

PRZEGLĄD TECHNICZNY

TYGODNIK POŚWIĘCONY SPRAWOM TECHNIKI I PRZEMYSŁU.

Tom LV.

Warszawa, dnia 21 sierpnia 1917.

№ 33 i 34.

TREŚĆ. *Karasiński L.* Najnowszy silnik grzejny.—*Mościcki K.* Koła sprężynowe [c. d.].—*Kucharzewski F.* Piśmiennictwo techniczne polskie [c. d.].

Architektura. Program rozszerzenia i regulacji zabudowania Łodzi.—Bibliografia.—Sprawy bieżące i rozmaite.—Konkurs.

Komunikacje. *Oppman F.* W sprawie kolejek wązkotorowych lekkiego typu, t. zw. polowych, w Królestwie Polskim [dok.].—*Sznuk Z.* Bruki i sposób gospodarowania nimi w Warszawie [dok.].—Walec trzyosiowy.—Rozmaiteści.

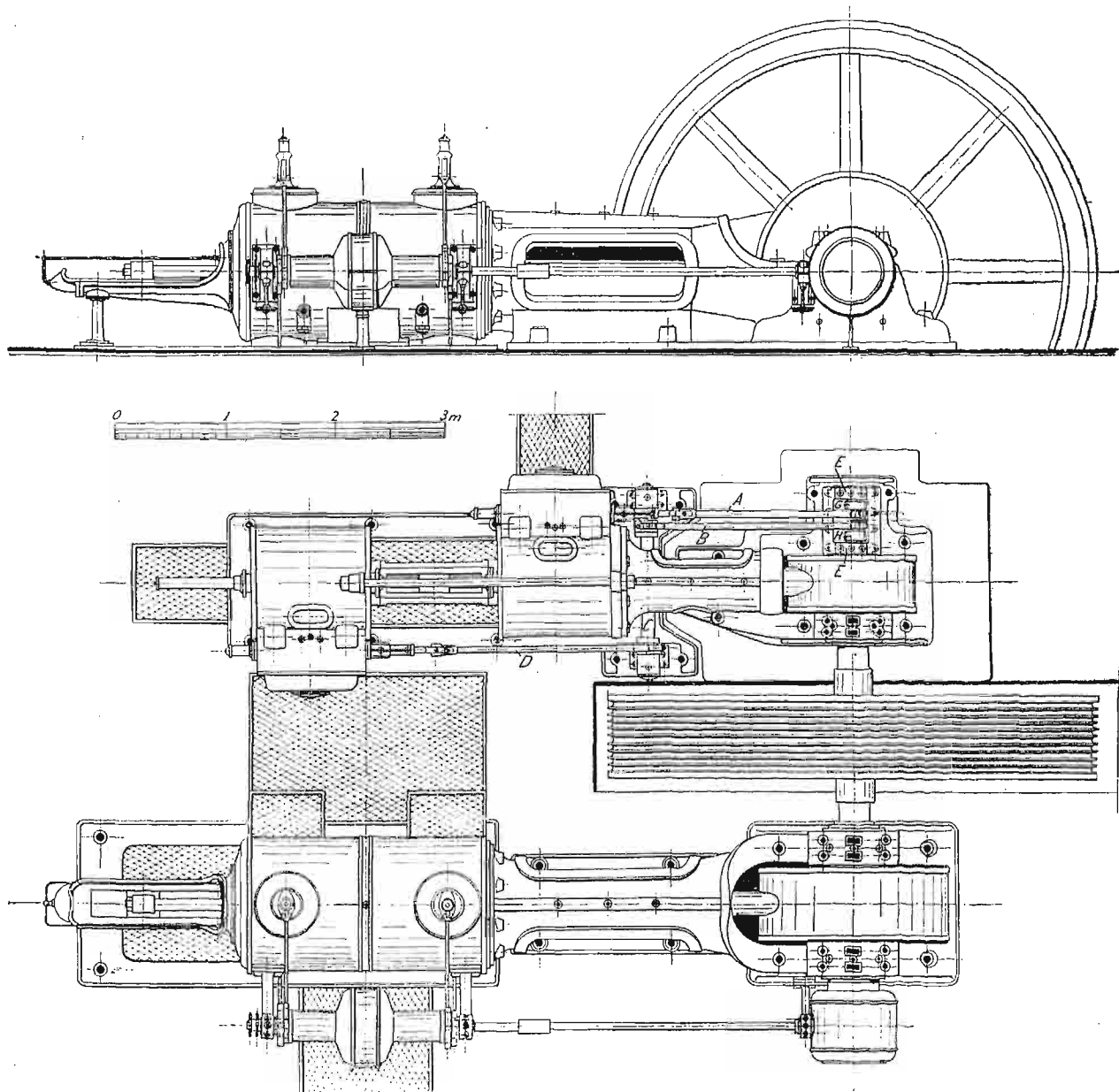
Z 13-ma rysunkami w tekście.

NAJNOWSZY SILNIK GRZEJNY.

Podał *L. Karasiński.*

W ostatnich latach kilkunastu nasze cukrownictwo krajowe miało się odrodzić i przebudować. Na zachodzie i wschodzie powstawały nowoczesne cukrownie z przetworzeniami odpadków, tylko u nas niewiele ich przybywało. Gdzieś jeno czyniono nieśmiało próby i zmiany ostrożne:

szere zakłady przemysłowe Lilpop, Rau i Loewenstein postanowiły zawczasu powołać do życia dział cukrowniczy, zakreślony na szerszą skalę, przez bowiem właściwych maszyn cukrowniczych miały być budowane silniki grzejne i pompy tłokowe wszelkiego rodzaju. Zaczęto od silników.



Rys. 1. Silnik grzejny, 700 mm średn. × 900 mm skoku.

na szerszy gest brakło środków, a może i chęci. Naogół mieliśmy same przeróbki. Tak minął okres przedwojenny, okres wybujałej podaży i nader niskich cen: jedyna sposobność minęła bezpowrotnie, a jutro pozostawi nas daleko poza sobą. Szkoda!

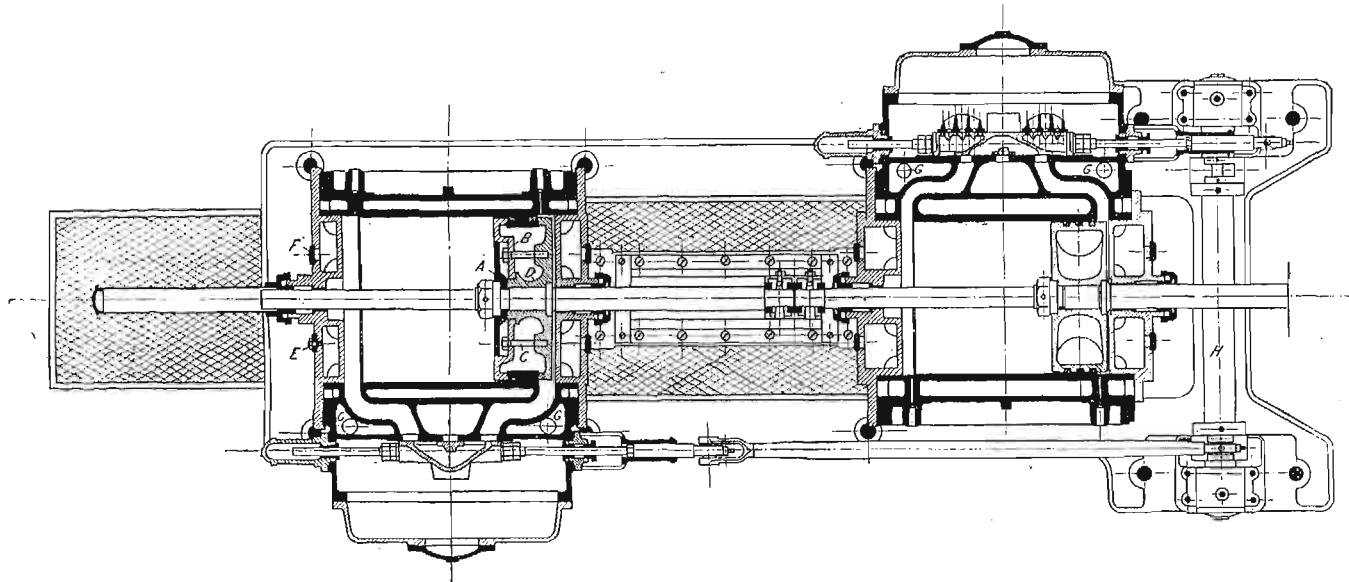
W oczekiwaniu owego koniecznego odrodzenia, tutej-

Po otrzymaniu zamówień rozpoczęto budowę jednakowych dwóch pierwszych okazowych silników grzejnych, celowo opracowanych, a przystosowanych do wymagań nowoczesnych. Silniki te przechodziły różne koleje, skończono je wreszcie i puszczone w ruch. Pracowały dobrze. Jako ostatnie silniki, budowane tu u nas w kraju przed wojną, zasłu-

gują na parę słów opisu, zwłaszcza, że wykazały w pracy zupełną celowość układu.

Jak widać na zestawieniu (rys. 1), silnik grzejny składa się z cylindra parowego 700 mm średnicy, 900 mm skoku i dwóch pomp: powietrznej 600 mm średnicy i gazowej 650 mm średnicy o wspólnym skoku 600 mm, ustawionych w tan-

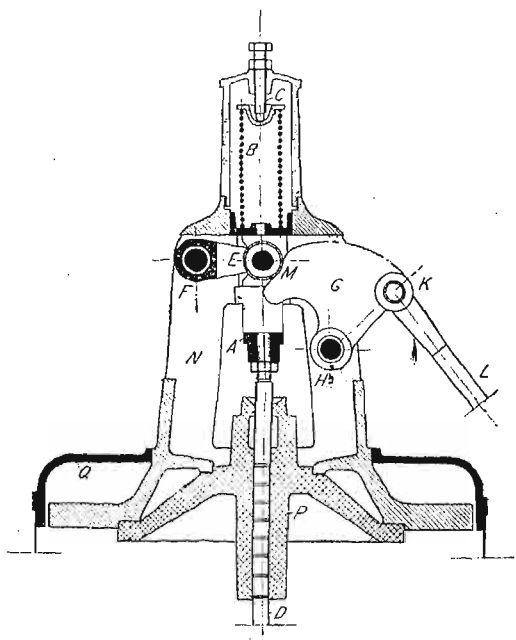
Dawniej, kiedy w cukrowni było silników bardzo dużo, zgoła nie dbano o miejsce, zwłaszcza, że były to przeważnie jednostki niewielkie. Później już stawiano tylko dwa silniki grzejne: „dyfuzyjny“ i „wirówkowy“. Wreszcie w ostatnich latach łączono oba te silniki w jeden bliźniaczy silnik centralny, stawiając cylindry obu pomp poza parowymi. Był



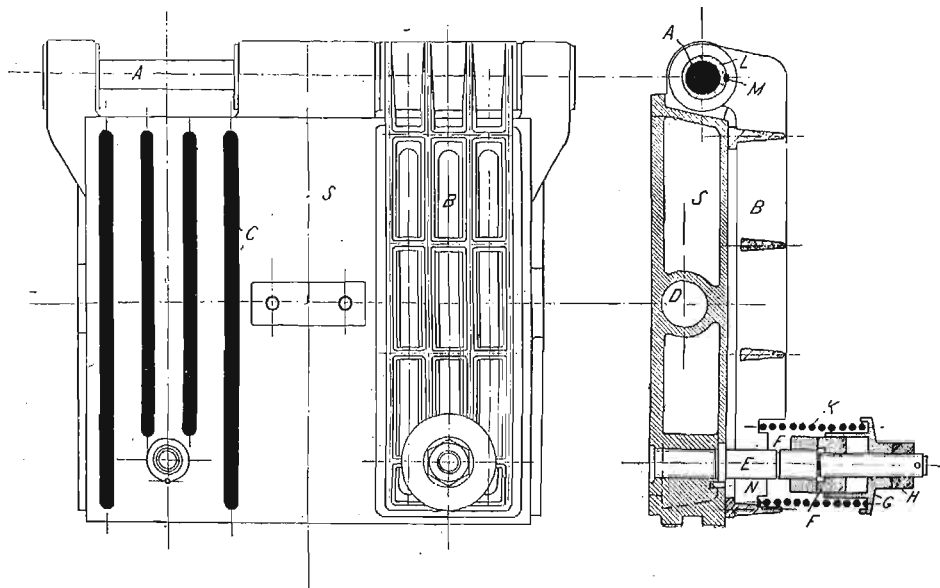
Rys. 2. Przekrój poziomy pomp.

dem. Poziomy przekrój obu pomp podaje rys. 2. Układ silnika jest nader prosty. Pośrodku na wale osadzono koło rozpedowe — linowe 4,5 m średnicy, o dziesięciu linkach 50 mm średnicy. Prawy koniec wału wygina się, tworząc wykorbienie, wyważone zapomocą odpowiednich tarcz, obustronnie nasadzonych na szczęki; na lewym zaś tkwi korba z przeciwwagą. Wykorbienie obustronnie spoczywa w łożyskach bagnetu dwuramiennego; dalszy punkt oparcia

to ustrój pomyślany nader nieszczęśliwie, jedyną jego zaletą miała być jakoby pewność pracy połową silnika w razie zepsucia się jednego z cylindrów parowych. Wzamin tej jedynej wątpliwej zresztą zalety, tylko co wymieniony ustrój posiada duże wady: jest nadmiernie długi, słabo wewnętrznie powiązany, a nadewszystko grzeszy złem miarkowaniem biegu. Ci, którzy mieli z nim do czynienia, dobrze muszą pamiętać nieokiełznany taniec regulatorów bliźniaczych, po-



Rys. 3. Stawidło wlotowe Proella.



Rys. 4. Suwak powietrzny.

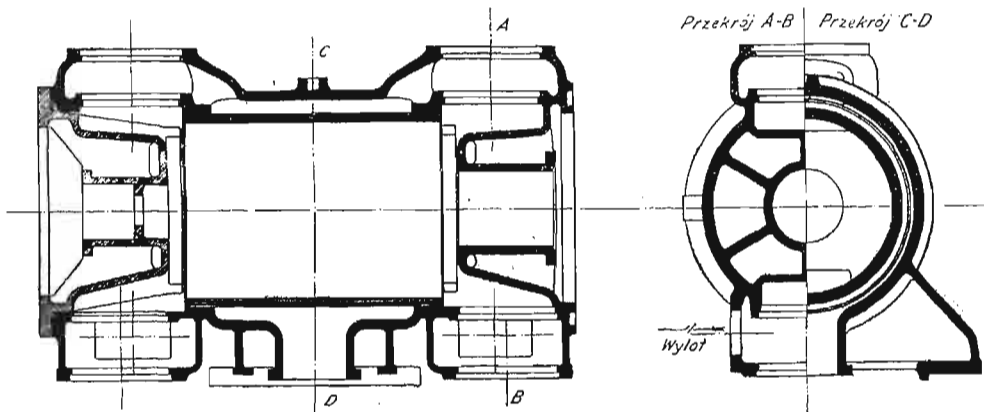
wał leży tuż przed korba w łożysku głównym bagnetu bocznego pomp. Wszystkie te trzy łożyska główne zaopatrzone w panwie z posuwem bocznymi na klinach cylindrycznych, umożliwiających poddawanie się łożysk w płaszczyźnie poziomej stosownie do strzałki ugięcia wału. Bagnet dwuramienny łączy się z cylindrem parowym, ustawionym na mocnej płycie; bagnet boczny — z pompą powietrzną; za nią na wspólnej płycie stoi pompa gazowa, ześrubowana górnym drążkiem z kolnierzem bagnetu. Te trzy cylindry stanowią zwartą całość, łatwą do obsługi, a wymagającą nader mało miejsca, jak to widać ze skali zestawienia.

łączony z fantastycznymi różnicami napełnień obu cylindrów parowych i silnemi szarpaniami silnika.

Silnik nasz zrywa z tą tradycją. Jako istotny silnik centralny, dobywa on całą moc z jednego cylindra. W ten sposób miarkowanie biegu, zależne tylko od jednego regulatora, nie pozostawia nic do życzenia. Zastosowany tu regulator osiowy systemu Proella wielokrotnie już był opisywany. Jego ciężary bliźniacze, powiązane sprężynami, poruszają się symetrycznie względem osi obrotowej w płaszczyźnie do niej prostopadłej i rozchylają mniej lub więcej, zależnie od liczby obrotów pod wpływem siły odśrodkowej. Ruch ciężarów powoduje obrót mimośrodków, po bokach miarkowa-

nika osadzonych, przyczem właściwe mimośrodowości ulegają zmianie co do wielkości i kierunku osadzenia. Cały ten ustrój, zaklinowany na wałku stawidłowym, otrzymuje ruch przez tryby stożkowe od wału głównego tuż poza wykorbieniem. Przenośnik ruchu, wałek stawidłowy, spoczywa na trzech konsolach. Tryby stawidłowe ubezpiecza od kurzu bęben z blachy oksydowanej, uczepiony do bagnetu i podparty słupkiem; korpus regulatora pokrywa osłona lana, otwarta po bokach tuż u mimośródów, a spoczywająca na filarku środkowym.

Z tyłu na końcu wałka stawidłowego tkwi przyrząd do zmiany obrotów podczas biegu w granicach 10% zwykłej liczby stu obrotów na minutę. Stanowi to nader cenną zaletę silnika, obroty bowiem wirówek i pomp odśrodkowych dają się w ten sposób ściśle dobrać do wymagań chwili. Ponadto, w razie ewentualnej wymiany koła rozpędowego linowego na wirnik generatora trójfazowego, normalne liczby obrotów 93 lub 107 można oczywiście otrzymać bez trudu. Z tą myślą również suto liczono wał, aby utrzymać jego strzałkę ugięcia w granicach dozwolonych; wreszcie tryb stawidłowy, osadzony na zwisającym końcu wału głównego, rozbudowano w kształcie połowy łącznika, aby móżdż w przyszłości doczepić doń wałek wzbudacza, ustawionego tuż za stadlem trybowym wałka stawidłowego. Ostatecznie zamiast wzbudacza, można w tem miejscu ustawić generator boczny, bo zwisający koniec wału średnicy



Rys. 5. Cylinder parowy.

200 mm wystarcza, aby przenieść całą moc silnika na wał generatora.

Elektryfikacja silnika jest zarazem z góry przewidziana, a zwłaszcza umożliwiona przez zastosowanie precyzyjnego stawidla systemu Proella nowego typu, dotychczas u nas nie spotykanego (rys. 3). W tem stawidle drągi mimośrodowe *L* oddają ruch wahadłowy mimośródów regulatora kamieniom *G*, pokretnym na czopach *H*. W pewnym położeniu, wskazanem zresztą na rysunku, ustala się dotyk pomiędzy kamieniem *G*, a rolką *M*, osadzoną na czopie widlastego lewara *E*. Przy dalszym ruchu w kierunku strzałki uwypuklenia kamienia *G*, widoczne nad rolką, unosi ją ku górze, przyczem lewar *E* obraca się na czopie stałym *F*. Dwie boczne luźne oprawy przenoszą ruch rolki na prowadnik *A*, który unosi się ku górze, sunąc w odpowiednim otworze latarni *N* i zgniata ciśnącą nań sprężynę *B*. Przy ruchu powrotnym kamień *G*, cofając się, usuwa swój garbek z pod rolki; sprężyna ciśnie na prowadnik i rolka ponownie opada wraz z prowadnikiem. W dolną tuleję prowadnika wkręcono wrzeciono zaworu parowego. Możemy więc dowolnie otwierać i zamykać zawory, miarkując ruchy zwrotne kamieni *G* samoczynnie, zapomocą mimośródów regulatorowych. Wrzeciona *D* przeszywają pokrywy *P* labiryntowo uszczelnione; całości latarni, ześrubowanych z cylindrem, pokrywają polerowane okapy *Q*. Tylko co opisane stawidło pracuje bez zarzutu; hartowane na bolcach, kamieniami i rolkami—prawie że nie ulega zużyciu, jest przytem niezwykle dokładne i pewne w działaniu. Napelnienia daje prawie równe w granicach zera bezwzględnego i 60%.

Stawidło wylotowe ma ustrój zupełnie podobny. Sprężanie można zmieniać w szerokich granicach nader łatwo. Ponieważ oba króćce wylotowe odlano po bokach garnków

dolnych cylindra (rys. 5), przeto pośrodku od spodu przechodzi jedynie rura wlotowa. Dostęp do stawideł dolnych jest zatem nader ułatwiony, nie tak jak w innych silnikach.

Oparty na szerokiej łapie środkowej cylinder zaworowy posiada tuleję wewnętrzną z twardego żeliwa, wtłoczoną na gorąco. Budowany jest przeto z płaszczem środkowym, a więc na parę nasyconą lub suszoną, z pominięciem przegrzanej, jako zgola nieodpowiedniej, a nawet szkodliwej w gospodarce parowej w cukrowni. Obie bardzo głębokie pokrywy zawierają pakunki systemu Proella. Do tylnej przyśrubowano prowadnik, podparty słupkiem na końcu. Po tym prowadniku ślizga się suwak podpierający od tyłu tłoczysko. W ten sposób osadzony na nim szwedzki tłok trójsprężynowy nie trze o ścianki cylindra, umożliwiając małe zużycie smarów.

Podobnie pracują oba tłoki pomp przez dodanie prowadnika międzycylindrowego, uwidocznionego na zestawieniu i w przekroju (rys. 2). Pomie powierzonej dano zwykły tłok szwedzki; gazowej—tłok składany z dwóch części *B* i *D*, połączonych wieńcem śrub *C*. Pierścień, łączący te części, stanowi podłoże dwóch sprężyn szwedzkich, które z łatwością można wyjąć po rozebraniu części bocznych tłoka. Pokrywa *A*, docięnięta nakrętką tłoczyska, osłania nakrętki śrub *C*. Całość więc zachowuje się jak tłok jednolity, a zatem zupełnie pewny i trwały. Rozbieranie i czyszczenie sprężyn jest nader łatwe.

Oba cylindry pomp są ochładzane wodą, która wchodzi od dołu przez otwory *GG*, bezpośrednio chłodząc esy kanałów, przelewa się przez ich wierzchy, omywa tuleję środkową i gorąca uchodzi przez otwory górne. Po drodze a zwłaszcza w sąsiedztwie wlotów *G*, osadzają się złogi kamienne; w zwykłych pompach usuwanie tych osadów jest zgola niemożliwe podczas biegu, tutaj natomiast z łatwością daje się uskutecznić przez górne kwadratowe otwory boczne i środkowy owalny, wyraźnie zaznaczone na zestawieniu.

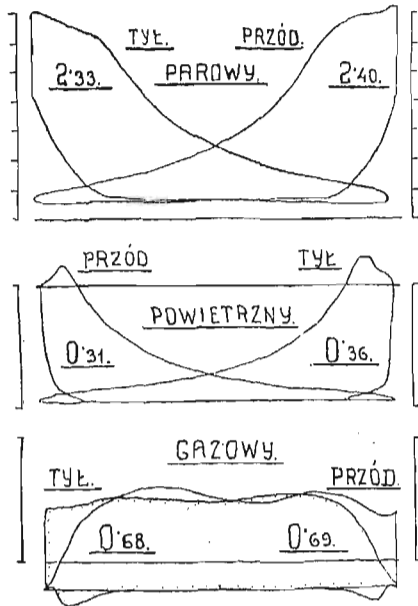
Podobnie czyszczą się również i pokrywy. Po rozśrubowaniu wieńca śrub *E* zdejmuje się pierścień *F*, osłaniający otwory podłużne, które otwierają dostęp do wnętrza pokryw. W pokrywach innych typów jest to zgola niemożliwe, to też po roku zarastają kamieniem doszczętnie.

Stawidla obu pomp stanowią zwykle suwaki typu Weissa z przelewem. Wieloletnie doświadczenie ustaliło ten rodzaj stawidla, jako najodpowiedniejszy. Następczał on pewne trudności w zastosowaniu do długich silników bliźniaczych centralnych, o których wyżej była mowa, trzeba było bowiem daleko prowadzić ruch od wału.

Radzono sobie jak umiano, nieraz nawet opacznie. Brano bowiem ruch suwakowy od tylnego końca wałka stawidłowego tuż za regulatorem, co sprawiało, że rytm suwaka udzielał się masom regulatora, burząc prawidłowość miarkowania biegu. Ponadto tryby stawidłowe pracować musiały z nadmiernym wysiłkiem, a konsole wałka stawidłowego drgały w oczach z wyteżenia. Nie było na to rady, to też chcąc ominąć trudność, zastosowano do silników bliźniaczych pompy zaworowe, nader złożone i wiotkie w budowie, a więc zgola bezcelowe w cukrowni, gdzie pompy walczyć muszą z kurzem wapiennym, rdzą przewodów i mazią gazową. Wymaga to mocy i prostoty—cech wyróżniających właśnie cylindry suwakowe, jakie zastosowano w omawianym tu silniku grzejnym.

Mamy przeto suwak gazowy zwykły nieckowy bez klap. Nie posiada on kanału przelewowego w ścisłym tego słowa znaczeniu, często bowiem kanałik, zatkany mazią, przestaje działać zupełnie. Właśnie, by tę niedogodność usunąć, zastosowano przykrycia wewnętrzne ujemne, dodając ściankę pośrodku, pokrywającą wylotkę przez cały czas trwania przelewu, jak to zresztą najlepiej uwypukla przekrój poziomy, gdzie wyrysowano suwak w położeniu odpowiednim. W ten sposób samo wnętrze niecki suwakowej stanowi kanał przelewowy—nie może zatem uleść zatkaniamu.

Ten sam ustrój ma również i suwak powietrzny. Zapatrzone go aż w dwie górne kłapy, niezależnie od siebie działające, jak to wyraźnie spostrzedz się daje w przekroju (rys. 2). Wszystkie dotychczasowe suwaki powietrzne pracowały z jedną klapą, która musiała się unosić co skok, a więc dwa razy na obrót. W tych warunkach praca poje-



Rys. 6. Wykresy cylindra parowego i obu pomp.

dyńczej kłapy była nader wątpliwa przy wyższej liczbie obrotów, to też dobre wyniki otrzymywano jedynie poniżej 90 dwu skoków na minutę. Uniezależniając kłapy, możemy podwoić tę liczbę bez żadnych trudności. Drugą wadę zwykłych powietrznych suwaków stanowiło zawieszenie kłapy na bocznych szelkach lub drążkach, które nader często pękały. Tutaj zawieszono obie kłapy na wspólnym wałku *A*, przedzierzgniętym przez górne uszy suwaka *S* (rys. 4). Mimośrodowe tuleje *L*, tkwiące w klapach, umożliwiają prawi-

ldowe nastawienie kłapy *B*, tuleja bowiem odpowiednio obracana w klapie, mniej lub więcej przybliża kłapę do suwaka; w ten sposób z łatwością możemy otrzymać ścisły a szczelny dotyk kłapy wzdłuż otworów *C* i zamocować tuleję we właściwym położeniu klinem *M*. Jak to widać z rysunku suwaka, kłapy *B* zwisają pionowo. U dołu w *N* cisną, na nie sprężyny *K*, odpowiednio regulowane nakrętkami *G* i *H*, osadzone na sworzniu *E*. Nakrętki nastawcze *F* normują skok kłapy. Opisany suwak pracuje nader sprawnie i cicho.

Oba suwaki pomp, przedzierzgnięte drągami suwakowymi, otrzymują ruch z przystawki bocznej wału głównego (rys. 1). W jej łożyskach *E* obraca się wałek wykorbiony *GH*, połączony krótkim korbowodem z przedłużeniem czopu korbowego pomp. W ten sposób podwójny czop wykorbienia obraca się zdążając za korbą wału głównego z odpowiednim opóźnieniem. Korbowód *A* przenosi ten ruch bezpośrednio na drąg suwakowy pompy powietrznej, a korbowód *B* na wahacz *C*, który, jak to zresztą wyraźnie uwypukła zestawienie, przenosi ruch na drugą stronę pompy powietrznej, oddając go suwakowi gazowemu przez pośrednictwo korbowodu *D* i drąga suwakowego.

Wahacz *C* składa się z mocnego wałka stalowego z nasadzonymi odpowiednimi korbami. Łożyska tego wałka przymocowane są do płyty obu pomp. W ten prosty sposób rozwiązano zagadnienie przeniesienia ruchu stawidłowego na pompy, nie używając wcale mimośrodków, osadzonych na wale, jak wiadomo, nader kapryśnych w pracy i prawie zawsze gorących. Całość ruchu pracuje bez zarzutu: panewki są chłodne, drągi, stosunkowo dość krótkie, nie drgają— w wahaczu niema uderzeń.

Wszystkie przewody silnika idą pod podłogą. Silnik budowany na 10 atm. pracy, wystarcza na przerób do 6000 q buraków na dobę.

Wykresy cylindra parowego i obu pomp (rys. 6), zdejmowane w Choceniu podczas kampanii ostatniej przez p. I. Dąbrowskiego, inżyniera Warszawskiego Stowarzyszenia dla dozoru nad kotłami parowymi, są niezwykle prawidłowe. Oba silniki opracowano i wykonano siłami krajowymi.

Godzi się tu zaznaczyć, że w rysowni pracowali wyłącznie byli wychowawcy szkoły technicznej imienia H. Wawelberga i S. Rotwanda, jako technicy-rysownicy silnika.

KOŁA SPRĘŻYNOWE.

(Ciąg dalszy do str. 264 w № 31 i 32 r. b.)

Dla określenia siły *T*, działającej w poprzecznym przecięciu obręczy prostopadłym do osi, weźmiemy sumę projekcji wszystkich sił na kierunek *T*, a mianowicie:

$$T - Q_1 \sin \alpha + \int_0^{\alpha} P ds \cos(\alpha - \beta_1) = 0.$$

Po podstawieniu zamiast *P* jej wartości i rozkładając $\cos(\alpha - \beta_1)$, znajdziemy:

$$T - Q_1 \sin \alpha + k r_0 \cos \alpha \int_0^{\alpha} (r - b) \cos \beta_1 d\beta + k r_0 \sin \alpha \int_0^{\alpha} (r - b) \sin \beta_1 d\beta = 0.$$

Podstawiając zamiast całek wzory wyżej wyprowadzone, znajdziemy:

$$T = Q_1 \sin \alpha - k r_0 \left(r_0 - b + \frac{1}{2} \frac{b f}{r_0} \right) \sin \alpha - k f \alpha \cos \alpha \left(r_0 - \frac{b}{2} \right) \quad (5).$$

Teraz należy określić wartość momentu, działającego w obręczy w punkcie *A*. Weźmiemy momenty wszystkich sił, działających na obręcz względem p. *O*₁. Moment wszystkich sił, działających na szprychy sprężynowe, jest = 0.

$$M - M_1 + Q_1 (r_0 + f) - Q (r_0 + f \cos \alpha) - T f \sin \alpha = 0.$$

Po podstawieniu zamiast *Q* i *T* wartości znalezionych poprzednio z równań (4) i (5), znajdziemy:

$$M = M_1 - Q_1 r_0 + k r_0 (r_0 - b) (r_0 - f) + \cos \alpha [Q_1 r_0 - k r_0 (r_0 - b) (r_0 - f)] + k f r_0 \alpha \sin \alpha \left(r_0 - \frac{b}{2} \right) \quad (6).$$

Wreszcie należy nam określić związek pomiędzy wszystkimi siłami, jakie przejawiają się w kole podczas biegu i obciążenia osi *P*. W tym celu weźmiemy sumę projekcji nateżeń napięć wszystkich sprężyn połowy koła na kierunek pionowy *BC* (rys. 2), a mianowicie:

$$\int_0^{\pi} P ds \cos \beta_1 - \frac{P}{2} = 0.$$

Podstawiając za *P* jego wartość, znajdziemy:

$$k r_0 \int_0^{\pi} (r - b) \cos \beta_1 d\beta - \frac{P}{2} = 0.$$

Całka ta została przedtem już wyprowadzona w równaniu (3) i podstawiając w niem $\alpha = \pi$, znajdziemy:

$$k r_0 \int_0^{\pi} (r - b) \cos \beta_1 d\beta = k f \pi \left(r_0 - \frac{b}{2} \right),$$

a stąd znajdziemy:

$$P = 2 k f \pi \left(r_0 - \frac{b}{2} \right) \quad (7).$$