

MASZyny PAROWE ZŁOŻONE

(„COMPOUND“)

PODAŁ

S. M. Roguski

Inżynier-Mechanik.

(Tabl. VII.)

Maszyny parowe o podwójnem rozprężaniu czyli t. z. „compound“ mogą być uważane jako znaczne ulepszenie maszyny *Woolf'a*. Ten zasadniczy zwrot do zarzuconego od kilkunastu lat typu usprawiedliwia się bliższą znajomością natury i własności ciepła oraz tych rozmaitych warunków, jakie wpływać mogą i muszą na korzystne jego zużytkowanie jako siły. Dopiero w ciągu ostatnich kilku lat a szczególnie na zeszłorocznej wystawie paryskiej występują maszyny pod nazwą „compound“ jako typ całkiem odrębny i ostatecznie wykończony; typ ten wytworzył się jednak powoli z pierwowzoru *Woolf'a* przez ciągłe ulepszanie i nie ma bynajmniej charakteru wynalazku doraźnego.

Na wystawie paryskiej w 1867 r. znajdowała się maszyna parowa o złożonem rozprężaniu, zbudowana przez *p. M. B. Normand'a*, przy spółdziale inżyniera *Piotra Verrier'a*. Ten ostatni jeszcze w lutym 1860 r. otrzymał patent wynalazku na nowy system maszyn parowych (ulepszonych *Woolf'a*), którego założeniem miało być zupełne usunięcie wstrząśnięć i wszelkiej nieregularności ruchu, jakie mogą mieć miejsce w maszynach o jednym cylindrze, skutkiem wysokiego stopnia rozprężania, jak niemniej zabezpieczenie się od zbyt wielkiej straty ciepła, będącej zwykłym i naturalnem następstwem połączenia cylindra pracującego przy wysokiem ciśnieniu, ze skroplaczem (*condenseur*). Projektując maszynę dla marynarki, *p. Verrier* proponuje jednocześnie kocioł rurowy pracujący pod ciśnieniem 11—12 kilogramów, wraz ze zbiornikiem rurowym, przez który gorące gazy uchodzą do komina.

¹⁾ „Compound“, zdaniem naszym, nie całkiem dokładnie tłumaczy się słowem „złożone“ używamy jednakże tego wyrazu ze względu na to, że został on już niejako przyjęty ostatnimi czasy. (Przyp. Aut.)

Para z kotła wchodzi najprzód do małego cylindra, przypiływ trwa do 0,2 skoku tłoka, poczem para rozpręża się i przy skoku odwrotnym przechodzi do pomienionego zbiornika, w którym się ogrzewa.

Przypuszczając, że ciśnienie pierwotne w kotle wynosi 12 kgm., będziemy mieli podług wzoru *Mariotte'a* — $12 : x = 1 : 0,2$, czyli ciśnienie pary po rozprężeniu, oznaczone przez x będzie wynosić 2,4 kgm.

Objętość zbiornika zastosowaną być winna do objętości cylindrów w taki sposób, ażeby w nim utrzymywało się przy ogrzewaniu stałe ciśnienie 2 kgm.

Ze zbiornika para przechodzi do dużego cylindra, przypiływ trwa do 0,25 skoku czyli ciśnienie x' , jakie ma para po ostatecznem rozprężeniu w dużym cylindrze, wynosić będzie 0,50 kgm. Tym sposobem w następstwie rozprężania pierwotna objętość pary wypuszczonej z kotła staje się prawie 24 razy większą, nie uwzględniając pomyłki, jaka wynika z zastosowania prawa *Mariotte'a*.

Stosunek objętości cylindrów maszyny *p. Verrier'a* był 1 : 4, rozprowadzanie pary systemu *Mayer'a*, typ maszyny był tak zwany młotowy z korbami pod kątem prostym ustawionemi.

Pomijając już tę okoliczność, iż samo zastosowanie w owym czasie wyższego ciśnienia i wysokich stopni rozprężenia, szczególnież też w marynarce, uważać należy jako śmiały krok naprzód, trudno nie przyznać, że w powyższem urządzeniu skupiają się prawie wszystkie bez wyjątku charakterystyczne cechy typu „compound“. System *Verrier-Normand'a* znalazł już w r. 1861 zastosowanie w marynarce francuskiej, najprzód na parowcu „Furet“ a następnie z inicjatywy pana *Dupuy de Lôme* i na innych.

Ze swej strony anglicy również dużo się przyczynili do wytworzenia tego systemu maszyn parowych, pomijając już nawet *pp. Randolff'a i Elder'a*, występujących urzędownie jako wynalazcy maszyny „compound“, a których prace na tem polu nie odznaczają się gruntowną świadomością celu i środków dojścia do takowego.

Jako nacechowane pewną systematycznością zasługują na uwagę ulepszone maszyny *Woolf'a* zbudowane w zakładach konstrukcyjnych *pp. Hall'a, Powell'a i Scott'a* w Rouen w Normandyi, *Tuquet Lemaitre'a* oraz *Waddington'a Synów i Sp.*, a mianowicie maszyny *Woolf'a* z rozprężaniem w mniejszym cylindrze i takżeż z rozprężaniem zmiennem podług systemu *Correy'a*.

Z pierwotnym typem maszyn dwucylindrowych *Woolf'a*, opatrzonych zwyczajnymi suwakami, poruszanymi za pomocą trójkątnego mimośrod, dziś się już prawie nie spotykamy. Maszyny te miały ruch powolny: szybkość skoku tłoka wynosiła 300 stóp na minutę; regulowały się one za pomocą zwyczajnego regulatora, który działał na kurek do wypuszczania pary. Nieco później zastąpiono kurek wentylem i dodano do regulatora osobną klapę (*Drosselklappe*). Przypiływ pary trwał podczas całego skoku, następnie para przechodziła do dużego cylindra i tam następowało

rozprężanie jej do objętości od 4 do 6 razy większej; przyspieszenie było bardzo małe, a ściskanie pary po większej części miało miejsce tylko o tyle, o ile to wynikało z przestrzeni szkodliwych.

Zważywszy, że kotły używane wówczas mało się różniły od tych, jakie obecnie są w zastosowaniu, t. j. składały się po większej części z dwóch, trzech lub czterech ogrzewaczy i głównego korpusu z podwójnym lub też potrójnym przeciągiem gazów i płomieniem zewnętrznym, możemy uważać dane praktyczne dotyczące zużycia pary, węgla i wody, oraz skutku dynamicznego, jako zależne jedynie tylko od ustroju samej maszyny. Dość w tym względzie przytoczyć cyfry, ażeby wykazać niższość stosunkową pierwotnego typu *Woolf'a*. Kotły zwyczajne, nie rurowe, parują średnio na funt 1 węgla spalonego — 7 funtów wody, przy średnim ciśnieniu 6-ciu atmosfer; ponieważ maszyny *Woolf'a* lepszej konstrukcyi zużywały 3,31 funtów węgla na godzinę i na konia parowego dotyczące wiściej siły mierzonej za pomocą hamulca *Prony'ego*, spotrzebowywały zatem około 24 funty wody na konia i godzinę. Maszyny dawniejsze i mniej starannie zbudowane spotrzebowywały 26 funtów wody i więcej. W ogóle danych z doświadczalnych dotyczących dawniejszych maszyn *Woolf'a* widzieć się daje znaczna różnica ciśnienia w kotle i przy wejściu do małego cylindra na początku skoku, którą przypisać należy przeciskaniu się pary przez otwory przepustników i powoli odkrywające się otwory stawidłowe a może też poczęści także niezupełnie odpowiednim wymiarom tych ostatnich.

W 1867 r. znajdowała się na wystawie paryskiej ulepszona maszyna *Woolf'a* zbudowana w zakładach pp. *Hall'a, Powell'a i Scott'a*, podług projektu p. *T. Powell'a*; poruszała ona warsztaty prądnicze i tkackie i odznaczała się spokojnym regularnym ruchem. Ulepszenia polegały głównie na powiększeniu rozprężania przez zamknięcie przyływu przed końcem skoku, na złagodzeniu niekorzystnego wpływu przestrzeni szkodliwych przez odpowiednie urządzenie ruchu rozsyłacza, wytwarzające ściskanie pary nieco przed końcem skoku i przyspieszenie w tym stosunku przyływu i odpływu — a wreszcie na powiększeniu szybkości dla utrzymania przy jednakowych wymiarach cylindrów znacznie silniejszych maszyn. Rozprężanie było stałe a przyływ pary regulował się ręcznie za pomocą zwykłego przepustnika. Ponieważ przy tych warunkach maszyna ta okazała się w praktyce lepszą od wielu innych współczesnych a szczególnie też odznaczała się korzystnym zużytkowaniem paliwa i jak to już wyżej powiedzieliśmy, spokojnym równym ruchem, wnosić więc stąd można, że tylko zastosowaniu podwójnego rozprężania raz w mniejszym cylindrze a następnie w większym — zalety jej przypisać należy.

Uważając ulepszoną maszynę systemu *Powell'a*, o której tu mowa, jako typ przejściowy od pierwowzoru *Woolf'a* do maszyny „compound“, podajemy tu dokładny opis doświadczeń dokonanych w r. 1869 przez inżynierów *Ślawęckiego i Palier'a* z przerobioną

w ten sposób maszyną parową, w przedzalni pp. *Lavoisier'a* i *Darnet'a* w okolicach Rouen. Zauważyć należy, że maszyna ta o sile 85 koni, zbudowana w zakładach *Hall'a*, *Powell'a* i *Scott'a* zużywała 23 funty wody i 3,285 f. węgla na konia parowego i godzinę, przy średnim ciśnieniu 4,5 atmosfer. Podajemy tu wyniki wspomnianych doświadczeń podług sprawozdania p. *Tomasza Powell'a* przedstawionego w Towarzystwie inżynierów-mechaników na sesyi paryskiej ¹⁾. Zestawiamy również wyniki doświadczeń dokonanych w 1876 r. z maszynami parowemi systemu „compound“ ze zmiennym rozprężaniem *Correy'a*, zbudowanemi w zakładach konstrukcyjnych *Tauquet-Lemaitre'a*, oraz takiemiz z fabryki pp. *Waddington'a* Synów i Spółki. Ostatnie doświadczenia szczególnie zasługują na uwagę, ze względu na tę okoliczność, że towarzyszyły im bardzo starannie przeprowadzane badania kalorymetryczne, które miały na celu bezpośrednie oznaczenie ilości wody zasilającej i ciepła zużytego do wytworzenia pary. Zestawienie liczbowe wykazuje także wyraźnie różnice, jakie mogą w ogóle w funkcyonowaniu maszyn tym rodzaju, przy zastosowaniu rozprężania w małym cylindrze, zmieniającego się w stosunku do oporów, na wsół nowszych systemów *Corliss'a*, *Nolet'a*, *Sulzer'a* itp.

Doświadczenia pp. *Stawęckiego* i *Palier'a* odbywały się w następujących warunkach: kotły były zwyczajne z 2 ogrzewaczami (à rechauffeurs) zasilane zimną wodą poprzednio nie ogrzewaną; ogólna powierzchnia ogrzewalna trzech takich kotłów wynosiła około 1465 stóp kwadratowych. Maszyna robiła około 25 obrotów na minutę (szybkość bardzo małą), średnica większego cylindra wynosiła 35,04", skok 6'6", średnica mniejszego 17,04", skok 4'9". Po zgaszeniu ognia ciśnienie w kotle spadło do 4,85 atmosfer, poczem na nowo rozniecono ogień odważonym na ten cel węglem; maszyna szła następnie 374 minut i stała 392 minut, poczem ciśnienie powróciło znowu do 4,85 atmosfer. Główny wał był odpowiednio obciążony za pomocą hamulca *Prony'ego* tak, ażeby przy pełnem otwarciu przyływu pary, szybkość była normalną, t. j. wynosiła 25 obrotów na minutę. Używano węgla mieszanego tłustego i suchego w średnich gatunkach z kopalni Charleroi, popiołu otrzymano 15,6%. Diagramy zdejmowano z jednej strony cylindrów za pomocą dwóch indykatorów *Mac-Naught'a*. Otrzymane dane dotyczące samego wytwarzania pary są następujące: temperatura wody zasilającej 79° Fahr., średnie ciśnienie absolutne w kotle 5 atmosfer, temperatura pary 307,6° F. Przy tych warunkach wyparowano wody 257,20 stóp. sz. czyli 16 051 funtów. Na wyparowanie tej ilości wody spotrzebowano węgla 2 315 funt., z którego otrzymano 361,6 funt. popiołu, przypada zatem na funt węgla 6,91 funt. wyparowanej wody 79° Fahr. pierwotnej temperatury, a redukując wagę wody do temperatury 32° i potrącając popiół wypada na funt czystego węgla 7,85 funt. wody.

¹⁾ Wyniki doświadczeń podano w miarach angielskich. (Przyp. Aut.).

Co się tyczy zużycia pary, węgla i wody w stosunku do wytworzonej siły wyrażonej w koniach parowych, otrzymano następujące liczby:

Obciążenie hamulca *Prony'ego* wyrażone w koniach parowych 75 kilogrametrowych wynosiło 143,75. Maszyna szła jak już wspomnieliśmy wyżej w ciągu 374 minut, przypada zatem na konia parowego i godzinę 2,58 funt. węgla i 17,85 funt. wody.

Zdjęte diagramy dały średnią liczbę 173,32 koni parowych. Powierzchnia przecięcia większego cylindra wynosiła 964,3 cali kwadr., powierzchnia przecięcia trzona tłokowego 10,98 cali kwadr., szybkość skoku tłoka wyrażona w stopach na minutę $242\frac{6}{10}$ ". Średnia rzędna diagramu większego cylindra dała na cal kwadratowy 8,53 funtów. Odpowiednie wymiary małego cylindra są następujące: powierzchnia przecięcia 253,1 cal. kw., przecięcie tłoka $5,22\frac{1}{2}$ cal. kw. Średnia rzędna diagramu czyli średnie ciśnienie wynosiło na cal kw. 91 funt. Ponieważ wskazane ciśnienie na tłok było mniejsze z pod spodu jak z góry, należy zatem zrobić odpowiednią poprawkę w rachunku i wtedy otrzymujemy z diagramów jako średni skutek teoretyczny 163,33 koni par. Skutek rzeczywisty wynosi 88% skutku wykazanego przez diagram, na konia parowego zatem i na godzinę przypada 15,72 funt. wody i 2,27 funt. węgla. Po dokonaniu przeróbki według systemu *p. Powell'a*, otrzymano średnio 23% oszczędności paliwa i większą siłę przy tych samych wymiarach cylindrów.

Maszyny z fabryki *p. Tauquet-Lemaitre'a* były już wypróbowane w 1876 r.; należą one do typu „compound.“ Było ich dwie, z dwoma kotłami, spólnym wałem i kołem rozpędowym. Kotły były zwyczajne z trzema ogrzewaczami i osobnym kociołkiem do ogrzewania wody; ten ostatni jednakże nie był użyty podczas próby, tak że kotły zasilane były zimną wodą, mającą 87° Fahr. ciepłoty. Wytwory palenia ulatywały wprost do komina.

Całkowita powierzchnia ogrzewalna trzech kotłów wynosiła 2152 stóp. kwadr. Średnica dużych tłoków 41,34", powierzchnia przecięcia większych cylindrów 1342,5 cali kwadr., powierzchnia przecięcia odpowiednich trzonów tłokowych 17,7 cali kw., skok większych tłoków 6'6", szybkość na minutę 384 stóp, średnica mniejszych tłoków 20,67" skok $4'8\frac{5}{8}$ " powierzchnia przecięcia mniejszych cylindrów 335,5 cali kwadr., odpowiednia powierzchnia trzonów 10,75 cali kwadr., szybkość w stopach na minutę 287,3

Skroplanie się pary w rurach i przepustnikach na drodze do cylindra nie było uwzględniane.

Główne warunki otrzymania pary były następujące: ciepłota wody zasilającej 87,7° Fahr., wtłoczono takowej do kotłów podczas próby 1031 65 stóp sz. czyli 64,080 funt. ang. Średnie ciśnienie absolutne w kotle wynosiło 5,84 atmosfer a ciepłota pary 316,4° Fahr. Ogółem zużyto 9411 funt. węgla zawierającego 10,3% popiołu czyli każdym funtem węgla wyparowawano 6,8 funt. wody.

Diagramy zdejmowano z obu stron każdego cylindra za pomocą ośmiu indykatorów *Richard'a*. Otrzymane w ten sposób średnie rzędne ciśnienia wynosiły dla większych cylindrów z dołu 4,04 funt. z góry 5,23 funt. na cal kwadr. — dla mniejszych zaś z dołu 38,94 z góry 39,40 funt. na cal kwadr. przecięcia tłoka.

Doświadczenie trwało minut 749, ilość wody o 87° Fahr., zużytej na godzinę wynosi zatem 5155,3 funty, czyli na godzinę i na konia parowego (indykatornego) 14,43 funt. Węgla na godzinę i na konia zużyto 2,125 funt.

* * *

Zastosowanie zmiennego rozprężania podług systemu *Correy'a* stanowi nowy krok przejściowy od pierwotnego typu *Woolf'a* do najnowszych a w szczególności do maszyny „compound“.

Pan *T. Powell* wpadł na ten pomysł przekonawszy się, że przy zwyczajnych rozsyłaczach, maszyny ulepszone *Woolf'a* niezupełnie odpowiadają wymaganiom praktyki, a to ze względów poniżej wyluszczonych. Regulowanie przyływu pary za pomocą zwykłego przepustnika lub też kłapy regulującej połączonej z regulatorem, jak wiadomo nie może zapewnić równego jednostajnego ruchu maszyny przy zmiennych obciążeniach i utrzymać możliwie korzystnego stosunku pomiędzy zużytą ilością pary a tem samem i paliwa — a otrzymanym skutkiem rzeczywistym. Zważywszy że *p. Powell* miał do czynienia z maszynami poruszającemi przędzalnie i tkalnie łatwo sobie zdać sprawę, że te wady stałego rozprężania i dawniejszych systemów rozsyłania pary wpadły mu w oko. System zmiennego rozprężania *Correy'a*, w zastosowaniu do nowszych maszyn okazał się tak ze względu na oszczędność paliwa, jak i na jednostajność ruchu bardzo zadowolniającym — i to tem więcej, im bardziej zmiennem jest obciążenie maszyny a ruch jej więcej miarowy, spokojny i jednostajny. Dokładny opis i rysunek systemu rozsyłacza ze zmiennem rozprężaniem zależnem od regulatora *Correy'a* znaleźć można w tomie XX czasopisma „Engineering“ na str. 354. Rozprężanie może mieć miejsce w każdym punkcie skoku, kiedy obciążenie zmniejsza się lub ustaje, stopniując się odpowiednio temu ostatniemu od 0 do 0,90 skoku. Stosunek rozmaitych organów wchodzących w skład rozsyłacza *Correy'a* musi być nieco odmiennym dla maszyn o podwójnych cylindrach t.j. maszyn zbliżonych do typu „compound“, albowiem np. mimośród rozprężania (excentric of expansion) wprawia się w ruch za pomocą dwóch kół zębanych, których stosunek odpowiada 1 : 2; przy takim urządzeniu granice rozprężania zbliżają się i mogą się zmieniać tylko od 0 do 0,40 skoku. W maszynach „compound“ objętości cylindrów mają się do siebie co najmniej w stosunku 1 : 5; stopniowanie rozprężania i przyływu musi się więc zawierać w szerszych granicach.

Zmienne rozprężanie *Correy'a* zastosowano także do ulepszonych maszyn *Woolf'a* w zakładach *Waddington'a* Synów i Spółki.

Podajemy tu warunki i wyniki doświadczeń wykonanych z temi maszynami przez inż. *Roland'a* w r. 1877. Maszynę obsługiwały dwa kotły; jeden z nich o powracającym płomieniu z dwiema rurami płomiennymi $17\frac{1}{2}$ " średnicy i z dwoma ogrzewaczami umieszczonymi pod spodem, mający około 570 st. kwadr. powierzchni ogrzewalnej; drugi rurowy dawniejszego kształtu z dwoma ogrzewaczami. Całkowita powierzchnia ogrzewalna drugiego kotła wynosiła mniej więcej 1022 st. kwadr., rury sięgały tylko do połowy jego długości i miały stosunkowo do innych wymiarów za małe przecięcie. Używano węgla suchego, którego przez cały czas próby spalono 5137 funt.; po potrażeniu 712 funt. popiołu zużyto razem 4425 funt. czystego węgla.

Cylindry były otoczone koszulką z przebiegiem pary, woda ze skroplania tej ostatniej otrzymana powracała do kotła przez osobną na ten cel przysposobioną rurę. Przed próbą rura ta była zamkniętą, a cylinder ogrzano za pomocą pary; skroploną wodę zważono i pokazało się wtedy, że na ogrzanie rury przyplywowej, prawie 60 stóp długiej, koszulki i cylindra przed puszczeniem w ruch maszyny zużyto 224 funt. pary. Ze skroplenia podczas ruchu otrzymano 3648 funt., a ponieważ wszystka ta woda powróciła do kotła, dodać więc należy do ilości wyparowanej wody notowanej podczas zasilania 3872 funt. Ilość wody wtłoczonej do kotła podczas ruchu wynosiła przy temperaturze 32° Fahr. 28884 funt. Woda pochodząca ze skroplenia posiadała ciepłotę pary czyli 214.8° Fahr. Na funt węgla brutto wyparowano 6,19 funt. wody, na funt zaś węgla czystego t. j. po potrażeniu popiołów — 7,19.

Doświadczenie trwało 13 godzin. Do kotła wpompowano 29368 funt. wody, po potrażeniu więc 274 funt. na nieszczelność szwów i rur, otrzymujemy, że maszyna zużytkowała 29 093 funt. czyli około 2 129 funt. na godzinę.

Ze skroplenia w koszulce ochronnej cylindrów, przez cały czas trwania doświadczenia otrzymano 267 funt. wody o temperaturze 314.8° Fahr., która w stanie pary posiadała 314724 jednostek ciepła według normy angielskiej. We Francji przyjęto liczyć na jednostkę ciepła 425 kilogrametrów co odpowiadało 774,7 stópo-funtom na jednostkę angielską. Woda skroplona wchodziła do kotła w ilości 267,2 funt. i z temperaturą $314,8^{\circ}$ Fahr.; odyskiwano zatem $267,2 \times 314,8 = \text{okr. } 75\,567$ jednostek ciepła. Cylinder więc, koszulka zabezpieczająca rury i t. d. pochłonęły razem 239 157 jednostek ciepła czyli mniej więcej około 203 funt. pary.

Zestawiając powyżej podane liczby widzimy, że maszyna zużyła na godzinę około 2130 funt. wody wpompowanej podczas zasilania i 203 funt. w kształcie pary na ogrzanie, czyli razem 2333 funt.

Diagramy tłokowe zdejmowano podczas próby za pomocą indykatorów *Richard'a*, jednocześnie z obu stron obu tłoków i w obec następujących warunków: średnia szybkość maszyny

wynosiła 24,5 obrotów na minutę, powierzchnie przecięcia tłoka i trzona tłokowego większego cylindra — 1073,4 cali kw. i 13 cali kw., szybkość tłoka na minutę — 318,2 stóp skoku, powierzchnie przecięcia mniejszego tłoka i trzona — 253,1 i 7,03 cali kw., szybkość tegoż na minutę — 232,4 stóp skoku. Średnie rzędne ciśnienia otrzymane z diagramów wynoszą: dla większego tłoka z góry 5,77 ft., z dołu 5,38 funt., dla mniejszego z góry 46,59 funt. z dołu 42,8 ft. średni skutek maszyny w koniach parowych — 137,88 k. p. Zestawiając otrzymane liczby widzimy, że na konia parowego przypada 16,91 funt. wody wyparowanej, przy średnim ciśnieniu 67,3 funt. ang. na cal kwadratowy.

Zauważyć należy, że ilość skroplonej wody w rurach, w koszulce zabezpieczającej, przepustnikach itd. wynosiła około 9% całkowitej ilości wody zużytkowanej w maszynie: jest to procent zbyt wysoki.

Przyczyny wytwarzające taki stosunek po większej części nie zależą od konstruktora, lecz tylko od rozmaitych miejscowych warunków, których przy montowaniu maszyn bardzo często usunąć nie podobna. Zdarzyło się nam widzieć maszyny parowe jeszcze niekorzystniej pod tym względem ustawione, szczególnież też w cukrowniach krajowych, gdzie np. rury doprowadzające parę były po 70, 80 i 100 stóp długie. Szaflowanie bez oczywistej potrzeby a tylko jakoby dla wygody pośrednimi przepustnikami (wentylami), które także często spotykać się daje w krajowych zakładach przemysłowych, podnosi znacznie wspomniany stosunek, zwiększając proporcjonalnie kosztą wytworzenia siły.

Dla należytego sprawdzenia powyższych wyników urządzony był osobny zbiornik sześcienny, do którego wpuszczano wodę ze skroplacza. Zbiornik ten wewnątrz cynkowany podzielony był na kilka części, dziurkowanymi poprzecznymi przegródkami. Tym sposobem ponad otworem odpływowym zbiornika umieszczonym w jednym końcu, zwierciadło wody pozostawało w zupełnym spokoju pomimo ciągłego dopływu wody ze skroplacza w przeciwnym końcu; otwór odpływowy wyrobiony był przytem w cienkiej blasze.

Dla dokładnego obliczenia ilości wody odpływającej ze zbiornika, należało najprzód otrzymać pewien stały i odpowiedni poziom nad otworem odpływowym oraz oznaczyć powierzchnię przecięcia zbiornika.

W tym celu otwór odpływowy pozostawał zamkniętym aż dopóki poziom wody w zbiorniku nie podniósł się do pewnej średniej wysokości, na której utrzymywał się przez cały czas normalnego regularnego ruchu maszyny. Po odetkaniu otworu poziom wody obniżył się raptem na kilka centymetrów i wtedy zebrano i zważono wodę, która wyciekła przez otwór. Powtarzano tę czynność kilkanaście razy zapisując zawsze otrzymaną wagę, objętość i wysokość poziomu wody w zbiorniku. Dzieląc objętość

przez odpowiednią wysokość poziomu, ponad środkiem otworu odpływowego, otrzymano średnio 14,204 stóp kwadr. Dla powierzchni przecięcia zbiornika, średnia wysokość wody ponad środkiem otworu odpływowego wynosiła 7,99 cali.

Zatkano również otwór odpływowy korkiem gutaperkowym z wewnątrz, tak że samo ciśnienie wody przyciskało korek; następnie 30 razy z rzędu mierzono wysokość poziomu wody, przy zamkniętym otworze, poczem w ciągu 5 sekund pozostawiano otwór odpływowy otwartym i notowano wagę wody która przez ten czas wyciekła jak również i obniżenie jej poziomu, a to w celu bezpośredniego przekonania się, jakiego czasu potrzeba, ażeby poziom z 8,661" ponad środkiem otworu odpływowego spadł do 7,087".

Objętość wody wyciekającej przez dany otwór (Q), przy średniej wysokości poziomu po nad środkiem otworu (H), otrzymuje się ze wzoru $\frac{0,1653 S}{T} (\sqrt{H_0} - \sqrt{H_1}) \sqrt{H}^1$ w którym S oznacza przecięcie zbiornika czy też naczynia w stopach kwadratowych, H_0 i H_1 wysokości poziomu przy zatkanym i odetkanym otworze odpływowym, T czas, w ciągu którego następuje dana różnica poziomów $H_0 - x = H_1$, wyrażony w sekundach.

Wstawiając w powyższy wzór odpowiednie liczby uzyskane w ciągu dokonywania doświadczeń, otrzymamy współczynnik, przez który należy pomnożyć pierwiastek danej wysokości poziomu H , ażeby otrzymać ilość wody wyciekającą w tych warunkach na 1 sekundę.

W danym razie współczynnik ten wynosi 0,1141 a odpływ wody na sekundę 0,3226 st. sz. czyli 20,142 funtów ang.

* * *

W dalszym ciągu naszej pracy powrócimy do powyższych doświadczeń, tymczasem zaś wykażemy treściwie główne różnice, jakie zachodzą pomiędzy dawniejszemi maszynami *Woolfa* a temi o których mówiliśmy. Dawniejsze maszyny zużywają na godzinę i rzeczywistego konia parowego 23 funt. wody, ulepszone zaś 17,85, co odpowiada zużyciu na konia parowego wskazanego przez indykator, — 20,24 i 14,43 funtów.

Zanim przejdziemy do maszyn „compound“, takich jak je obecnie budują, musimy wprzód wykazać, co mianowicie w maszynach nieco dawniejszych udoskonalonych systemów o zmiennem pojedynczem rozprężaniu, o jednym cylindrze lub też sprzężonych (*accouplées*) przyczynia się do spokojnego regulowania ruchu i korzystnego spożytkowania siły, wytworzonej w kotle za pomocą danej ilości paliwa, a co za wadę poczytanem być może.

¹⁾ Patrz: Bulletin Towarzystwa Przemysłowego w Mulhouse za rok 1869 list G. A. Hirn'a. (Przyp. Aut.).

Zmienne i od obciążenia maszyny zależące rozprężanie, wysoki stopień takowego, zmniejszenie przestrzeni szkodliwych, szybkie otwieranie i zamykanie przyływu i odpływu pary za pomocą odrębnych organów, kurków czy też suwaków lub klap umieszczonych osobno na końcach cylindra, stanowią w ogólnym zarysie charakterystykę najlepszych i najnowszych systemów, nie mówiąc rozumie się o ulepszeniach czysto konstrukcyjnych.

Uważając wysoki stopień rozprężania jako niezbędny warunek korzystnego spożytkowania pary, niektórzy fabrykanci uciekają się do zbyt wysokich stopni rozprężania. Że ten system postępowania nie jest uzasadnionym i nie wytrzymuje krytyki,—o tem łatwo przekonać się może każdy, kto tylko zechce baczniejszem okiem wejrzeć w działanie maszyn parowych odrębnych systemów i siły w różnych pracujących warunkach. Mielśmy np. sposobność przekonania się że maszyny *Nolet'a* o zmiennem rozprężaniu, najlepiej i najkorzystniej działają przy ciśnieniu 4 atmosfer w kotle i przyływie do $\frac{1}{5}$ skoku, oraz przy ciśnieniu 5 atmosfer w kotle i przyływie do $\frac{1}{6}$ skoku—i że większe stopnie rozprężania nie dają się stosować z korzyścią. W odmiennych nieco granicach też samo odnosi się i do maszyn *Corliss'a* *Spencer'a*, *Bede'a* i *Sulzer'a*. Z drugiej znowu strony rozprężanie jest najlepszym i jedynym, przynajmniej jak na teraz, sposobem korzystnego zużytkowania pary przy zmiennem obciążeniu maszyn.

Pierwotne ciśnienie w kotle, system skroplania i rozmaite inne warunki, wywierają naturalnie przeważny wpływ na ograniczenie stopnia rozprężania. W tym względzie teoretyczne badania natury i własności ciepła dostarczają wielu bardzo cennych wskazówek, które z czasem znajdują w praktyce zastosowanie i najpewniejszą drogą doprowadzają do zupełnego udoskonalenia maszyn parowych.

Jak wiadomo prawo *Mariotte'a* nie daje się zastosować do rozprężania pary a wzór $p_n : p_o = v_o : v_n$ wyrażający odwrotny stosunek ciśnienia do objętości, musi być zastąpiony innym a mianowicie

$$\frac{p_n}{p_o} = \left(\frac{v_o}{v_n} \right)^a$$
 w którym wykładnik a zależnym jest od

najrozmaitszych warunków i zmienia się w nader obszernych granicach; takowy nigdy nie jest $= 1$, a rzadko kiedy bywa większym od jedności.

Możliwie dokładne określenie praw i zbadanie warunków. od których zależy wartość wykładnika a , stanowi nader ważne zadanie technologii mechanicznej; wszystko to, co jako wynik teoretycznego rozumowania lub też doświadczenia przyczynić się może do rozwiązania takowego, zasługuje bez wątpienia na szczególniejszą uwagę techników.

Wartość wykładnika a zależy nietylko od systemu maszyny, ale i od rozmaitych innych warunków jako to: skroplania się pary

w cylindrze podczas ponownego przypływu, parowania wody podczas rozmaitych peryodów rozprężania, szybkości i wysiłku maszyny, przeciskania się pary przez tłok, rozsyłacz i t. p. Nie możemy tu przedstawiać teoretycznego rozumowania dotyczącego oznaczenia wartości wykładnika a , ale natomiast musimy bliżej roztrząsać nieprzyjemne warunki wywierające przeważny wpływ na takowy, ażeby w następstwie wykazać w jakich mianowicie systemach maszyn parowych najbardziej dają się one złagodzić.

Dawniejsze wzory wyprowadzone na podstawie najściślejszego rozumowania teoretycznego, ale nie uwzględniające wszystkich warunków działania maszyn parowych nie mogą nam wystarczyć; w tym razie korzystamy więc z nowych badań *p. Leloutre'a*, przedstawionych w streszczeniu w Tow. Inżynierów cywilnych w Paryżu.

Zacznijmy od przypływu. W tym peryodzie działania, pomiędzy rozsyłaczem a tłokiem ma miejsce znaczne obniżenie ciśnienia, wynoszące w jednej i tej samej maszynie od $\frac{1}{2}$ do $1\frac{1}{2}$ atm. Obniżenie to przypisać należy przeważnie skroplaniu, ponieważ przeciskanie się pary przez otwory przepustników (laminage) stosunkowo tylko bardzo podrzędny wpływ wywiera. Para skropla się na ścianach cylindra, na tłoku i trzonie tłokowym, chociaż cylinder otoczony jest parą lub też w inny sposób okryty a nawet kiedy używa się pary przegrzanej. Tym sposobem znaczna ilość ciepła zostaje pochłonięta, zawartość wody w danej objętości pary zwiększa się a ciśnienie w odpowiednim stosunku zmniejsza się. Po skończonym przypływie para rozpręża się w stanie większego nasycenia wodą skroploną, która już to wraz z nią z kotła przybywa, już to ze skroplenia w rurach przewodowych i przy zetknięciu z cylindrem, tłokiem i t. p. pochodzi. Ciepło pochłonięte przez wspomniane powyżej powierzchnie metaliczne podczas rozprężania, zamienia w parę część wody i w ten sposób zostaje zwróconem. I rzeczywiście, — mięszanina pary i wody zawarta w cylindrze w chwili zamknięcia przypływu rozpręża się i wykonywa pracę a tem samem powinna się ochładzać. Gdyby więc zwrót ciepła, o którym wspominamy, nie miał miejsca, nastąpić by musiało nowe skroplenie a ilość wody powinna się powiększyć, — tymczasem bezpośrednio przekonać się można że tak nie jest. Najwięcej jednak tego ciepła odbiera para odchodząca skutkiem parowania zawartej w niej wody, cylinder tłok i trzon tłokowy ochładza się najbardziej podczas tego peryodu a ciepło w ten sposób pochłonięte odnajdujemy w skroplaczu. Ta ilość ciepła stanowi odrębny czynnik, który w ogólnej teorii maszyn parowych koniecznie uwzględnionym być musi: nazywamy ją „stratą na skroplaniu“ (R_c). Bezpośrednie doświadczenie poucza, że ilość ta zmienia się w jednej i tej samej maszynie w stosunku do zawartości wody przy końcu skoku, ponieważ jak już powyżej wspomnieliśmy, raptowne parowanie tej wody podczas odpływu przeważnie powoduje ochłodzenie cylindra i t. p. Stąd znaczna a niepotrzebna strata paliwa wynosząca w niektórych maszynach około 30 ciepłostek na skok tłoka (maszyna *Garett'a* i maszyny *Scribe'a*).

Wychodząc z założenia, że podczas rozprężania częściowe skroplanie nie ma miejsca, chyba tylko w bardzo rzadkich wypadkach, kiedy wykładnik α większy jest od 1. (por. *Leloutre*, Bulletin de la Société industrielle de la France) a przeciwnie para odzyskuje napowrót ciepło, utracone skutkiem skroplania się w peryodzie przyływu pełnego, przyjdziemy do wniosku, że przedłużanie rozprężania musi być konieczne korzystnem. Po skończonem rozprężaniu i podczas odpływu, utracone ciepło przechodząc do drugiego cylindra w znacznej części spożytkowyywa się znowu, zatem wyraz R_c dla maszyn parowych o złożonem czyli podwójnem rozprężaniu koniecznie musi być mniejszym.

Samo prawo rozprężania i odpowiednia wartość wykładnika α są różne dla maszyn parowych o pojedynczem rozprężaniu i dla maszyn „compound“, również i stosunek, jaki zachodzi zwykle pomiędzy prawem rozprężania a zachowaniem się mieszaniny pary i wody w rozmaitych peryodach działania maszyn parowych, jest odmiennym. Najnowsze badania *p. Leloutre'a* wykazują, że R_c bezpośrednio sposobem doświadczalnym oznaczyć się nie daje i że odnaleźć je trzeba przez odpowiednie i o ile możności dokładne zastosowanie ogólnych praw przepływu ciepła (transmission de la chaleur).

Zauważymy, że do cylindra maszyny parowej przy najkorzystniejszym obstawieniu, nie wchodzi sama para o pewnem ciśnieniu, ale zawsze mieszanina pary i wody, której objętość wynosi $v_o + v_p$ a waga przy ciśnieniu p_o i temperaturze t_o jest równa M kil. (przez v_o nazywamy całkowitą objętość przyływu, przez v_p objętość przestrzeni szkodliwej). Dana ilość mieszaniny rozpręża się aż do ciśnienia i temperatury krańcowej p_n i t_n , przy czem wytwarza się praca i pochłania się pewna ilość ciepła, której dostarczyć ma otoczenie (cylinder i t. p.) z zasobu, jaki zebrało podczas przyływu. Jeżeli ilość wody otrzymanej przez skroplenie podczas przyływu nazwiemy przez m_s a ilość ciepła potrzebnego do zamienienia w parę jednostki tejże przy średniej temperaturze t_o , oznaczmy przez r_p , — wówczas iloczyn tych dwóch wartości $m_s r_p$ wyrażać będzie ogólną sumnę jednostek ciepła pochłoniętych przez otoczenie. Ta ilość ciepła zwróconą będzie w części rozprężającej się mieszaninie pary i wody przez stopniowe parowanie skroplonego na powierzchniach metalicznych płynu. Cały proces przejścia ciepła od otoczenia do rozprężającej się mieszaniny jest wynikiem zasadniczego prawa rozprężania w zastosowaniu do danej maszyny czyli innemi słowy zależy od wykładnika α , albowiem stopniowanie ciśnienia wypływa z zasadniczego prawa wyrażonego wzorem $\frac{p_n}{p_o} = \left(\frac{v_o}{v_n}\right)^\alpha$ lub też w danym razie uwzględniając przestrzeń szkodliwą przez wzór:

$$\frac{p_n}{p_o} = \left(\frac{v_o + v_p}{v_n + v_p}\right)^\alpha.$$

Woda skroplona podczas przypływu, jak już powyżej wspomnieliśmy może być tylko częściowo i to w mniejszej części wyparowaną podczas rozprężania; pozostała ilość zamienia się w parę przy odpływie, otoczenie zatem dostarcza jeszcze podczas tego peryodu pewnej ilości ciepła R_c , poza tem zaś cylinder ochładza się, wydzielając na zewnątrz pewną ilość ciepła α , a przeciwnie skutkiem tarcia tłoka o wewnętrzną jego powierzchnię, nabywa β jednostek ciepła.

Rzecz naturalna, że im dłuższy będzie peryod przypływu, tem większy zapas ciepła zbierze się w cylindrze, tłoku itd. oraz tem większy będzie iloczyn m, r_p wyrażający summe jednostek pochłoniętych przez otoczenie. Ponieważ rozprężanie nie może racjonalnie przekraczać pewnych granic, zatem jak tego zresztą na każdym kroku praktyka dowodzi, największa część tego zapasu ciepła przechodzi w następstwie do skroplacza wraz z parą odpływową. Jeżeli parę odpływową zastosujemy jako przypływową w drugim cylindrze, w takim razie ciepło to w znacznej części zostanie pożytecznie zużytkowanem. Z bezpośrednich doświadczeń widzimy, że wartość R_c wzrasta w stosunku 1 : 40 przy stopniowaniu przypływu od 0,1 do 0,25; skraplanie się począwszy od wyjścia pary z kotła aż do końca przypływu wynosić może od 13% do 50% ogólnej wagi mieszaniny pary i wody zużytej podczas jednego napełniania (cylindrée), — zużytkowanie więc, choćby tylko w części, tego ciepła ma swoje poważne znaczenie. Przeciskanie się pary przez tłok i rozsyłacz podług wzoru *p. Hirn'a* nie może wynosić więcej jak wartość R_c : stosownie do stopnia rozprężania zmienia się ono w granicach od 0,6% do 15%, wpływając na ciśnienie ujemnie a na przeciwcisnienie dodatnio; wynikająca stąd strata w maszynach złożonych znowu w części wynagrodzić się daje. Wdając się w powyższe szczegóły mieliśmy na celu wykazać, że system „compound“ w zasadzie daje możliwość zupełniejszego i racjonalniejszego spożytkowania ciepła, a jeżeli takowemu w obec udoskonalenia systemów maszyn parowych o pojedynczem rozprężaniu, ze względu na ekonomiczne wytworzenie siły pierwszeństwo stanowczo nie zdaje się być przyznaniem, to okoliczność tę przypisujemy li tylko niedostatecznemu opracowaniu szczegółów i nie całkiem może odpowiedniemu ich zestawieniu w odrębnych okazach

Maszyny parowe o pojedynczem rozprężaniu obecnie doprowadzone zostały do wysokiego stopnia doskonałości. Najlepsze typy jak *Corliss'a*, *Nolet'a*, *Artige'a* itd., rozwijając się na podstawie zmien nego rozprężania w stosunku do oporu, zachowują pomimo doskonałego wykończenia we wszystkich szczegółach pewne słabe strony, które potrzeba koniecznie usunąć. Z tego punktu widzenia system „compound“ ma jeszcze stosunkowo większą przyszłość przed sobą.

Nowsze typy maszyn parowych, o których wspominaliśmy, odznaczają się głównie dążnością do możliwego udoskonalenia systemu rozprężania; zaprowadzonych w nich rozmaitych ulepszeń, złożony system rozprężania (compound) bynajmniej nie wyłącza.

Tak na przykład wszystkie bez wyjątku systemy rozprowadzania pary, poczynawszy od dawniejszych *Meyer'a*, *Farcot'a* i t. d. i kończąc na najnowszych *Corliss'a* i *Nolet'a* dają się zastosować do systemu „compound“.

Nowsze odmiany typu *Corliss'a* jak np. maszyny *Artige'a* i maszyny *Nolet'a* w zupełności wprawdzie usuwają zarzut zbyt zawilej i delikatnej budowy, ale natomiast wymagają dla dostatecznej regularności ruchu dosyć ciężkich kół rozprawowych. Maszyny „compound“ mogą działać zupełnie tak jak maszyny sprzężone (*accouplées*). Przy lżejszem daleko kole rozprawowym, ustawiając korby pod kątem prostym, można zniwieczyć zupełnie martwe punkty i otrzymać ruch spokojny i regularny, tak jak to ma miejsce w najlepszych i najnowszych maszynach sprzężonych. Ostatnie to urządzenie znamionuje właściwie maszynę „compound“ i znacznie już odbiega od systemu pierwotnej maszyny *Woolf'a*; typ ten został też stanowczo przyjęty w marynarce we Francyi i w Anglii a obecnie p. *Mallet* zastosowya go także do parowozów na drodze żelaznej z Biarritz do Bayonny. Zauważymy tu, że w marynarce pozostawiono dawny system rozsyłania (suwaki i mimośrodki) ze względu na to, że maszyniści nie są jeszcze z innymi organami obeznani, a pomimo to maszyny „compound“ dają jak najlepsze rezultaty.

Charakterystykę systemu „compound“ stanowi użycie dwóch cylindrów, z których jeden pracuje o wysokiem a drugi o niskiem ciśnieniu. Odróżniamy w nim dwie odmiany:

1) Tłoki obu cylindrów działają na jedną korbę lub też na dwie korby ustawione w jednej płaszczyźnie, przyczem pomimo bardzo wysokiego stopnia rozprężenia pary, zachodzą w ogóle nieznaczne tylko różnice ciśnienia, stąd stosunkowo mniejsza waga kół rozprawowych i mniejsze zużycie składowych części maszyny oraz znacznie regularniejszy i spokojniejszy ruch. Para wychodząca z mniejszego cylindra wchodzi do większego bezpośrednio. System rozsyłania pary może być pojedynczy. Maszyny te uważane być mogą jako ulepszone *Woolf'a*, zaliczają się jednak do typu „compound“ ponieważ tylko w zasadzie do pierwowzoru się zbliżają.

2) Tłoki obu cylindrów działają na odrębne korby ustawione pod kątem prostym lub też w jednej płaszczyźnie. Para wychodząca z małego cylindra nie wchodzi bezpośrednio do większego, ale zbiera się w pośrednim zbiorniku, którego objętość wynosić powinna 1,5 do 3,5 objętości mniejszego cylindra; system rozsyłania musi być już podwójny tj. oddzielny dla każdego cylindra. Ta ostatnia odmiana nosi nazwę „compound receiver“ czyli systemu złożonego ze zbiornikiem i uważać ją należy jako najbardziej wykończony typ, który łącząc w sobie wszystkie ulepszenia i odmiany charakterystyczne, najbardziej też odbiega od pierwowzoru *Woolf'a*.

Teorya maszyn złożonych dotychczas jeszcze nie została dostatecznie opracowaną i przedstawia się tylko w oderwanych

zarysach. Maszyny te wytworzyły się na drodze praktyki i w jej dziedzinie dotąd pozostają, wkraczając dorywczo tylko w zakres nauki.

Pierwsze próby teoretycznego poglądu na system „compound receiver“ zawdzięczamy profesorowi *Rankine'owi* a na podstawie wykreślonego przezeń diagramu postaramy się mniej więcej dokładnie przedstawić ich teorią a zarazem wykazać różnicę zachodzącą pomiędzy dwiema wspomnianymi wyżej odmianami.

Wychodzimy najprzód z tego punktu widzenia, że względne ustawienie korb nie ma żadnego wpływu na zachowanie się pary w cylindrach i że zbiornik pośredni maszyny „compound receiver“ ma wystarczającą objętość.

W pomienionych warunkach obydwaj cylindry pracują tak, jak gdyby były całkiem odrębne i niezależne od siebie. Wzajemny stosunek obu cylindrów ogranicza się na tem, że para, która w jednym z nich pracowała, przy następnym skoku przechodzi do drugiego i w nim działa przez rozprężanie.

Oznaczmy przez p ciśnienie absolutne na mały tłok, czyli ciśnienie przyprływowe w mniejszym cylindrze,

p_c — ciśnienie w większym i przeciw-ciśnienie w mniejszym cylindrze,

g — przeciw-ciśnienie w większym cylindrze.

V — objętość napełnienia albo długość przyprływu w mniejszym cylindrze, którą uważać będziemy jako wielkość stałą, $= 1$

S — całkowitą objętość mniejszego cylindra, albo stosownie do założenia długość skoku, wreszcie

V_r i S_r — odpowiednie dane dla dużego cylindra, —

i spróbujemy wykreślić diagram czyli płaszczyznę pracy obu cylindrów, przypuszczając dla ułatwienia, że średnice ich są równe a tylko skoki są różne w stosunku do objętości.

Jeżeli dana ilość mieszaniny pary i wody pV wchodzi do małego cylindra i w nim się rozpręża, otrzymujemy teoretyczny diagram pracy $abcd$ (fig. 1, Tabl. VII), przedstawiający pracę ciśnienia z jednej strony tłoka, oraz przeciwcisnienia z drugiej strony.

Ponieważ pomiędzy dwoma cylindrami mieści się zbiornik napełniony parą, rozprężenie nie będzie miało miejsca i ciśnienie przyprływowe większego cylindra będzie równe ciśnieniu odpływowemu małego, bez względu na to, czy zbiornik jest ogrzewany czy nie, byle tylko objętość jego była wystarczającą.

Jeżeli teraz przypuścimy, że para, która działała w mniejszym cylindrze, przejdzie do większego w tym samym stanie, możemy dalej wykreślić krzywą rozprężania i otrzymamy dla obu cylindrów razem zakończony diagram $abef d$ (fig. 2).

Wykreślając podług skali zbiorowy diagram dla obu cylindrów (fig. 3) będziemy mieli graficzny obraz otrzymanego skutku. Diagram małego cylindra $b_1 b c a_1 d$ składa się z trzech części: z nich $a a_1 d b_1$ przedstawia pracę przeciwcisnienia, a $b c a_1$ — teoretyczny skutek podczas przyprływu a wreszcie $c e_1 a_1$ — teoretyczny skutek podczas rozprężania.

Całkowity teoretyczny skutek mniejszego cylindra przedstawia aтем część $a b c a_1$ zbiorowego diagramu.

Cisnienie przypryływowe w większym cylindrze jest równe p_c , a pełnienie trwa podczas całego skoku małego cylindra S , zatem część $a_1 d b_1$ diagramu po nad linią przeciwcisnienia AA_1 , wyraża teoretyczny skutek podczas przyprywu w większym cylindrze. Dalej do końca skoku musi mieć miejsce rozprężanie a otrzymany w tym peryodzie skutek przedstawia część $a_1 d e d_1$ zbiorowego diagramu.

Nie uwzględniając bynajmniej względnego ustawienia korby też tłoków obu cylindrów, które przy odpowiedniej wielkości biornika pozostać musi bez żadnego wpływu na wnioski teoretyczne, przypuścmy że przy jednakowej średnicy duży cylinder jest jeszcze dłuższy aniżeli w poprzedzającym wypadku. Wykreślmy (fig. 4) diagram małego cylindra i zobaczymy w jaki sposób ziałanie pary w większym cylindrze da się graficznie przedstawić. Do większego cylindra wchodzi podczas przyprywu para, która w małym daje pracę przeciwcisnienia przedstawioną przez część diagramu teoretycznego. Poprzednio mieliśmy rozprężanie pary w małym cylindrze wyrażające się iloczynem objętości przyprywu przez całkowitą objętość S małego cylindra albo co na jedno wychodzi stosunkiem długości przyprywu do całkowitego skoku $\frac{S}{\bar{V}}$, — rozprężanie w dużym cylindrze wyrażać się będzie przez $\frac{S}{R}$ jeżeli zważywszy, że w wielkim cylindrze rozpręża się objętość pary, która poprzednio zawartą była w małym i nazwiemy przez Z całkowite zbiorowe rozprężanie w obu cylindrach.

Usprawiedliwiając znaczenie R , zaznaczamy że objętości są w stosunku prostym do rozprężania czyli oznaczywszy przez Q rozprężanie przypryławowe małego cylindra a przez Z rozprężanie krańcowe mieć będziemy:

$$Q : Z = V : S,$$

czyli że rozprężanie krańcowe Z małego cylindra jest rozprężaniem przypryławowym dużego. Nazwawszy rozprężanie krańcowe dużego przez Y , mamy:

$$Z : Y = V_r : S_r.$$

Mnożąc będziemy mieli:

$$QZ : YZ = VV_r : SS_r \quad (1) \text{ albo } Q : Y = VV_r : SS_r \quad (2), \text{ skąd}$$

$Y = Q \frac{S}{V} \cdot \frac{S_r}{V_r}$. Ponieważ Q wyraża rozprężanie przyprywu, które przyjmujemy za jednostkę a Y jest to ogólne rozprężenie krańcowe w obu cylindrach oznaczone przez R , będziemy mieli zatem:

$$R = \frac{S}{V} \cdot \frac{S_r}{V_r} \quad (3).$$

Jeżeli nazwiemy stosunek objętości napełnienia wielkiego cylindra do całkowitej objętości małego cylindra $\left(\frac{V_r}{S}\right)$ przez φ ,

skąd $S = \frac{V_r}{\varphi}$, to mieć będziemy $R = \frac{S \cdot S_r}{V_r}$, ponieważ V jest stałe i równe 1 z założenia. Wstawiając przeto za S jego wartość $\frac{V_r}{\varphi}$ otrzymamy:

$$R = \frac{S_r}{\varphi}, \text{ co znaczy że rozprężenie ostateczne zbiorowe}$$

w obu cylindrach przy danych warunkach zależeć będzie od stosunku objętości napełnienia czyli przyływu wielkiego cylindra do całej objętości małego cylindra. Gdyby objętość napełnienia dużego cylindra była mniejszą aniżeli objętość małego, to rozumie się że rozprężanie mogłoby się posunąć szybko aż do granicy przeciwcisnienia i działanie pary w wielkim cylindrze ustałoby; przeciwnie im bardziej wzrasta objętość napełnienia tem większą będzie wartość φ i rozprężanie mniejsze. W praktyce φ musi być równe 1, inaczej ciśnienie w zbiorniku ulegałoby powinno zmianom których dopuścić nie można. I rzeczywiście, jeżeli φ będzie większe od 1 to każdy skok dużego tłoka zużywać będzie więcej pary aniżeli jej dostarcza odpływ małego cylindra; jeżeli przeciwnie φ będzie mniejsze od 1 to napełnienie dużego cylindra zużywać będzie mniej pary a zatem ciśnienie jej w zbiorniku podnieść się musi i wkrótce warunki pracy się odmienią.

Wychodząc z powyższego rozumowania zobaczymy w jakich warunkach rozprężanie da się jak najdalej posunąć i płaszczyzna pracy użytecznej będzie największą. Jeżeli parę po odbytem rozprężeniu z małego cylindra wpuścimy do dużego, którego skok będzie jeszcze dłuższy (fig. 4) to krzywa ciśnienia przetnie linię przeciwcisnienia przed końcem skoku — ażeby zaś krzywa ciśnienia dojsz mogła do końca skoku, potrzebaby przypuścić raptowne obniżenie ciśnienia i napełnienie wielkiego cylindra, przy tak obniżonem ciśnieniu, podczas jednej jakiejś części skoku. (Sprungweiser-Dampfball).

Równanie rozprężenia zbiorowego przedstawi się znowu pod postacią $R = \frac{S}{V} \cdot \frac{S_r}{V_r}$. Jeżeli wymagany będzie pewien stopień ogólnego rozprężania, przypuścimy taki, jaki mieliśmy poprzednio, to równaniu temu S i V_r odpowiadać muszą, ponieważ wartości równania S , V , S_r są dane, przeto stopień rozprężania zależeć będzie od przyływu dużego cylindra i odwrotnie.

$\frac{S_r}{V_r}$ powyższego równania wyraża stosunek całej objętości do objętości przyływu wielkiego cylindra. Objętość przyływu zaś jest zarazem całkowitą objętością małego cylindra.

Objętość jest to iloczyn poprzecznej powierzchni przez długość skoku; jeżeli tak jak to ma miejsce w praktyce skoki będą równe a przecięcia poprzeczne różne, $\frac{S_r}{V_r}$ zastąpić się da przez stosunek powierzchni przecięć obu cylindrów.

Zbiorowy diagram teoretyczny przedstawia fig. 5; różni się on od poprzedniego tem że skutek teoretyczny w małym cylindrze wyraża część *abcd*, przeciwcisnienie zaś wyraża prostokąt *efdh*, którego rzędne ciśnienia są już o tyle mniejsze od rzędnej końcowego rozprężania o ile to ciśnienie końcowe opada raptownie przy zmianie ruchu i przejściu pary do dużego cylindra. Cały prostokąt *efek* wyobraża skutek otrzymany w wielkim cylindrze podczas przyprływu, linia *cd* rozgranicza części przedstawiające skutek teoretyczny obu cylindrów.

Diagram odbiega zresztą od tych zarysów skutkiem rozmaitych przyczyn, jakimi są nieunikniona przestrzeń szkodliwa, skroplanie się pary, parowanie podczas peryodu rozprężania itd. Teoretyczna hyperbola ciśnienia w praktyce staje się całkiem odmienną krzywą, której równanie dokładnem zupełnie być nie może, ze względu na czynniki wpływające a matematycznie nieokreślone.

Gdyby krzywa ciśnienia była hyperbolą przecięcie się jej z linią przeciwcisnienia w dużym cylindrze miałoby miejsce w punkcie końcowym. Im więcej zaś krzywa ciśnienia odbiega od hyperboli tem bardziej zbliża się punkt przecięcia. Praktycznie biorąc rzeczy nie chodzi o dokładne określenie położenia przecięcia ale o warunki w jakich dla danych maszyn powierzchnia pracy najzupełniej zużytkować się daje.

Rozpatrzmy fig. 6 i 7 przedstawiające diagramy dwóch maszyn *compound receiver* podług *Rankin'a*. Przypuśćmy że krzywa ciśnienia będzie prawie hyperbolą i pozostawmy chwilowo bez uwzględnienia wpływ przeciwcisnienia w wielkim cylindrze. Zużytkowanie powierzchni pracy zależy od najwyższego stopnia rozprężania, jaki w danej maszynie osiągnąć się daje; niski stopień rozprężania pociąga za sobą nietylko stratę tej ilości dodatniej pracy, jaką przez kompletne rozprężanie otrzymać można ale nadto jeszcze wytwarza niekorzystne warunki skroplania i przeciwcisnienia, przenosząc znaczny zapas ciepła odebranego od cylindra do skroplacza. W maszynach *compound receiver* zużytkowanie powierzchni pracy diagramu może być większe, ponieważ ogólne rozprężanie pary zamyka się w szerszych granicach, podczas gdy maszyny innych systemów dobrze działają tylko przy daleko więcej ograniczonej skali rozprężania i przyprływu. Oprócz tego w maszynach *compound receiver*, zbiorowe rozprężanie daje się jeszcze spotęgować przez raptowne obniżenie ciśnienia po dokonaniem rozprężeniu w małym cylindrze. Porównajmy diagramy Fig. 6 i 7, które podług *Rankin'a* wykreślamy dla dwóch maszyn „compound“, o jednakowych małych cylindrach, jednakowem ich napełnieniu i równym skoku obu cylindrów tj. małych i wielkich. Ciśnienie pierwotne (wstępne) oraz przeciwcisnienie wytworzone w skroplaczu są dla obu maszyn równe. Średnice tylko wielkich cylindrów nie są równe, tak że w jednej stosunek powierzchni przecięć małego i wielkiego cylindra = 1 : 2, w drugiej zaś — 1 : 4.

Ponieważ ilość pary pracującej podczas całkowitego skoku zależy od wstępnego napełnienia, — pod tym względem obie maszyny znajdują się w jednakowych warunkach; a zatem przy równej szybkości tłoków zużywają jednakową ilość pary, ale w jednej z nich rozprężanie w wielkim cylindrze ma miejsce bez żadnej wstępnej zmiany stanu pary wpływającej, w drugiej zaraz przy otwarciu odpływu małego cylindra stan całej masy pary zawartej w nim, ulega raptownej zmianie skutkiem przejścia do większej objętości.

Powierzchnia A na fig. 6, równa A_1 na fig. 7, tak jedna jak druga przedstawia pracę czy też skutek teoretyczny, z uwzględnieniem przestrzeni szkodliwej lub bez, otrzymany podczas przypływu i rozprężania w małym cylindrze w całkowicie jednakowych warunkach i przy jednakich wymiarach zasadniczych. Powierzchnia $B = B_1$, czego dowodzi nie tylko rachunek analityczny ale nawet następujące proste rozumowanie. Ciśnienie opada raptownie skutkiem powiększenia się objętości pary przechodzącej do dużego cylindra i to w stosunku do powiększenia jego powierzchni przecięcia. Rozprężanie się w wielkim cylindrze zaczyna się w punkcie e , kiedy już przypływ ustał, czyli kiedy do cylindra weszła wszystka para, przedtem zawarta w małym, czyli od e do f . W wielkim cylindrze drugiej maszyny rozpręża się taka sama ilość pary jaka w pierwszej rozpręża się od c do e ; granica rozprężania zakresłona jest naprzód i zależy od wysokości przeciwcisnienia, jednakowej dla obu maszyn, czyli że powierzchnie rozprężania B i B_1 muszą być równe. Tym sposobem w diagramie fig. 7 prostokąt C wyrażać będzie zyskaną używalną powierzchnię skutku, jako wynik raptownego obniżenia ciśnienia przypływowego wielkiego cylindra albo wyższego stosunku powierzchni przeciętnych drugiej maszyny.

Powierzchnia trójkąta D objętego krzywą ciśnienia wyjęta jest z ogólnego zarysu diagramu, jednakże bardzo często część tej powierzchni staje się użyteczną skutkiem parowania wody poprzednio skroplonej podczas rozprężania, będącego wynikiem ciepła zabiorowanego i zwróconego przez otoczenie. Granice możliwego raptownego obniżenia ciśnienia dają się analitycznie oznaczyć przez wprowadzenie w rachunek wartości przeciwcisnienia przestrzeni szkodliwych itd. W warunkach praktycznych normalnych daje się w ten sposób skutek użyteczny o 15% podnieść, przyczem stosunek przecięcia małego cylindra do dużego $\frac{\pi d^2}{4} : \frac{\pi D^2}{4} = 1 : 3,5$ a maximum $1 : 5,48$ (podług obliczenia *Querflinga*).

(c. d. n.)