale) tych sprawdzianów, albo — inaczej mówiąc — idealne wymiary graniczne wyrobu. Wymiary liczbowe sprawdzianów odbiorczych będą ustalone przez Podkomisję później.



Rys. 1.

Również wiele uwagi poświęciła Podkomisja sprawie wielkości i położenia tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów, w związku z zagadnieniem zamienności wyrobów i z kwestją charakterystyki pasowań (klas). Uznano jednogłośnie za pożądane wprowadzenie już teraz zmniejszenia wielkości tych tolerancji do najdalejszego możliwego praktycznie minimum, ażeby zbliżyć rzeczywiste wymiary sprawdzianów nowych i zużytych do ich wartości nominalnych. Prócz tego, przewidując postęp w wyrobie sprawdzianów zarówno w kierunku większej dokładności, jak i w kierunku większej odporności ich powierzchni roboczych na zużycie, zaproponowano poddać te tolerancje rewizji po upływie 10 lat. Uwzględniając obecną praktykę wyrobu sprawdzianów i istnienie dużych zapasów starych sprawdzianów, uchwalono podzielić tolerancję sumaryczną na wykonanie i zużycie strony odbiorczej sprawdzianów w obie strony od wymiaru nominalnego nieco niesymetrycznie, jak to obrazuje schemat na rys. 1. Tu oznacza T — tabelaryczną (nominalną) tolerancję wyrobu, a $t = T_{min}$ — tolerancję minimalną, H — tolerancję wykonania, A — tolerancję zużycia strony odbiorczej. Wymiar x określa położenie wymiaru nominalnego strony odbiorczej nowego sprawdzianu, po którego obu stronach mieści się symetrycznie tolerancja wykonania. Wymiary x i y są to pomocnicze wartości obliczeniowe, przy czem y stanowi miarę największego dopuszczalnego zużycia strony odbiorczej sprawdzianu. Ten ostatni wymiar jest już dziś doprowadzony do najmniejszej możliwej wartości, przytem wytwórcom sprawdzianów zaleca się dalsze jego zmniejszenie do zera, w związku z ulep-

szaniem własności tworzywa pod względem odporności na zużycie.

Zarówno w Podkomisji, jak we francuskiej literaturze technicznej, wypowiadano niejednokrotnie obawy, że przyjęty w projekcie ISA sposób rozłożenia tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów, pozwalający na wymiary wyrobów większe od tabelarycznych przy sprawdzaniu ich sprawdzianami zużytymi i czyniący tabele do pewnego stopnia fikcyjnymi, może szkodzić samej zasadzie zamienności. Rozpatrzmy nieco szczegółowiej te ważne sprzeczki.

Istotnie, w razie przypadkowego spotkania się wykonanej według największego dopuszczalnego wymiaru strony brakowej sprawdzianu robocznego z użytą do najwyższej dopuszczalnej granicy stroną odbiorczą, sprawdzony takim sprawdzianem wyrób może mieć wymiar T_{max} , przewyższający podany w tabeli T , jak to wynika z rys. 2a. Dla uniknięcia tego, trzeba byłoby: albo 1) powiększyć wymiary tabelaryczne (nominalne) T wszystkich tolerancji do T_{max} , pozostawiając poprzednie rozmieszczenie tolerancji i poprzednią minimalną tolerancję t , rys. 2b, albo też 2) umieścić tolerancje wykonania i zużycia wewnątrz pola tolerancyjnego według tabeli T , zmniejszając tem samem minimalną tolerancję t , rys. 2c.

Przedewszystkiem należy wskazać, że przypadkowe spotkanie się zupełnie zużytej strony odbiorczej sprawdzianu z wykonaną w wymiar graniczny stroną brakową zdarza się rzadko; poza tem w warsztatach przyjęto oddawać sprawdziany robocze po zużyciu ich strony odbiorczej do $\frac{1}{2}$, najwyżej do $\frac{2}{3}$ zużycia dopuszczalnego, do dyspozycji organu rewizyjnego warsztatu; wreszcie występująca dziś tendencja wytwórców sprawdzianów do zmniejszania tolerancji ich wykonania i zużycia pozwala spodziewać się w najbliższej przyszłości znacznego zmniejszenia różnicy teoretycznej $T_{max} - T$. Z tych wszystkich względów ogólne powiększenie wartości tabelarycznych T do T_{max} , rys. 2b, byłoby nie tyle decyzją uzasadnioną praktycznie, ile ustępstwem wobec teoretycznie przesadzonego niebezpieczeństwa. Co się tyczy drugiego sposobu, mianowicie umieszczenia tolerancji wykonania i zużycia wewnątrz pola tolerancyjnego T wedł. tabel (rys. 2), to tego rodzaju decyzja, zmniejszająca minimalną tolerancję t , jaką rozporządza rzemieślnik, a zatem podrażająca pracę, wydaje się niepożądaną praktycznie.

Ale pozostawiając schemat według rys. 2a, t. zn. dając wyrobom możliwość przechodzenia poza granice pola tolerancji T , przepisane w tabelach, mamy jednakże obawę co do ich zamienności. Rozpatrzmy najbardziej subtelne pasowania przejściowe, wzgl. mieszane (Ruhesitze, transition fits, ajustements incertains), mianowicie suwliwe i przylgowe, w których pola tolerancji dla otworu i dla wału przekrywają się wzajemnie, oraz pasowanie obrotowe ciasne, w którym pola te przylegają blisko do siebie; wykonamy przy tem porównanie wykresne (rys. 3a—b') tych trzech pasowań, mianowicie wzajemnego rozmieszczenia pól tolerancji ich otworu i wału oraz największych i najmniejszych luzów (Spiel, clearance, jeu) i wci-

sków (Übermass, interference, serrage) przy dwóch sposobach rozmieszczenia tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów: sposobie ISA rys. 2a i sposobie 2b, w którym przy tych samych tolerancjach minimalnych t , jak w ISA, wyroby nie mogą przejść poza granicę pola tolerancji dzięki temu, że wartości tabelaryczne są powiększone do wymiarów T_{max} . Przedewszystkiem należy zaznaczyć, że charakter takich pasowań, jak przylgowe i suwliwe, może być utrzymany jedynie w razie bardzo wąskich tolerancji; teoretycznie o ściślejszej i całkowitej zamienności przy tych pasowaniach mówić można tylko przy jednej zupełnie określonej wielkości luzu lub wcisku, t. j. przy tolerancji wyrobu równej zeru. W istocie, pasowanie przylgowe może na jednej swej granicy otrzymać tak duży wcisk, że uzyska charakter pasowania lekko wciskanego, a na drugiej granicy będzie miało typowe cechy pasowania obrotowego; pasowanie suwliwe, odznaczające się tem, że w żadnym razie nie może wykazywać wcisku, ale jednocześnie i cokolwiek znacniejszego luzu, przejść może w pasowanie typowo obrotowe. W praktyce prawdopodobieństwo otrzymania wypadku krańcowego, naprz. przy łączeniu części o wymiarach krańcowych, jest bardzo ograniczone; doświadczenia różnych krajów wykazują, że przeważająca ilość złącz przy takich pasowaniach ma luz (wcisk) zbliżający się do średniego luzu tabelarycznego.

Zdaniem Podkomisji, granice bezwzględnej zamienności określonego pasowania nie mogą być wyznaczone teoretycznie; jedynie na podstawie doświadczenia można ustalić kompromis pomiędzy pożądanem teoretycznie a osiągalnym praktycznie w warunkach wytwórczości współczesnej. Wpierw nim się wybierze jakiegokolwiek pasowanie, należy wyraźnie ustalić dopuszczalne dla projektowanego złącza granice luzów i wcisków, t. j. największy i najmniejszy luz albo największy i najmniejszy wcisk. Różnica największego i najmniejszego luzów daje wartość ogólnej tolerancji, którą należy rozdzielić równomiernie lub nierównomiernie, według wyboru konstruktora, pomiędzy otworem a wałem. Ustalone w ten sposób granice dla otworu i wału nie powinny być w żadnym razie przekroczone; te wymiary graniczne są właśnie „granicami zamienności” (limites d'interchangeabilité, jak mówią Francuzi). Wewnątrz tych tedy, przepisanych przez konstruktora, granic powinny się mieścić sprawdziany robocze wraz z ich tolerancjami wykonania i zużycia i z ich wymiarami tabelarycznymi (nominalnymi).

Wracając do rys. 3a, gdzie pola zakreskowane w ramach oznaczają tolerancje tabelaryczne otworu i wału oraz tabelaryczne luzy i wciski — największe i najmniejsze — trzech pasowań przejściowych: a — przylgowego, b — suwliwego i c —

obrotowego ciasnego, zaś linie przerywane oznaczają zmiany tych pól tabelarycznych odpowiednio do przyjętego w ISA sposobu rozmieszczenia tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów, widzimy, że rzeczywiście pasowanie c ma cechy pasowania b , a to ostatnie — cechy pasowania a . Na rys. 3b przytoczono wykres analogiczny tych samych pasowań: a — przylgowego, b — suwliwego i c — obrotowego ciasnego, z temi samymi tolerancjami minimalnymi i temi samymi tolerancjami wykonania i zużycia sprawdzianów, lecz rozmieszczonymi wewnątrz tolerancji tabelarycznych, powiększonych do wymiarów tolerancji maksymalnych rys. 3a. Łatwo zauważyć z porównania rys. 3a i 3b, że

$$a_1 = b$$

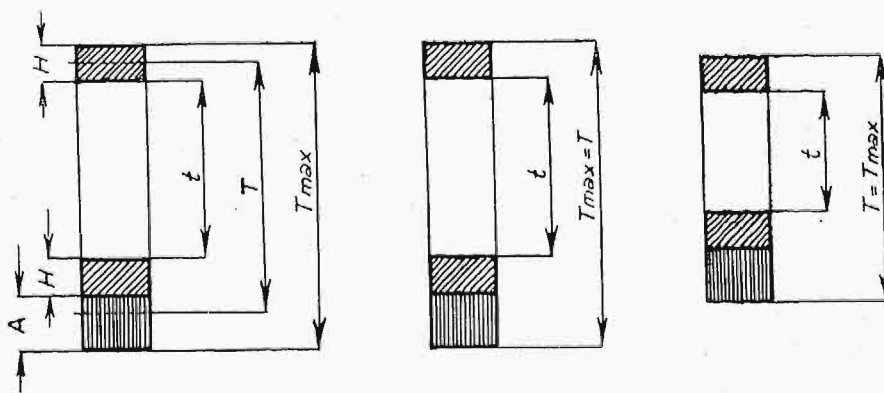
$$\text{i } b_1 = c, \text{ t. zn.,}$$

że pasowanie przylgowe (rys. 3 b) jest w rzeczywistości pasowaniem suwliwym (rys. 3a), tak jak suwliwe pasowanie rys. 3b jest jeno pasowaniem obrotowym ciasnym rys. 3a.

W ten sposób według nazwy pasowania w różnych narodowych układach tolerancji nie można jeszcze sądzić o ich rzeczywistym znaczeniu, gdyż to ostatnie wiąże się ze sposobem rozmieszczenia tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów. Ważne jest położenie pól tolerancji (a nie maksymalnych i minimalnych wartości liczbowych) w stosunku do linii zerowej. Rzeczywiście, wystarczy tylko w wykresie rys. 3b przesunąć linię zerową, jak to zrobiono na rys. 3c, by wszystkie pasowania uzyskały to samo położenie względem linii zerowej, jak i pasowania ISA na rys. 3a; różnica pomiędzy wykresami 3a i 3c sprowadza się jedynie do różnicy wartości tabelarycznych.

Ustalając ogólne zasady budowy układu międzynarodowego, Podkomisja opierała się na układach istniejących, z ich podziałem na klasy dokładności i pasowania oraz poddawała rozpatrzeniu następujące cztery zagadnienia:

- ile powinno być klas dokładności?
- jakie pasowania powinny być w każdej klasie?

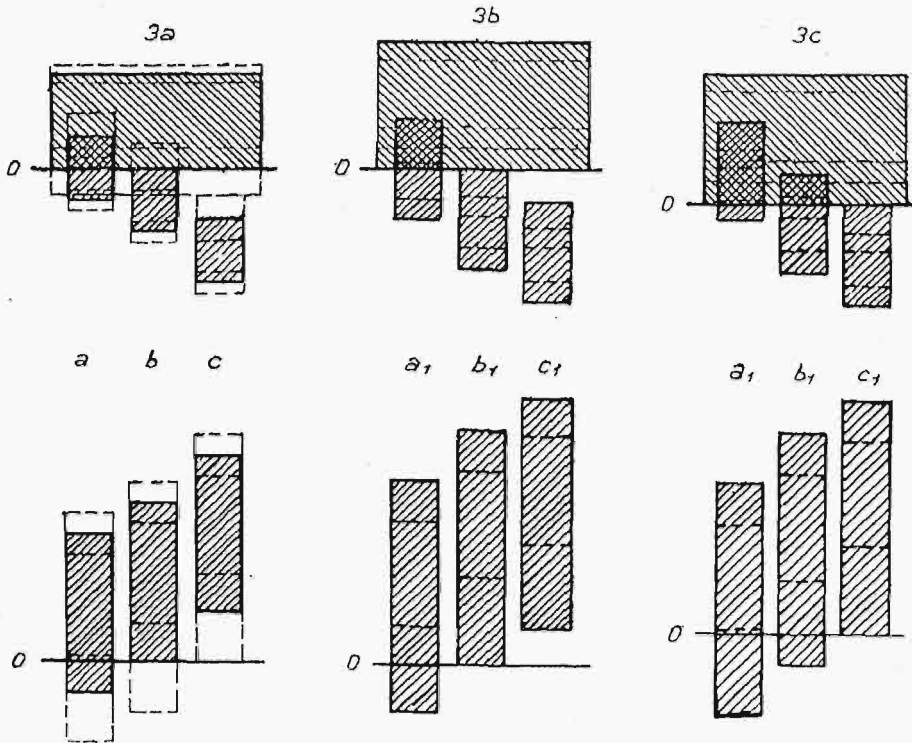


Rys. 2 a — c.

- jakim powinien być stosunek wzajemny klas dokładności?
- jak dzielić wspólną tolerancję w każdej klasie pomiędzy otwór a wał?

W pierwszej sprawie postanowiono poddać starannym badaniom porównawczym przede wszystkim klasę 2-gą dokładności, następnie 1-szą, a dalej kolejno 3-cią i 4-tą, przyrównywując 3-cią klasę układu międzynarodowego do 3-ciej klasy układów szwedzkiego i czeskiego, a 4-tą klasę ukła-

trzech klasach dokładności ogólna tolerancja została podzielona nierównomiernie, mianowicie na otwór przypada większa część tolerancji, ponieważ trudniej jest wykonać dokładnie otwór, niż wał. Za miarodajne przyjęto przy tym następujące prawo praktyczne pasowania suwliwego: otwór 1-ej



Rys. 3 a — c.

du międzynarodowego do 3-ciej klasy niemieckiego i szwajcarskiego.

W drugiej sprawie, po długich debatach, postanowiono włączyć pasowania przejściowe od przyłogowego do wciskanego nie tylko do 2-ej i 1-ej klasy, ale i do 3-ciej, z tym zastrzeżeniem, że prawdopodobieństwo uzyskania pożądanego pasowania, a więc i zamienności w tej ostatniej klasie jest mniejsze niż w 2-ej; tą uchwałą, w myśl wniosków czeskiego i szwedzkiego, dano możność wytwórciom o skromnym wyposażeniu mechanicznym zamiany ręcznego dopasowywania w trudnych pasowaniach przejściowych na pracę maszynową wraz z dobieraniem części (metoda selekcji). Pasowań włączanych dotychczas nie włączono do projektu i znajdują się one w stadium badania oraz sprawdzania. Do klasy 1-ej uznała Podkomisja za wskazane wprowadzić, w odróżnieniu od układów istniejących, także i jedno pasowanie ruchowe, mianowicie pasowanie obrotowe ciasne.

Co się tyczy zagadnień trzeciego i czwartego, t. zn. stosunku wartości tolerancji w różnych klasach dokładności oraz stosunku tolerancji dla otworu i wału w obszarze każdego pasowania, to Podkomisji udało się zachować w głównych zarysach te proporcje, jakie ustaliła praktyka układów istniejących. W szczególności w pierwszych

trzech klasach dokładności ogólna tolerancja została podzielona nierównomiernie, mianowicie na otwór przypada większa część tolerancji, ponieważ trudniej jest wykonać dokładnie otwór, niż wał. Za miarodajne przyjęto przy tym następujące prawo praktyczne pasowania suwliwego: otwór 1-ej klasy na tę samą tolerancję, co wał 2-ej klasy dokładności, tolerancja otworu 2-ej klasy równa się tolerancji wału 3-ej klasy i wreszcie tolerancja otworu 3-ej klasy = tolerancji wału 4-ej klasy. Pasowania 3-ej i 4-ej klasy dokładności w układzie stałego otworu mają otwór wspólny.

Gdy prace nad ustaleniem wartości liczbowych odchyłek i tolerancji wykonania i zużycia sprawdzianów dla pierwszych 4-ch klas dokładności były zakończone nie tylko zgruba, ale i w szczegółach, powstała myśl, w związku z warunkiem oznaczeniem sprawdzianów i pasowań, dania całemu układowi międzynarodowemu nieco innego znaczenia, niż je rozumiano dotąd pod mianem „układ pasowań”. Zaproponowano, by oznaczenie dokładności odnosiło się do połączenia ze sobą dwu części lub — innymi słowy — nie do kombinacji

określonych otworów z wałkami, lecz do wartości tolerancji wykonania pojedynczej części; wówczas otwory i wałki o jednakowych tolerancjach wykonania powinnyby otrzymać jednakowe oznaczenie (symbol) dokładności, wyrażony cyfrą arabską 1, 2, 3... Dalej postanowiono, w przewidywaniu postępu w dokładności wykonania przemysłowego, przemianować obecną klasę 1-ą na 5-tą, pozostawiając pierwsze 4 klasy na tolerancje wykonania sprawdzianów. Odpowiednio do tego obecne klasy 2-ga, 3-cia, 4-ta przesuwają się na miejsce 6-e, 7-e i 8-e i t. d. Do oznaczenia otworów i wałów przyjęto, z nieistotnymi odchyleniami, symbole literowe wedł. układu szwedzkiego, mianowicie: duże litery dla otworów, a małe — dla wałów. Literą *H* oznaczono pole tolerancji układu stałego otworu, literą *h* — pole tolerancji stałego wału; litery *G*, *F*, *E*, *D*, (*C*), *B* i *A* oraz odpowiadające im *g*, *f*, *e*, *d*, (*c*), *b* i *a* przeznaczone zostały do oznaczeń pasowań ruchowych, litery *J*, *K*, *M*, *N*, *P*, *R*, *S*, *T*, *U*, *V*, *X*, *Y*, *Z* oraz odpowiednio *j*, *k*, *m*, *n*, *p*, *r*, *s*, *t*, *u*, *v*, *x*, *y*, *z* — dla pasowań przejściowych i włączanych (w sensie używanej dotychczas charakterystyki pasowań klasy 2-ej).

Nowy sposób oznaczania dokładności w zależności od wartości tolerancji wskazuje następująca tabela tolerancji podstawowych:

Tolerancje podstawowe.

Średnice	Klasy dokładności						
	5	6	7	8	9	10	11
1 — 3	5	7	9	16	27	40	60
powyżej 3 — 6	5	8	12	22	40	60	80
„ 6 — 10	6	9	15	27	50	70	100
„ 10 — 18	8	11	18	32	60	85	120
„ 18 — 30	9	13	22	40	70	100	150
„ 30 — 50	11	15	25	45	80	120	170
„ 50 — 80	13	18	30	55	95	140	200
„ 80 — 120	15	21	35	62	110	160	250
„ 120 — 180	18	24	40	70	130	190	250

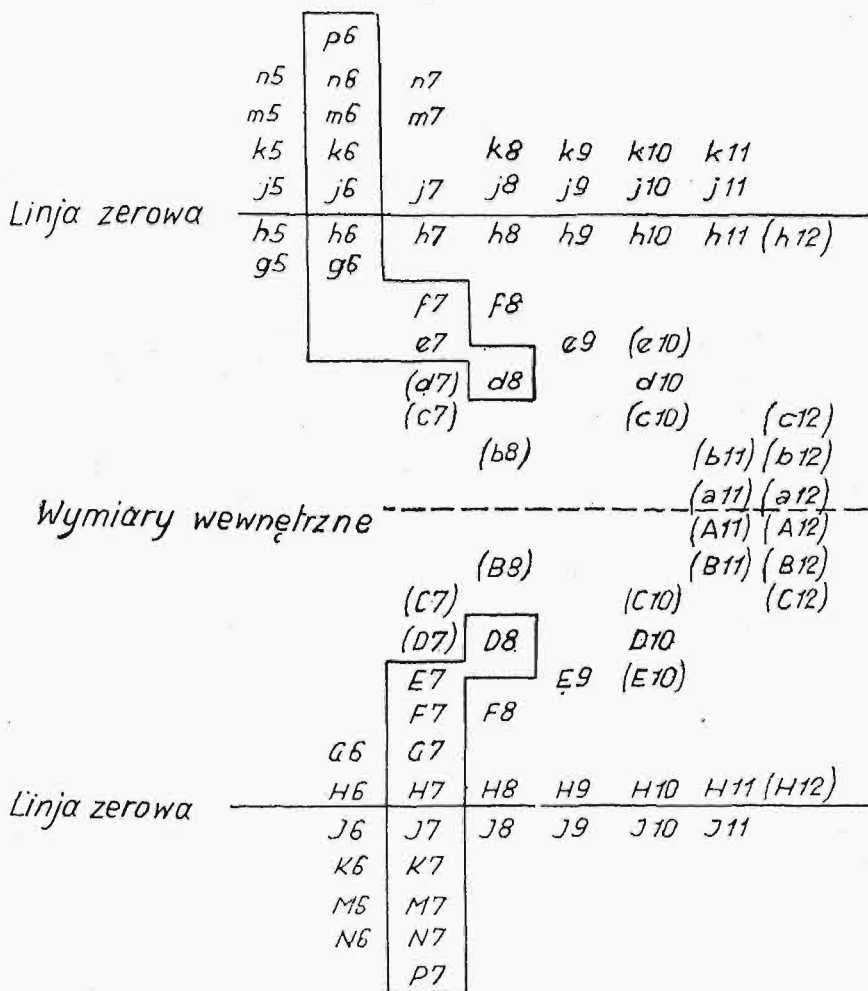
Sposób ten zmienia zasadniczo stary zwyczaj oznaczania symbolami pewnych pasowań. Projekt układu tolerancji ISA jest poprostu szeregiem sprawdzianów różnicowych dla wałów (wymiary zewnętrzne) i dla otworów (wymiary wewnętrzne), przez których kombinację konstruktor i wytwórca mogą uzyskać potrzebne pasowanie z zapewnieniem określonych najmniejszych i największych luzów albo wcisków. Tak więc naprz. pasowanie obecnej klasy 1-ej skutecznie się zapomocą wałów nowej klasy 5-ej dokładności i otworów nowej — 6-ej klasy; pasowanie obecnej klasy 2-ej w układzie stałego wału uzyskuje się w układzie ISA zapomocą wału h6 i otworów od P7 do E7 oraz otworu D8, zaś pasowanie obecnej klasy 2-ej w układzie stałego otworu — zapomocą otworu H7 i wałów p6 do g6, f7 i e7 i d8. Jak i w dawnych układach, zachowuje swą moc prawo identyczności wspólnych pól tolerancji pasowania suwliwego, zarówno w układzie stałego otworu, jak i w układzie stałego wału, naprzykład $M7/h6 = H7/m6$.

Poniżej zamieszczamy schemat zatwierdzonych przez Podkomisję pól tolerancji wymiarów wewnętrznych i wewnętrznych w zależności od ich odległości od linii zerowej; pola otoczone ramką odpowiadają przyjętym poprzednio tolerancjom różnych pasowań 2-ej klasy, zaś pola ujęte w na-

wiasy nie są jeszcze zatwierdzone ostatecznie przez Podkomisję ISA 3.

Niejednokrotnie podnoszono w Podkomisji kwestję, czy należy podać w układzie międzynarodowym tolerancji, prócz wykazu sprawdzianów, wraz ze wszelkimi szczegółami ich wykonania i użytkowania, również i pewne zalecane kombinacje tych sprawdzianów lub — inaczej mówiąc — określone pasowania dla potrzeb ogólnej budowy maszyn, jak to przyjęło w układach istniejących; czy też lepiej pozostawić każdemu narodowemu towarzystwu normalizacyjnemu i każdej dziedzinie przemysłu krajowego samodzielność wyboru kombinacji sprawdzianów międzynarodowych ISA, najlepiej jej odpowiadających. Wkońcu zdecydowano powstrzymać się od układania wzorowych kombinacji otworów i wałów, zanim projekt Podkomisji

Wymiary zewnętrzne



Rys. 4.

nie uzyska sankcji na zjeździe w Kopenhadze i zanim przemysł w poszczególnych krajach nie zaznami się dobrze z osobliwościami tego projektu.

Wzory na przepływ wody w kanałach otwartych oraz przewodach zamkniętych.

Napisał Dr. K. Pomianowski, Profesor Politechniki Warszawskiej.

Drugi Kongres Energetyczny w Berlinie zajmował się między innymi także sprawą podniesioną na pierwszym kongresie, a mianowicie ustaleniem jednolitej metody wyznaczenia współczynnika we wzorze de Chézy na prędkość wody w korytach i rurach. Współczynnik ten da się wyznaczyć z całego szeregu wzorów na prędkość, ustalonych na podstawie wykonanych pomiarów, czy to laboratoryjnych, czy w korytach sztucznych lub naturalnych. Kształt tych wzorów jest jednak bardzo od siebie różny, niekiedy niezwykle zawiły i trudny do praktycznego użycia bez zastosowania czy to odrębnych wykresów, czy też obliczonych tablic. Chodzi zatem o to, aby na podstawie ogromnego już zebranego materiału wyznaczyć taką funkcję współczynnika we wzorze de Chézy, czy też taki kształt wzoru na prędkość przepływu, który byłby najprostszym, najłatwiejszym w użyciu oraz dostatecznie dokładnym. Przy szerokim obecnie zastosowaniu papierów z podziałką logarytmiczną oraz wprost suwaka logarytmicznego, jedną z zalet wybranego wzoru musiałaby być możliwość przedstawienia zależności linią prostą w podziałce logarytmicznej, względnie możność obliczania suwakiem.

Referent tej kwestji, Dr. A. Strickler ze Szwajcarii, od dłuższego czasu w danej dziedzinie pracujący, w referacie swym wyliczył przedewszystkiem istniejące używane wzory na prędkość w korytach i rurach.

Wzory te można podzielić na kilka grup, które podaję w odmiennym nieco niż Strickler zestawieniu. I tak, do pierwszej zaliczyć można wzory o typie: $v = k \cdot r^m \cdot j^n$, do której należy: wzór Manninga, Gaucklera, Forchheimera, Fanninga, Christena-Scobeya, Flamanta, Matakiewicza, Hermanka

i t. d. Do drugiej grupy o kształcie: $v = \frac{a\sqrt{r}}{b + \sqrt{r}}$

należą wzory: Bazina, Kuttera. W końcu do trzeciej grupy: wzory o kształcie bardzo zawiłym, Ganguilleta—Kuttera, Köchlina i t. d. Abstrahując od drugiej i trzeciej grupy, gdzie przedstawienie zależności prostą w podziałce logarytmicznej, ani obliczenie suwakiem nie da się uskutecznić,—jeśli chodzi o łatwość zastosowania wzorów, można mówić tylko o grupie pierwszej. Chronologicznie najstarszy jest tu wzór Manninga z r. 1889, ogłoszony w Transactions of the Inst. of Civ. Eng. of Ireland w r. 1890, str. 175, w kształcie: $v = k \cdot r^{2/3} \cdot i^{1/2}$, gdzie k jest odwrotnością współczynnika n wzoru Kuttera—Ganguillet'a. Praktycznie tę samą wartość mają: wzór Forchheimera o kształcie: $v = k \cdot r^{0,7} \cdot i^{0,5}$, gdyż pomiędzy $r^{0,666}$ a $r^{0,7}$ nie ma większej różnicy, natomiast $r^{2/3}$ da się obliczyć suwakiem, gdy $r^{0,7}$ wymaga użycia logarytmów. Wzór Gaucklera dla spadów $i > 0,0007$ jest identyczny ze wzorem Manninga, zaś dla spa-

dów mniejszych niż 0,0007 jest podany w kształcie: $v = k r^{2/3} i$, a zatem zakłada, że prędkość jest wprost proporcjonalna do spadu. Założenie to jest słuszne przy ruchu laminarnym, który w korytach powstaje tylko wyjątkowo, przy bardzo małych prędkościach, obszernym głębokim korycie, jak doświadczenia okazały np. w niektórych stanowiskach skanalizowanych rzek. W normalnych warunkach ruch laminarny nie występuje, granice jego występowania są zresztą doświadczeniami Reynoldsa ściśle określone. W rzeczywistości można zatem stosować tylko pierwszą formę wzoru Gaucklera, identyczną ze wzorem Manninga. Wzór Flamanta, sprawdzony przez Blasiusa, Sapha i Schrödera, jest podług Stricklera uproszczeniem, w granicach stosowania, bardziej ścisłego wzoru dwuczłonowego, wprowadzającego także współczynnik lepkości wody. Podług referatu, wzór ten o kształcie: $v = k d^{0,71} i^{0,57}$ może być w granicach praktycznego zastosowania zastąpiony wzorem Manninga, względnie Gaucklera. Wzory Hermanka i Matakiewicza charakteryzują się tem, że nie mają zmiennych współczynników k , lecz u Hermanka jest k stałe dla pewnych granic głębokości t lub promienia przekroju r , natomiast zmienny jest wykładnik t , mianowicie dla $t > 1,5$ m, jest $v = 30,7 \cdot t \cdot i^{1/2}$; dla $1,5 < t < 6$ m jest $v = 34 \cdot t^{2/3} \cdot i^{1/2}$; dla $t > 6$ jest $v = 44,5 \cdot t^{0,6} \cdot i^{1/2}$. Wykładnik spadu i jest w tych wszystkich wzorach stały i równy $1/2$. Matakiewicz wprowadza zmienny wykładnik dla i , pozostawiając stały współczynnik $k = 35,4$, przyczem wykładnik spadu i jest funkcją spadku, w granicach od: $i^{0,493 + 10i}$, dla koryt otwartych i rzek naturalnych, do $i^{0,355 - 13i}$ dla koryt sztucznych. Ponadto wprowadza Matakiewicz wykładnik 0,7 dla r względnie t , zamiast $2/3$, podobnie jak Forchheimer.

Wzorem tak Hermanka, jak Matakiewicza, zarzuca Strickler, iż nie jest właściwym stosowanie stałego współczynnika k , który musi być zależny od chropowatości koryta, i na przykładach udowadnia, że dla bardzo zbliżonych wartości spadów i średnich głębokości, liczne pomiary w Szwajcarii wykonane wykazały bardzo różne przeciętne prędkości, a to z tej przyczyny, że nie zawsze rzeka doszła do bezwzględnej równowagi, przy której grubość rumowiska odpowiada powierzchniowemu spadowi. W praktyce zatem stosowanie wzorów ze stałym współczynnikiem prowadzi do wyników nieściśłych i jest dopuszczalne tylko przy wstępnych, bardzo przybliżonych obliczeniach.

We wzorach Hermanka i Matakiewicza wprowadza Hermankę zależność od spadu w stosunku do $i^{1/2}$, podczas gdy Matakiewicz wprowadza zmienny wykładnik dla spadu i , mianowicie: $0,493 + 10i$ dla koryt rzecznych naturalnych, zaś $0,355 - 13i$ do $0,37 - i^{1/2}$ dla koryt sztucznych.

Szorstkosc koryta w pierwszym wypadku nie jest osobno uwzględniona, w drugim jest uwzględniona w wykładniku spadu i . W korytach naturalnych, dla spadów niedużych zawiłość wzoru nie jest uzasadniona, gdyż wykładnik spadu i jest bardzo bliski 0,5, a zatem wykładnikowi innych wzorów, zaś dla dużych spadów prowadzi ta forma wzoru do wyników nieprawdopodobnych, gdyż, jak na to zwrócił już uwagę nie Strickler, lecz przed nim Dr. Pareński, wyraz i^{a+bi} przechodzi przez pewne max., dające się wyznaczyć, biorąc pierwszą pochodną wyrazu podług di i przyrównując ją do zera. Max. wypadła dla $i =$

$$= -\frac{a}{b} \frac{1}{1 + \ln i}, \text{ w danym wypadku } i = -\frac{0,493}{1 + \ln i};$$

skąd $i = 0,0156$. Wzór na max v opiewa zatem: $v = 35,4 i^{0,7} \cdot i^{0,649}$. Wykładnik 0,649 zbyt odbiega od 0,5, ustalonego pomiarami, aby mógł być prawdopodobnym, po zatem funkcja i musi wzrastać statecznie ze spadem i i nigdy nie może przechodzić przez max. Dla koryt sztucznych i wzoru: $v = 35,4 r^{0,7} i^{0,355-13i}$, funkcja przechodzi przez max., które wypadła na tej samej zasadzie dla $i = +\frac{a}{b} \frac{1}{1 + \ln i}$; w danym wypadku

$i = 0,39427$, tak iż wzór dla max. brzmiałby: $v = 35,4 r^{0,7} i^{-5,1255}$, co oczywiście jest najzupełniej nieprawdopodobne. Wprawdzie autor słusznie stawia granice stosowalności swych wzorów, jednakże wynik powyższego obliczenia dowodzi niewłaściwej formy matematycznej, w jaką zależność prędkości od spadu została ujęta.

Na tym samym II Kongresie Energetycznym Inż. R. Ehrenberger podał wyniki pomiarów prędkości średniej na korytach gładkich, założonych w bardzo znacznym spadzie: od $\sin \alpha = 0,153$ do $\sin \alpha = 0,606$, i na podstawie 20 pomiarów laboratoryjnych, sprawdzonych jeszcze 6-ciu pomiarami na wykonanych w praktyce korytach (odprowadzających wielkie wody ze zbiorników), ustalił zależność następującą: $v = 55 \cdot r^{0,52} \sin \alpha^{0,4}$. Przy bardzo wielkich spadach, zależność prędkości od spadu zwiększa się zatem stosunkowo nieznacznie, od $i^{0,5}$ do $i^{0,4}$; różnica między wzorem Manninga a Ehrenbergera nie jest wybitna, kształt wzoru jest natomiast identyczny.

Z całego powyższego przedstawienia rzeczy wynika, iż można się zupełnie zgodzić z wnioskami Stricklera, aby jako podstawę obliczeń przyjąć formułę na prędkość, którą Strickler nazywa formułą Gaucklera, a która, chronologicznie rzecz biorąc, winna być nazwana formułą Manninga, $v = k r^{2/3} i^{1/2}$. Jest ona dostatecznie ścisłą dla wszystkich celów praktycznych, pozwala wykonać obliczenie suwakiem lo-

garytmicznym, da się z łatwością przedstawić w postaci nomogramu, jaki np. podług przykładu z Eng. News-Record został publikowany w Ars Technica Nr. 2 dla koryt prostokątnych, trapezowych, kołowych i jajowych, dla różnych ich napełnień. Dolna granica stosowalności tego wzoru leży oczywiście przy ruchu laminarnym, który jednak w praktyce niemal nigdy nie zachodzi w korytach otwartych, ani zamkniętych; górna zaś, podług doświadczeń Ehrenbergera, w korytach otwartych i krytych z wolnym zwierciadłem wody, a zatem podlegających na wietrzeniu przy prędkościach wyższych niż 4 m/sek, gdy górne warstwy wody zaczynają się mieszać z powietrzem. Wówczas prędkość przeciętna zaczyna się zbliżać do obliczanej wzorem Ehrenbergera. Przy przekrojach zamkniętych i wodzie płynącej pod ciśnieniem, granica stosowalności wzoru Manninga jest znacznie większa. Pomiedzy wykładnikami dla i i r wzorów Manninga i Ehrenbergera niema jednak zasadniczej różnicy.

Poniżej podaję za Stricklerem spólczynnik k wzoru Manninga, uzupełniając je jeszcze dwiema danymi: pomiarów prędkości na zalewach powodziowych zarośniętych i oczyszczonych z zarośli (Eng. News-Rec. 12 Oct. 1922) oraz na wystrzelanym kanale w skale, nie wyłożonym betonem (Eng. News-Rec. Vol. 91 Nr. 23)

$$v = k r^{2/3} i^{1/2}$$

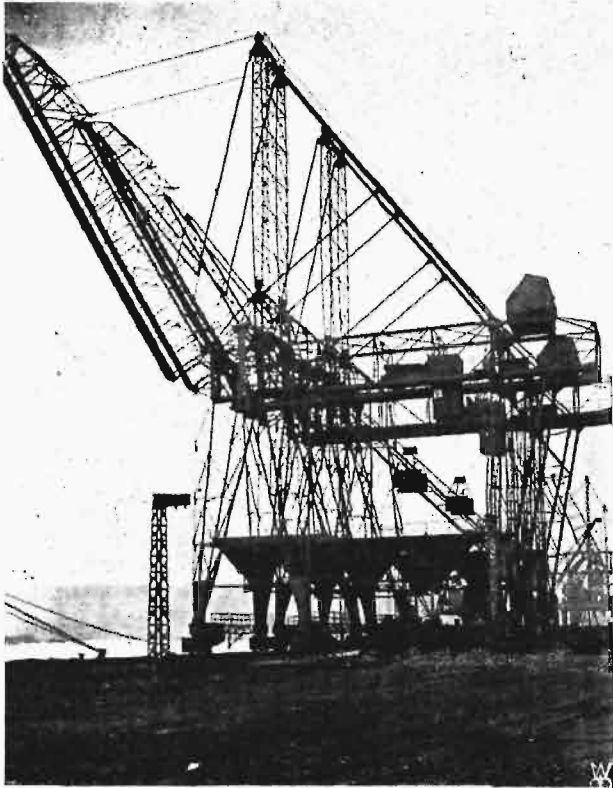
Tabela spólczynników k .

Zalewy powodziowe zarośnięte drzewami	12,6 do 13,0
Zalewy oczyszczone z drzew i krzaków.	20,8 do 22,7
Ściany wystrzelane w skale, nieobetonowane	23,8 do 25,9
Grube kamienie w korycie rzeczne.	25 do 30
Gruby żwir (50/100/150 mm)	35
Średniej grubości żwir (20/40/60 mm)	40
Drobny żwir (10/20/30 mm)	45
Drobny żwirek z piaskiem	50
Mur z kamienia łamanego niezbyt dokładnie obrobionego	50
Mur z kamienia obrobionego, z cegły, z betonu bez wyprawy	60
Mur z ciosów gładkich	80
Beton gładko wyprawiony, deski nieheblowane	85 do 90
Rury żeliwne nowe, rury stalowe ciągnione	85 do 90
Najgładsza wyprawa cementowa, heblowane deski	100
Rury gładkie, pokryte powłoką galwanizowaną	125 do 135

Nowsze urządzenia przeładunkowe w portach morskich^{*)}.

Napisał Inż. I. Brach.

Aby jak najbardziej uniezależnić wyładunek ze statku od załadunku do wagonów, zastosowano mosty przeładunkowe z zasobnikami (bunkrami). Na rys. 14 widzimy dwa mosty



Rys. 14.

Mosty przeładunkowe ze zbiornikami zapasowymi w Rouen.

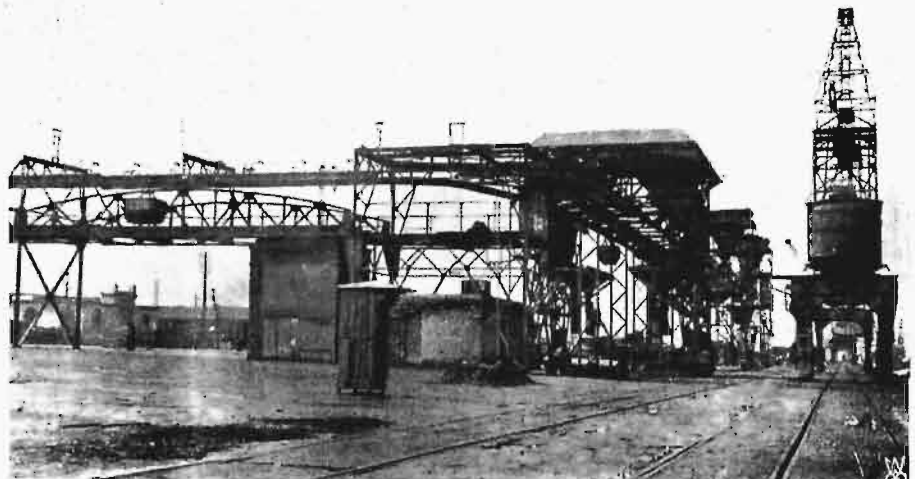
przeładunkowe w Rouen, zaopatrzone w zbiorniki zapasowe o lejkowatych dnach, zamkniętych zasuwami. Do zbiorników tych, dochodzących do kilkuset tonn zawartości, wyładuje chwytak wózka podwieszono, a niezależnie od tego odbywa się napełnianie wagonów ze zbiorników. Charakterystyczną cechą tych mostów jest znaczna długość części przedniej, zwodzonej, w stosunku do części nad brzegiem, sięgająca mianowicie 37 do 29 m.

Ciąg dalszy do str. 220 w zesz. 11 z r. b.

Ponieważ Rouen przewozi większą część towarów importowanych dalej w głąb lądu Sekwaną, więc przy pomocy tych mostów można wyładowywać ze statku do barek umieszczonych poza statkiem, i do tego rodzaju przeładunku jest owa znaczna długość wysięgu dostosowana.

O ile towar ma być składany w znacznym odstępnie od brzegu, np. kilkuset metrów, to przeładunek odbywa się przy pomocy żurawia obrotowego, a dalszy transport — przy pomocy kolejki podwieszonoj, jak to widać na rys. 15 na jednym z nabrzeży w Rouen.

Chwytnak, zastosowany przy żurawach obrotowych, żurawach mostowych i mostach przeładunkowych, jest urządzeniem znakomitem, jeśli chodzi o wyładunek z całej masy, a więc ze statku na plac lub z placu do statku. Jeśli jednakże trzeba wyładowywać z wagonów kolejowych do statku, wtedy chwytak nie spełnia swego zadania. Tak np. żuraw o udźwigu 6 t, w czym około 2,5 t węgla, może wyładować ze statku na plac bezpośrednio przy brzegu położony lub z placu do statku około 150 t na godzinę. Ten sam żuraw, wyładowujący z wagonów do statku, wyładowuje około 50 t na godzinę, jak to ma miejsce w Gdańsku i w Gdyni. Przyczyną tak małej wydajności takiego żurawia jest to, że chwytak musi bardzo powoli opuszczać się na wagon, aby nie rozbijać ścian wagonu, przyczem pewną ilość czasu zużywa się na nastawianie chwytaka jego osią obrotu prostopadle do osi wagonu; w miarę wybierania wagonu, współczynnik napełnienia chwytaka zmniejsza się, gdyż materiałów w wozie jest coraz mniej i robotnicy muszą już niekiedy przy drugim lub trzecim ruchu chwytaka zgarniać węgiel na środek wozu, by



Rys. 15. Kolejka wisząca na jednym z nabrzeży w Rouen.

chwytak mógł należycie się napełnić; wreszcie przez przetaczanie wagonów powoduje się straty w czasie pracy. Chwytnak jest więc urządzeniem, mającym wielkie zastosowanie w portach importujących węgiel, rudę i t. p., natomiast w portach eksportujących te materiały, jak porty polskie, musiano szukać innych urządzeń.



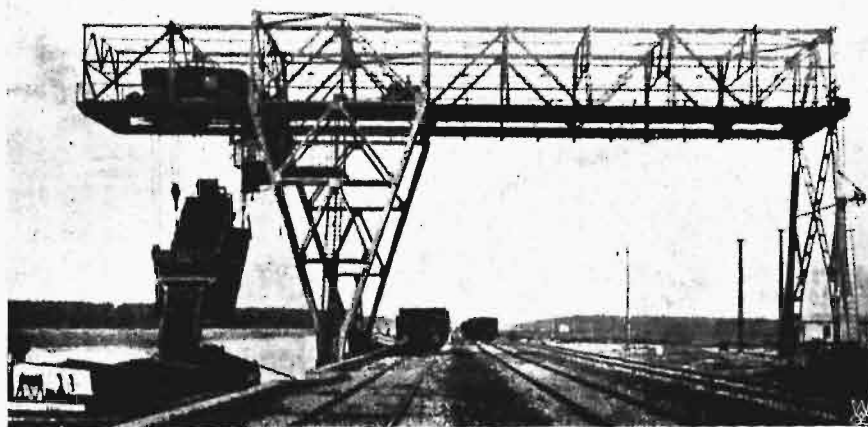
Rys. 16. Wywrotnica wagonów.

W portach europejskich mało jest pod tym względem wzorów do naśladowania, gdyż są to przeważnie porty importujące, albo też przywożące materiały do portu drogą wodną, a w tym wypadku sposób przeładunku chwytnakiem jest tak samo korzystny, jak przy wyładunku ze statku.

Wyładunek z wagonów odbywa się w małym stopniu w Rotterdamie, Emden, Hamburgu i Szczecinie. W tych portach zastosowano do wyładunku z wagonów t. zw. wywrotnice wagonowe. Mają one budowę przeważnie wież stałych (rys. 16). Wszystkie wywrotnice budowy europejskiej przeznaczone są do wagonów 15 lub 20-tonnowych z kłapami czołowymi, dających się wywracać w kierunku podłużnym, to jest do czoła. Działanie wywrotnicy jest następujące: wagon, skierowany prostopadłe do nabrzeża, wjeżdża na platformę wywrotnicy, zostaje podniesiony na odpowiednią wysokość, przechylony o kąt 45° , przyczem zawartość jego wpada za pośrednictwem rynny zsykowej do statku. Koniec rynny posiada rozmaite urządzenia przeciwko rozbijaniu się węgla, jak rury teleskopowe i t. p. Wagon wypróżniony ustawia się z powrotem do poziomu, opada na dół wywrotnicy, zostaje wypchnięty na tor i przez najbliższą zwrotni-

cę wjeżdża na linję z wagonami pustymi, a z linji z wagonami pełnymi podjeżdżają następne wagony. Wydajność wywrotnicy wynosi 10—20 wagonów na godzinę, czyli 200 do 400 t węgla. Wywrotnice z wieżami stałymi wymagają specjalnego układu torów na nabrzeżu i zajmują wskutek tego wiele cennego miejsca. Posiadają one jeszcze tę wadę, że węgiel spada do statku zwykle z tej samej wysokości, wobec czego, przy znacznej wysokości spadania na dno statku, gwałtownie się rozbija. Urządzenia przeciwko rozbijaniu, o których wspomniano wyżej, częściowo tylko temu zapobiegają. Dla węgla polskiego wybitnie dało się to odczuć w czasie strajku angielskiego, w roku 1926, kiedy to wobec niedostatecznego przygotowania do eksportu portów polskich wywożono węgiel przez Hamburg i Szczecin i tam przeładowywano go przy pomocy wywrotnic tego typu.

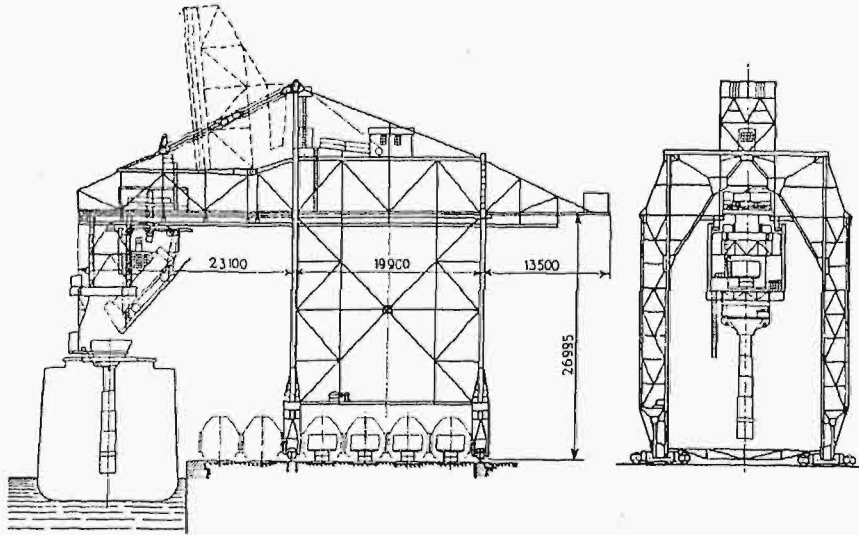
Wywrotnice najnowsze- go typu, które wady poprzednich wywrotnic usuwają, stanowią pewną kombinację mostów przeładunkowych z wywrotnicami. Wózek podwieszony na moście (rys. 17) posiada pomost obrotowy, na który może wjeżdżać wagon z dowolnego toru z pośród tych, ponad którymi most jest przerzucony. Wagon zostaje podniesiony, odpowiednio schwycony, przewieziony bezpośrednio ponad statek, gdzie pomost z wagonem przechyla się o odpowiedni kąt i zawartość węgla wysypuje się z wysokości jak najmniejszej w stosunku do statku. Ponieważ tak most, jak i wózek, wykonywają dowolne ruchy, więc też i węgiel można sypać w dowolny otwór luki bez potrzeby holowania statku. Wywrotnica taka może również wyładować na plac składowy, o ile w da-



Rys. 17. Wywrotnica mostowa z pomostem zawieszonym na wózku.

nej chwili niema przy brzegu odpowiedniego statku.

Buduje się również podobne układy wywrotnic połączone z żorawiami chwytakowemi, przesuwanemi po górnych torach mostu. Układ taki pozwa-



Rys. 18. Najnowsza wywrotnica mostowa (typu zainstalowanego w Gdyni) z dwoma pomostami i z teleskopową rurą wyspową.

ła na równoczesne załadowywanie statku materiałem z wagonów i z placu. Jest to również kombinacja urządzenia wyładunkowego z załadowczem, pozwalającą na wyładowywanie ze statku żorawiem, podczas gdy wywrotnica służy wyłącznie do załadowywania. Opisane wywrotnice posiadają wydajność 15—20 wagonów 20-tonnowych na godzinę.

o niewielkiej stosunkowo rozpiętości, bo obejmującej 4 tory między podporami i 2 od strony nabrzeża, posiadający przednią część podnoszoną dla dogodnego nastawiania się pomiędzy masztami statku. W stosunku do poprzednio opisanych mostów przeładunkowych z pomostami wywrotnicami, posiada ona tę cechę charakterystyczną, że jest przeprowadzony pewien rozdział czynności pomiędzy samem wsypywaniem do statku, a rozprowadzaniem materiału w środku statku. Wywrotnica posiada dwa niezależne wózki podwieszane, jeden z pomostem wywrotniczym, drugi z rurą wyspową teleskopowo-wydłużalną. Wagon, zabierany z dowolnego toru, zostaje podnoszony, obrócony prostopadle do brzegu, przewiezione ponad statek, poczem ich zawartość wsypuje się do leja, połączonego z rurą teleskopową. Specjalny mechanik obsługuje wysp i przez przesuwanie tegoż ponad różne punkty luki okrętowej i skracanie, względ-

nie wydłużanie rury, rozprowadza materiał po statku przy jak najmniejszym jego kruszeniu. Opisana wywrotnica wyładowuje, podobnie jak poprzednie, do 20 wagonów 20-tonnowych na godzinę. Posiada ona wszystkie zalety, jakie powinno mieć urządzenie wyładunkowe z wagonów dla towarów masowych takich, jak węgiel, ruda i t. p. Pozwala ona na wyładowywanie bezpośrednio do statku, a



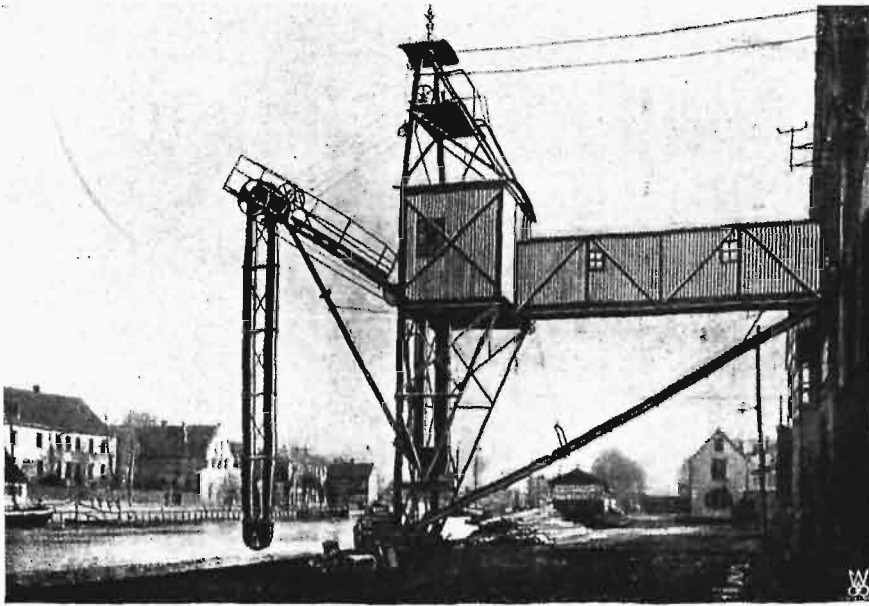
Rys. 19. Wywrotnica o niskim poziomie wyładunku z przenośnikiem taśmowym, zainstalowana w Gdańsku.

Wywrotnica, której układ widoczny jest na rys. 18, jest ostatnim wyrazem techniki przeładunkowej z wagonów do statku. Jest to most przeładunkowy

więc przy jednorazowym tylko przetrzuceniu węgla i bez względu na wysokość statku; pozwala na ładowanie w każdą lukę statku bez potrzeby jego ho-

lowania; wskutek zastosowania urządzeń wyspowych, statek nie ulega gwałtownym wstrząśnieniom,

brzeży przeznaczonych wyłącznie do załadunku do wagonów jednego gatunku materiałów. Nie

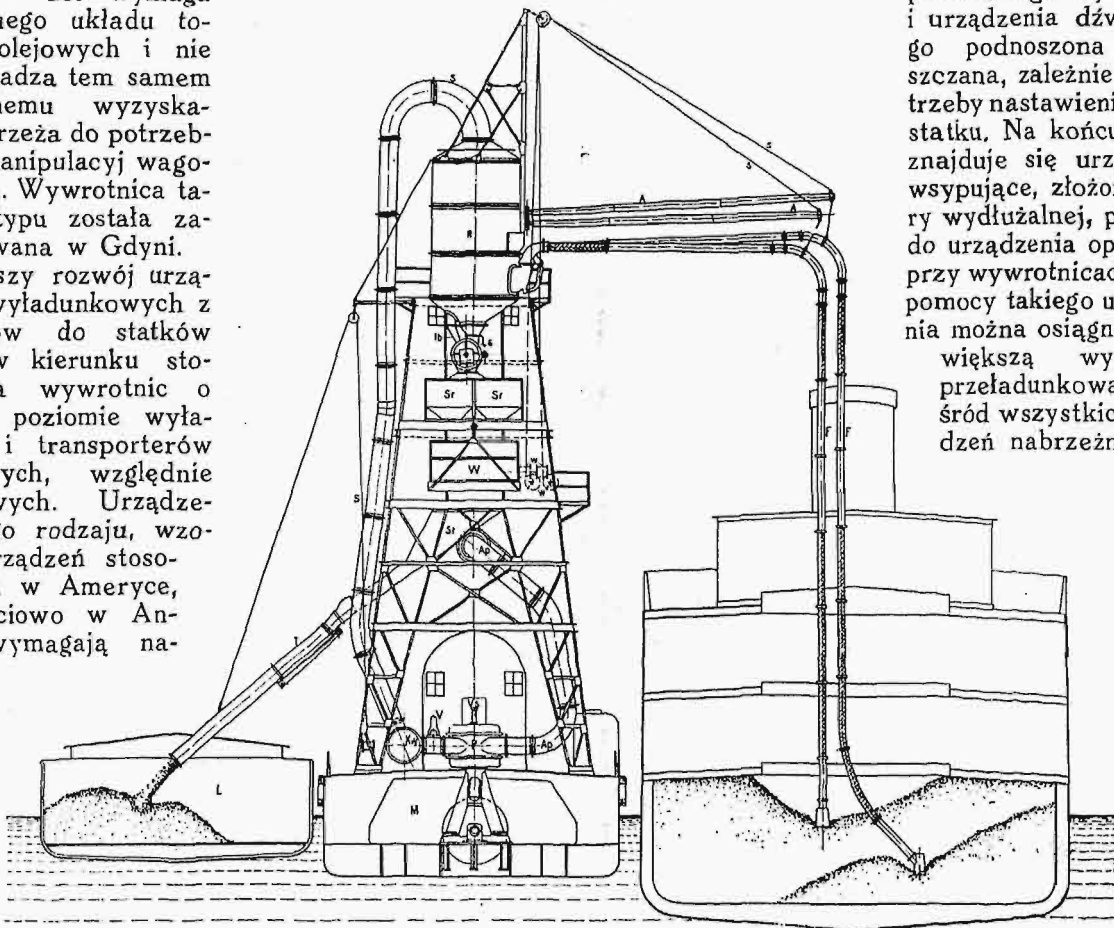


Rys. 20. Nabrzeżny elewator kulekowy do zboża.

ani też materiał zbyt się nie rozbija; wreszcie zbudowanie wywrotnicy w postaci mostu przesuwającego pozwala na stosowanie wywrotnicy w różnych miejscach danego nabrzeża, a — co najważniejsze — nie wymaga specjalnego układu torów kolejowych i nie przeszkadza tem samem normalnemu wyzyskaniu nabrzeża do potrzebnych manipulacji wagonowych. Wywrotnica takiego typu została zainstalowana w Gdyni.

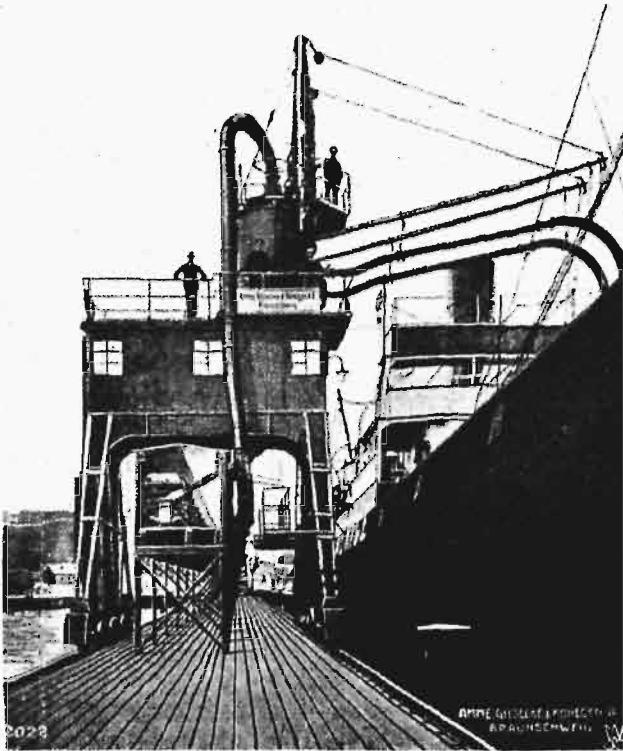
Dalszy rozwój urządzeń wyladunkowych z wagonów do statków idzie w kierunku stosowania wywrotnic o niskim poziomie wyladunku i transporterów taśmowych, względnie członowych. Urządzenia tego rodzaju, wzo-rem urządzeń stosowanych w Ameryce, a częściowo w Anglii, wymagają na-

do brzeży. Z tej taśmy dostaje się węgiel do urządzenia załadunkowego, przesuwającego wzdłuż brze- gu. Urządzenie to posiada również taśmę transportową. Przednia część taśmy jest przy pomocy odpowiedniego wysięgnika i urządzenia dźwigowego podnoszona i opuszczana, zależnie od potrzeby nastawienia się do statku. Na końcu taśmy znajduje się urządzenie wsypujące, złożone z rury wydłużalnej, podobne do urządzenia opisanego przy wywrotnicach. Przy pomocy takiego urządzenia można osiągnąć największą wydajność przeładunkową z po-śród wszystkich urządzeń nabrzeżnych.



Rys. 21. Schemat pływającego przenośnika pneumatycznego.

Na możliwość uzyskania bardzo wielkich wydajności, dochodzących do 600 t na godzinę, wpły-



Rys. 22. [Ruchomy nabrzeżny przenośnik pneumatyczny w czasie wyładowywania ze statku.

wają następujące czynniki: wywrotnice tutaj zastosowane są niskopoziomowe, czyli wysypujące poniżej poziomu toru kolejowego. Odpada więc potrzeba podnoszenia wagonu i jego przesuwania nad statek, jak to mieliśmy przy wywrotnicach wysokopoziomowych. Dalszy transport od wywrotnic odbywa się przy pomocy ciągniętego urządzenia transportowego, które może posiadać wydajność prawie nieograniczoną, a uzależnioną tylko od ilości węgla, dostarczonego przez wywrotnicę; urządzenia te zużywają najmniejszą ilość prądu w stosunku do wszystkich dotychczas opisanych urządzeń, są też ostatnim wyrazem techniki przeładunkowej w portach, posiadających specjalnie do tego celu zbudowane nabrzeża.

Towarem masowym, wymagającym również specjalnych urządzeń, jak węgiel, ale odmiennie skonstruowanych, jest zboże w stanie sypkim.

W niektórych portach (np. Rouen) przeładowuje się zboże przy pomocy chwytaków. Cztery żorawie obrotowe z chwytakami o zawartości około 2-ch tonn zboża wyładowują tu jeden statek z prędkością 200—300 t na godzinę. Do zgarniania materiału potrzeba ustawić około 8-iu ludzi na każdy chwytak. Przy tym sposobie przeładowania mamy tę niedogodność, że powstają duże straty materiału na rozsypywanie, robotnicy pracują w warunkach niehygienicznych i nie można przeładować podczas deszczu.

Typowymi urządzeniami przeładunkowymi do zboża są elewatory kuletkowe i transportery pneumatyczne. Rys. 20 uwidacznia przybrzeżny elewator kuletkowy do zboża. Urządzenie składa się z właściwego elewatora, umieszczonego wahadłowo

na wysięgniku, podnoszonym i opuszczanym dla odpowiedniego ustawienia elewatora w statku. Kuletki czerpią materiał z całej masy, podnoszą go górę i przy pomocy rury zsypanej podają go drugiemu elewatorowi, który znów zrzuca na poziomą taśmę transportującą do magazynu, albo też do wagi automatycznej i do wagonów. Elewatory są budowane jako urządzenia stałe lub przesuwne wzdłuż brzegu. Jeden elewator wyładowuje do 150 t na godzinę. Na każde 100 t na godzinę potrzeba 8-iu do 10-iu robotników do zgarniania, pracujących (podobnie jak przy chwytakach) w warunkach niehygienicznych. Elewatory takie mają tę zaletę, że zużywają mało mocy, podobnie jak wszystkie urządzenia transportowe o ruchu ciągłym.

W ostatnich czasach atoli rozpowszechniły się znakomite urządzenia do przeładunku zboża, mianowicie przenośniki pneumatyczne.

Działanie przenośnika pneumatycznego można łatwo zrozumieć z rys. 21, przedstawiającego schematyczny układ transportera pneumatycznego pływającego. Pompa powietrzna, ustawiona w hali maszynowej, wytwarza podciśnienie w zbiorniku blaszanym o lejkowatym dnie, do którego uchodzą przewody transportujące. Przewody są na pewnej długości sztywne, a dalej, zwłaszcza przy końcu, giętkie, przez co mogą dostać się do każdego miejsca statku. Na końcu przewodów znajdują się specjalne ssawki, przez które przedostaje się mieszanina zboża z prądem powietrza, wciąganej przez próżnię zbiornika. Zboże porywane prądem powietrza wpada z wielką prędkością do zbiornika, gdzie wskutek nagłej zmiany przekroju prędkość ta maleje prawie do zera. Wskutek straty prędkości, zbo-



Rys. 23. Ssawki przenośnika pneumatycznego podczas pracy.

że spada na lejkowate dno, skąd przy pomocy rozdzielacza dostaje się do automatycznej wagi. Po zważeniu dostaje się elewatorom kuletkowym na

wyższy poziom, skąd za pośrednictwem rynny zsy-powej dostaje się do barki, wagonu i t. p. Zboże może być bezpośrednio pod wagą automatyczną ładowane do worków. Powietrze ze zbiornika jest ssane przez filtr do pompy powietrznej i wyrzu-cane nazewnątrz.

Rys. 22 obrazuje ruchomy transporter nabrzeż-ny w czasie wyładowania ze statku na przybrzeżny przenośnik taśmowy.

Korzyści z zastosowania transporterów pneu-matycznych są znaczne. Najważniejszą korzyścią jest wielka wydajność, dochodząca do 300 t na godzi-nę. Obsługa jest nieznaczna i wystarcza około 10-iu ludzi do obsługi maszyn, wagi i 4-ch przewo-dów ssących. Warunki pracy są higieniczne, gdyż zboża nie trzeba przesypywać łopatom i kurz się nie wydobywa, lecz — przeciwnie — jest z otocze-nia zabierany. Wadą tego urządzenia jest znaczne zużycie mocy, wynoszące 10—15 razy więcej niż przy elewatorach kubełkowych o takiej samej wy-

dajności. Ponieważ jednak w portach chodzi głów-nie o wielką wydajność urządzenia, a tem samem szybkość przeładunku, z drugiej zaś strony na koszt przeładunku wpływa w głównej mierze koszt amortyzacji urządzenia i utrzymania, a nie roz-chód prądu, chociażby nawet znaczny, przeto nic dziwnego, że urządzenia te zapanowały wszech-władnie, wobec ich bardzo wielkich innych zalet.

Rys. 23 uwidacznia ssawki transportera pneu-matycznego w czasie pracy.

Wyładunek zboża do statków odbywa się zwyk-le przez rynny pochyłe z przybrzeżnych śpichrzów.

Towary w workach lub paczkach jednakowej wielkości mogą być również traktowane jako to-wary masowe i można do nich zastosować urzą-dzenia specjalne, jak przenośniki taśmowe. Przy pomocy takiego urządzenia można wyładować o-koło 1000 worków na godzinę, podczas gdy przy pomocy normalnego zórawia o udźwigu 1,5 t moż-na wyładować zaledwie 300 worków na godzinę.

(d. n.).

Wartość siły podłużnej podczas powstawania wyboczenia.

Napisał K. F. Vetulani.

Weźmy pod uwagę pręt jednorodny pierwotnie prosty, ściskany siłą przyłożoną w środkach koń-cowych przekrojów normalnych. Dopóki pręt po-zostanie prosty, kierunek siły będzie kierunkiem jego osi podłużnej. Skoro rozpocznie się wybo-czenie w ten sposób, że pręt wygnie się jedno-stronnie (według krzywej symetrycznej względem środka długości pręta), siła zachowa kierunek cię-ciwy dla wygiętej osi pręta i będzie tworzyć z tą ostatnią na końcach kąt α , zrazu niewiele więk-szy od zera. Wartość siły podłużnej N_1 na końcach będzie w każdym razie równa

$$(1) \quad N_1 = \bar{P} \cos \alpha,$$

gdzie P oznacza wartość siły ściskającej niewiele większą od wartości krytycznej

$$(1.1) \quad \min. P = \frac{\pi^2 B}{s_1^2},$$

gdzie $B = EJ$, E moduł Younga, odpowiadający wartości siły $\min. P$, J — moment bezwładności przekroju normalnego pręta względem osi głównej prostopadłej do płaszczyzny, w której następuje wygięcie, s_1 długość (jeszcze prosta) osi podłużnej pręta, odpowiadająca wartości siły równej $\min. P$.

Opierając się na znanem równaniu różniczkowem¹⁾

$$\frac{B}{\rho} = -Py,$$

otrzymuje się dla małych kątów α , — pomijając

potęgę wielkości $\sin \frac{\alpha}{2}$ równe 4 oraz wyższe:

$$(53. w)^2) \quad \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \sqrt{\frac{s_1}{\pi} \sqrt{\frac{P}{B}} - 1}.$$

Zapomocą znanego wzoru: $\cos \alpha = 1 - 2 \cdot \sin^2 \left(\frac{\alpha}{2} \right)$

otrzymuje się stąd:

$$(2) \quad \cos \alpha = 1 - 8 \left(\frac{s_1}{\pi} \sqrt{\frac{P}{B}} - 1 \right).$$

Założmy

$$(3) \quad P = \min. P + d_2 P,$$

gdzie $d_2 P > 0$, dostatecznie małe, to wstawiając (3) w (2) i w (1) oraz uwzględniając przytem (1.1) otrzymuje się (rozwijając pierwiastek prawej strony wyrażenia):

$$\frac{s_1}{\pi} \sqrt{\frac{P}{B}} = \sqrt{1 + \frac{s_1^2}{\pi^2 B} \cdot d_2 P};$$

podług znanego wzoru:

$$\sqrt{1+x} = 1 + \frac{1}{2}x - \frac{1}{2} \cdot \frac{1}{4}x^2 + \dots,$$

po uporządkowaniu z uwzględnieniem (1.1):

$$\begin{aligned} N_1 &= \min. P - 3d_2 P - 3 \frac{(d_2 P)^2}{\min. P} - \dots \text{ i t. d.} = \\ &= \bar{P} - 4d_2 P - \dots \text{ i t. d.} \end{aligned}$$

²⁾ K. F. Vetulani. W sprawie wyboczenia. Czas. Techn. Lwów 1930, 10 i 25 lipca, str. 233—256.

Porówn. także: K. F. Vetulani. W sprawie wybo-czenia. Czas. Techn. Lwów 1931, 25 lutego, str. 65—67.

Wzory opatrzone literą w w nawiasie są wyjęte z po-předniej pracy.

¹⁾ A. E. H. Love. Elasticity, wyd.niem. Teubner. 1907. § 263, str. 464.

Ostatni wynik można przedstawić zapomocą nader charakterystycznej relacji:

$$(4) \begin{cases} \text{gdy } \bar{P} = \min. P + d_2 P > \min. P, \\ \text{to } N_1 = \min. P - 3 d_2 P \dots < \min. P. \end{cases}$$

Podkreślić wypada, że gdy N_1 wyraża wartość siły podłużnej na końcach pręta, to równocześnie \bar{P} wyraża wartość siły podłużnej w środku pręta, gdzie styczna wygiętej osi jest równoległa do cięciwy tegoż, a więc do kierunku siły \bar{P} .

W szczególności otrzymuje się ściśle w cytowanej²⁾ pracy dla skrajnego przypadku zgięcia w kablak, gdy siła ściskająca osiąga wartość:

$$(15. w) \quad P_v = 13 \cdot 750, 3725 \dots \frac{B}{s_1^2},$$

niezbyt wiele większą niż (1.1) na N_1 , wartość równą zeru, zgodnie z tą okolicznością, że styczne końcowe stają się wówczas prostopadłe do cięciwy, t. j. do prostej działania siły P_v .

PRZEGLĄD PISM TECHNICZNYCH.

ELEKTROTECHNIKA.

Skrzyżowanie linii elektrycznych z kanałem Harlem w Nowym Jorku.

Przy skrzyżowaniu linii elektrycznych z kanałem do żeglugi Harlem w N. Jorku zaszła konieczność ułożenia w wykopanym rowie odrazu wielkiej ilości kabli prądu silnego i słabego. Kable te należało umieścić w rurach chroniących od korozji, w taki sposób, aby ich układanie stanowiło jaknajmniejszą przeszkodę dla żeglugi.

Postąpiono w sposób następujący: użyto 36 rur żelaznych o średnicy 8 do 10 cm; po 9 takich rur ujęto zapomocą ram drewnianych w jedną sztywną całość; takich układów otrzymano zatem cztery. Wszystko to uczyniono na brzegu. Po zbadaniu szczelności poszczególnych rur, pokryto je podwójną warstwą materiału bitumicznego (rozszczotkowanego na zimno), poczem wielokrotnie oblano gorącą emalją. Taki zespół rur, o łącznym ciężarze 186 t, już dostosowany do kształtu skarp kanału, uniesiono w górę zapomocą czterech sztywno ze sobą połączonych żorawi pływających, zawieszono na miejsce, gdzie miały być zakopane, i opuszczono. Żorawie były o nośności 350, 150 i 100 t. Bardzo drobiazgowo przemyślany zespół holowników, bojów i zakotwień oraz centralna instalacja nadawcza przyczyniły się do równego i szybkiego skutecznego przeniesienia i ułożenia całości. Po zdjęciu rur z brzegu, zostały one zanurzone częściowo w wodzie, a to w celu odciążenia żorawi i uniknięcia wahań.

Po sprawdzeniu szczelności, rów zasypano. Gdy już stwierdzono, iż wszystko jest w porządku, napelniono rury olejem mineralnym, by łatwiej było przeciągać przez nie kable. (Railway Age, t. 88, str. 1050).

GOSPODARKA ELEKTRYCZNA.

Elektryfikacja Szwecji.

W latach ostatnich ujawnia się dążenie wszystkich państw kulturalnych do uregulowania i zorganizowania planowego gospodarki elektrycznej, i to w miarę możliwości w ten sposób, by kraj sam pokrywał swoje zapotrzebowanie. Tam nawet, gdzie stosuje się energję cieplną, przestaje się traktować wytwarzanie elektryczności jako sprawę lokalną, którą mogą rozwiązać we własnym zakresie bądź wytwórcy prywatni, bądź związki komunalne, — i państwo uważa za konieczne ingerować w rozwiązanie nasuwających się zagadnień.

W Szwecji istnieje od r. 1911 organ państwowy, mianowicie Królewski Zarząd Spadów Wodnych, zajmujący się

temi sprawami. Planowa i zcentralizowana elektryfikacja Szwecji południowej jest realizowana przez przedsiębiorstwo Sydsvenska Kraft A. B.

Zasilanie energją elektryczną Szwecji środkowej odbywa się przez połączone elektrownie wodne: Trollhättan, Älvkarleby, Motåla i Lilla Edet oraz elektrownię cieplną Västerås.

W Szwecji północnej istnieją cztery wielkie układy sieci rozdzielczych. Pierwszy z nich zasilany jest w energję elektryczną przez zakład w Hammarforsen, należący do koncernu Kreugera. Drugi, bardziej na północ położony układ sieci zasilany jest przez elektrownię państwową Norrfors. W zasilaniu pozostałych sieci rozdzielczych biorą udział: grupa elektrowni miasta Skellefteå i elektrownia państwowa Porjus.

Dwa pierwsze układy sieci łączą się w Kramfors. Projektowane jest połączenie sieci dalekonośnej państwowej elektrowni Norrfors i Porjus z grupą trzecią (Skellefteå). Oczywiście w ten sposób osiągnie się lepsze wyzyskanie energetyczne elektrowni wodnych. Istniejące elektrownie ciepłe mają służyć przede wszystkim jako zakłady wyrównawcze podczas niskiego stanu wody, a pozatem jako zakłady szczytowe podczas wysokiej wody.

Przeprowadzono obliczenia przybliżone, z których wynika, że w r. 1940 środkowa i południowa Szwecja będą odczuwały brak energii elektrycznej, i wtedy konieczne będzie współdziałanie elektrowni północnej Szwecji. Wobec tego już obecnie rozważa się projekty budowy wielkich sieci przeniesienia.

Grupa wielkich przemysłowców Szwecji środkowej oraz miasto Szokholm mają wybudować centralę o mocy 0,5 miliona kW, wyłącznie na sile wodnej; miałaby ona być gotowa ok. r. 1940.

W r. 1929 moc zainstalowana elektrowni państwowych w całej Szwecji wynosiła 339 000 kW, przyczem w ciągu tego roku wytworzono 1 700 milionów kWh. Poza zakładami elektrycznymi, państwo posiada sieci dalekonośne o różnych napięciach, łącznej długości 6 576 km oraz 33 podstacje na napięcie 40 000 V i wyższe i 374 podstacje o napięciu 2 000 do 40 000 V. (ETZ, zes. 12/1931).

LOTNICTWO.

Komunikacja lotnicza Londyn—Afryka.

28 ub. m. T-wo Imperial Airways otworzyło stałą komunikację, narazie raz na tydzień w obie strony, z lotniska Croydon pod Londynem do Afryki środkowej. Droga przebywana przez płatowce na tej linii wynosi 8 200 km;

pierwszy jej odcinek: Londyn—Morze Śródziemne przelatuje się płatowcem, drugi: Morze Śródziemne—Kair — wodnopłatowcem, dalszy — Kair—Chartum — znów płatowcem lądowym, a ostatni — Chartum—Mwanca znów wodnopłatowcem z jez. Wiktorja. Projektowane jest przedłużenie tej linii latem do Kapsztatu oraz utworzenie linii miejscowych z Mwanca do wschodnich i zachodnich wybrzeży Afryki. Przelot Londyn—Kapsztat (12 800 km) ma kosztować ok. 130 funt. sterl., czas podróży — 9 dni.

Na szlaku Kair-Kapsztat (9 120 km) zbudowano 27 portów lotniczych, z nich 17 wyposażono w radiostacje, komunikujące się stale z płatowcami. Poza tem przewidziano szereg pośrednich punktów do lądowania a lotnika wyposażono w odp. oświetlenie. (*Engineer*, 6 marca 1931, str. 255).

METALOZNAWSTWO.

Bejcowanie.

Przy bejcowaniu stosuje się — jak wiadomo — jedną z trzech następujących metod: 1) przedmioty zostają zanurzone na pewien czas do odpowiedniego roztworu; 2) zawieszają się na odpowiednich hakach umieszczonych na przenośniku, który mechanicznie porusza się przez zbiorniki; 3) umieszcza się w naczyniach zanurzonych do odp. cieczy, przyczem naczyniom nadaje się ruch obrotowy.

Najwięcej rozpowszechniona jest pierwsza metoda, gdyż nie wymaga specjalnych urządzeń. Przy urządzeniu bejcowni należy ją tak umieścić, aby była zachowana ciągłość pracy, a tem samem usunięte zbyteczne przenoszenia przedmiotów bejcowanych. Samo urządzenie musi być odpowiednie do wielkości, ilości i kształtu bejcowanych przedmiotów. Siatki, w których przedmioty zanurza się w wannie, muszą być wykonane z kształtówek dla cięższych przedmiotów, albo z blachy dla drobnych.

W bejcowni musi być jaknajlepsza wentylacja. Podłogę daje się z desek tak, aby płyny mogły ściekać do znajdujących się w dole kanału; kapiele umieszcza się na odpowiednich fundamentach, przyczem ściekające płyny idą również do kanału ściekowego. Godnym polecenia jest dawanie przed zbiornikami ochronnych desek, co chroni pracowników od styku z płynami. Oprócz wanien na kwasy, daje się jeszcze zbiorniki na środek neutralizujący, na wodę do płókania przedmiotów, oraz na oliwę do oliwienia przedmiotów po bejcowaniu, w celu zabezpieczenia od rdzewienia. W nowoczesnie urządzonej bejcowni stosuje się odpowiednie środki transportowe w postaci żórawi i dźwignic, co znacznie zaoszczędza pracę. Przy dużej produkcji dobrze jest umieszczać zbiornik z zapasowym kwasem poza bejcownią, zaś przy wannach — dać odpowiednie przyrządy kontrolujące, umożliwiające dokładne regulowanie dopływu kwasu. Stężenie i temperatura roztworów musi być ściśle kontrolowana; podgrzewanie odbywa się parą. Właściwe urządzenie bejcowni poważnie obniża koszt produkcji. (*Metal Progress* 1931 r., Nr. 1, str. 77—80).

x. y.

SPAWANIE.

Spawanie w budowie maszyn.

Autor stwierdza, że spawanie daje rzadko oszczędność na materiale w porównaniu z odlewem stalowym lub żeliwnym, gdyż przycinanie i dopasowywanie blach oraz wy-

konanie szwów równowazy najczęściej oszczędności materiałowej konstrukcji. Objasnia to autor tem, że szwy wykonywa się zwykle wielokrotnie mocniejsze, niż przewidział konstruktor, a i ten — według autora — nie oblicza spoin. Jeśli obliczyć koszt spawania na 1 kg konstrukcji, (1 kg drutu 0,56 mk., 1 godz. spawacza 1,80 mk., 1 kWh prądu 0,08 mk., amortyzacja 0,95 mk./godz.), to okazuje się, że rzadko są one niższe od kosztów odlewu (żeliwo 9 razy tańsze od blachy), mimo, iż odpadają modele. Oszczędność może być uzyskana tylko przy należytej organizacji technicznej warsztatu i równie oszczędnem użyciu materiału spawalnianego, jak każdego innego tworzywa.

Ten ostatni warunek można zachować tylko przy należytem obliczaniu spoin, czego dotąd brak, ze względu na to, że dziedzina ta teoretycznie nie jest jeszcze opracowana, zaś dane z konstrukcyj budowlanych nie nadają się do zastosowania w budowie maszyn wobec bardziej skomplikowanych tutaj układów naprężeń. Autor tedy próbuje wskazać wytyczne do stworzenia metody obliczenia. Za podstawę bierze przytem 3 zasadnicze rodzaje obciążeń (wedł. Bacha) I—III oraz nast. wartości: wytrzymałość na rozciąganie σ_B , granicę plastyczności σ_S , wytrzymałość na obciążenia przemienne σ_W , wyrażającą się przy dolnej granicy obciążenia = 0 tak: $\sigma_U = 1,3$ do $1,5 \sigma_W$, gdzie σ_U — wytrzymałość początkowa tworzywa, dalej „spółczynnik karbu“, wskazujący % - we zmniejszenie wytrzymałości na zmęczenie przy uszkodzeniu powierzchni w stosunku do wytrzymałości przy powierzchni polerowanej.

W razie obciążenia typu I, miarodajną do obliczeń jest granica plastyczności; naprężenie dopuszczalne wynosi $\sigma_{dop.} = 0,5 \sigma_S (1 + \frac{1}{6})$ do $0,5 \sigma_S (1 + \frac{1}{3})$, zależnie od dokładności wyznaczenia rozkładu naprężeń i zbadania tworzywa. W wypadku zaś II i III, miarodajna jest wytrzymałość σ_W , wyznaczona doświadczalnie lub z zależności $\sigma_W = 0,25 (\sigma_B + \sigma_S) + 5 \text{ kg/mm}^2$ (wedł. Houdremont'a i Mailänder'a); przytem max. naprężenie dopuszczalne wynosi $\sigma_{dop.} = 0,5 \sigma_U$ (wyp. II) lub $0,5 \sigma_W$ (wyp. III). Dolne granice dają te wartości $\sigma_{dop.}$, pomnożone przez współczynnik karbu.

Rozważając teraz kolejno wzięte pod uwagę cechy wytrzymałościowe, wskazuje autor, że co do wytrzymałości na rozciąganie mamy najwięcej materiału doświadczalnego, ale niestety zwykle przytaczane są wartości średnie, gdy obliczającego interesują najniższe, jakie się zdarzają w spoinach uznanych jeszcze za dobre; nadto badania dotyczyły bardzo rozmaitych materiałów elektrod. Autor wykonał (w zakł. AEG) ok. 600 prób rozrywania spoin blach stalowych St 37 o grubości 6, 12 i 20 mm, przyczem najlepsze wyniki dało spawanie drutem o składzie chem: 0,11% C, 0,1% Si, 0,70% Mn i 0,06% P + S. Wyniki badań ujmowano w wykresy częstości, z których wynika, że wytrzymałość spada ze wzrostem grubości blachy i że najczęściej występowała wartość 35 kg/mm², zaś 10% wyników dało 32 do 30 kg/mm², jako granicę najniższą; szew był stykowy; szwy krawędziowe dały wyniki gorsze, stykowe bowiem wykonywano wypukłe.

Co się tyczy granicy plastyczności spoin, to nie udało się autorowi jej wyznaczyć, gdyż leży ona w pobliżu takiejż granicy blachy samej, więc trudno ją wyodrębnić. Natomiast wyznaczono σ_S przetopionego materiału elektrod i uzyskano wartości od 29 do 39 kg/mm². Pierwsza więc powinna być brana pod uwagę w obliczeniach.

Badania wytrzymałości na obciążenie przemienne wykonano w wielkiej ilości w Ameryce (*Journ. Am. Welding Soc.* 1930, zesz. 9, str. 80), przyczem uzyskano m. in. w szwach V o kącie 90° wartość 15 kg/mm², zaś w szwach krawędziowych

— 8 kg/mm², jako minimum. Są to wartości o wiele niższe niż stali walcowanej, zaś odpowiadają mniej więcej wartościom żeliwa i staliwa. Autor tedy przyjmuje dla swych obliczeń 8 i 10 kg/mm².

Działania karbu autor nie uwzględnia, choć je początkowo wymienia w liczbie czynników wytrzymałości.

Wziąwszy pod uwagę powyższe wyniki badań, dochodzi autor do nast. dopuszczalnych naprężeń na rozciąganie szwów spawanych elektrycznie:

rodzaj obciążenia I . . .	1700 do 1900 kg/cm ²
" " II . . .	650 " 750 "
" " III . . .	520 " 600 "

Naprężenia tnące mogą być dopuszczane w wysokości 0,6 naprężeń rozciągających, czyli odpowiednio: 1000 do 1150, 400 do 450 i 300 do 360 kg/cm².

Podkreślając b. wysoką wartość naprężenia rozciągającego w wypadku I, kładzie autor nacisk na to, że 1) można je stosować tylko w razie zupełnej pewności co do całkowitej niezmienności obciążenia, co w budowie maszyn zdarza się b. rzadko, i że 2) należy mieć na uwadze, iż obliczenia powyższe dotyczą wypadku, gdy niema naprężeń skurczowych, które najczęściej powstają i są dotąd b. mało zbadane co do swych wartości liczbowych (Maschinenbau, t. 10 (1931), zes. 6, str. 197, 9).

TECHNIKA CIEPLNA.

Nowy sposób pokrywania szczytów obciążenia.

A. G. Christie i W. Viessman wykazują na przykładzie turbiny kondensacyjnej o mocy max. 62 040 kW i mocy najekonomiczniejszej 51 150 kW z 4-krotnym pobieraniem pary do podgrzewania skroplin, że można uzyskać na przeciąg 2 godzin pracę z przeciążeniem o 17,7% na pokrycie odp. szczytu obciążenia przez: odłączenie pobierania pary do podgrzewania skroplin, a zasilanie kotła wodą gorącą z zasobnika o pojemności 720 m³, oraz przez silniejsze chłodzenie prądnicy. W tym czasie zbiera się kondensat do zbiornika pomocniczego. Gdy obciążenie spada poniżej mocy, jaką turbina może rozwinąć przy całkowitem pobieraniu pary, to reguluje się ilość pobieranej pary w ten sposób, że część skroplin ulega podgrzewaniu parą, część zaś podgrzewa się ze wspomnianego zbiornika pomocniczego. Nadmiar zaś skierowuje się, poza 4-tym podgrzewaczem, do zasobnika. Koszta zakładowe takiego urządzenia wynoszą zaledwie ok. 220 zł./kW. (E. l. World, 17 stycznia 1931 r., str. 136).

TECHNIKA OŚWIETLENIOWA.

Oświetlenie uliczne miast angielskich.

W Anglii na ulicach pali się jeszcze 635 000 lamp gazowych; w Londynie od 25 lat, a w jego śródmieściu (Westminster) od 30 lat nie rozszerza się zastosowania światła elektrycznego do oświetlenia ulic, w Birmingham na 31 640 lamp ulicznych jest jeszcze 31 145 lamp gazowych. Większa pewność, lepsze rozproszenie światła i większa skuteczność podczas mgły przemawiają bowiem za gazem. Wadliwości oświetlenia gazowego ulicznego mają swe źródło w przestarzałych urządzeniach lub niedostatecznym dozorcze i dały czasami powód do wprowadzenia oświetlenia elektrycznego tam, gdzie za dziesiątą część kosztu dałoby się doprowadzić oświetlenie gazowe do należytego stanu. Dla ruchu ulicznego jest dużym złem wielka różnorodność oświetlenia w sąsiadujących miejscowościach — jednakowe oświetlenie

jest tak samo pożądane, jak jednakowa nawierzchnia ulic. (G. e. s.-I n g. 1931 r. zes. 6, str. 94).

lg.

TECHNIKA SANITARNA.

Nowy sposób spalania śmieci.

W Diehtling (Sussex) wprowadzono przed niedawnym czasem nowy patentowany sposób przerabiania śmieci. W tym celu wykopuje się rowy 2,13 m głębokości i 2,74 m szerokości, o dowolnej długości, które na każdy yard (= 0,91 m) mogą pomieścić ładunek śmieci jednego wozu. W rowie na wysokości 0,30 m nad dnem są ułożone ruszty, pod które można doprowadzać zapomocą rur powietrze. Śmiecie z wozów, bez żadnego podziału, wsupe się wprost do rowów i co drugi ładunek podpala się. Ponieważ rowy po napełnieniu są przykrywane, to wywiązujące się produkty spalania przechodzą dołem do kanału dymowego, prostopadłego do rowów, a stąd do komina wyciągowego. Każdy row jest obliczony na przyjęcie śmieci z jednego dnia. Proces spalania trwa cały tydzień. Dla miasta z dzienną odwózką śmieci 100 t potrzeba, uwzględniając i miejsca na drogi przejazdowe, powierzchni placu 81a. Śmiecie przy spalaniu dają mało dymu; po upływie tygodnia pozostałość, składająca się z popiołu i odpadków metalowych, stanowi 1/5 do 1/6 pierwotnej wagi zmiotków. Analiza pozostałości wykazała następujące liczby: azotu 0,14 do 0,42% (średnio 0,29%), fosfatów 0,43 do 4,57% (2,53%) potasu 0,10 do 13,50% (2%), wapna 0,36 do 8,45% (2,11%). Rowy opróżnia się zapomocą czerpaczek. Koszty założenia i utrzymania, w porównaniu z zakładami dotychczasowymi do spalania śmieci, są nadzwyczaj małe. (G. e. s.-I n g. 1931 r., zes. 6, str. 93).

lg.

Zanieczyszczenie powietrza w miastach Anglii.

Stale prowadzone badania zanieczyszczenia powietrza w Anglii wykazały, że w 1929/30 w Londynie nastąpiło znów pogorszenie pod tym względem, wówczas gdy rok poprzedni wykazał już pewną poprawę. Średnia wartość ze wszystkich miejsc badania powietrza wypadła w roku sprawozdawczym okr. 100 t/km² osadów stałych; przytem dzielnice wschodnie i śródmiejskie wykazały średnio 113 t/km², zaś zachodnie i południowo-zachodnie 90 t/km². W poprzednim zaś roku uzyskano średni wynik w wysokości 90 t/km². Największą ilość osadów stałych — 155 t/km² rocznie — dal okręg Golden lane, co zresztą jest o wiele mniej niż było tu w r. 1927/28, gdy okręg ten wykazał aż 235 t/km².

Ilość związków siarki, wyrażona ilością bezwodnika kwasu siarkowego (SO₂), wyniosła średnio w r. 1929/30 13 t/km² rocznie. Autor podkreśla konieczność energicznej walki nadal z plagą zanieczyszczenia powietrza w miastach i, powołując się na przykład Nowego Jorku i Paryża, wypowiada się stanowczo za zakazem używania w gospodarstwie domowym paliw, dających dużo pyłu.

Co się tyczy elektrowni, to uważa za możliwe ich istnienie w śródmieściu nawet, byleby spaliny ulegały dokładnemu odpyleniu.

Z innych miast angielskich, prowadzących badania zanieczyszczenia powietrza, wymienić należy następujące: Burnley, gdzie średnie zanieczyszczenie wynosi 210 t/km² i Liverpool — 173 t/km², jako dające najgorsze pod tym względem wyniki, oraz m. Marple, dające najniższą wartość zanieczyszczenia — 47 t/km². (E n g i n e e r, 6 marca 1931, str. 257).