

JERZY NAWROCKI, ZBIGNIEW GĘBICKI

EMPIRYCZNE OKREŚLENIE MOCY OSADZAREK TŁOKOWYCH

Streszczenie. Głównym celem niniejszej pracy jest opracowanie wzoru, który pozwoli na poprawne dobieranie mocy silnika napędowego dla osadzarek tłokowych.

Zasady pomiarów

Jednym z zadań niniejszej pracy jest opracowanie wzoru pozwalającego na poprawne dobieranie mocy silnika napędowego dla osadzarek. Wyprowadzony wzór teoretyczny lub pochodne jego postacie (uproszczone) spełniałyby to wymaganie, gdyby założono do niego (nich) tablicę wartości współczynnika oporów hydraulicznych ξ - wielkości pojęciowo w tej dziedzinie nowej. Występujące bowiem we wzorze pozostałe wielkości można łatwo znaleźć bądź z charakterystyki maszyny, bądź też przyjmując je z odpowiednich tablic w kalendarzach.

Aby więc umożliwić praktyczne stosowanie wzoru dla obliczania mocy należy opracowaną teorię poprzeć doświadczeniem i na podstawie przeprowadzonych pomiarów określić wielkość współczynnika oporów hydraulicznych ξ .

Dla pewnej liczby osadzarek różnych typów należy określić wszystkie wielkości - z wyjątkiem współczynnika ξ - występujące w poniższym wzorze

$$N_s = \frac{1}{7p} \frac{m_s \cdot n^3}{5,5 \cdot 10^5} \left[\frac{\xi}{6} (s_k^3 + s_p^3) + \mu_1 \cdot D(\psi_{1k} s_k + \psi_{2k} s_k) + \mu_2 \cdot d(\psi_{2k} s_k + \psi_{2p} s_p) \right] \quad (1)$$

a następnie określić jedyną niewiadomą ξ (uwaga: współczynniki ψ są funkcją k , a tym samym ξ , gdyż $k = \xi \cdot r_0$).

Przez słowa: należy określić napisane powyżej, należy rozumieć przyjmując na podstawie pomiaru, gdyż wyznaczenie nowej szukanej wielkości powinno być możliwie dokładne.

Widać stąd, że pomiar rozpadnie się na cały szereg pomiarów poszczególnych wielkości, z których większość można będzie zmierzyć z osobna (bez zachowania równoczesności), a tylko pewną grupę pomiarów wielkości ze sobą związanych należy wykonać łącznie (z zachowaniem równoczesności).

Do grupy pierwszej należeć będą wszystkie wielkości stałe, jak np. kształt osadzarki, skoki, średnice mimośrodków i ozopów, ciężar elementów układu korbowego oraz wielkości, które można przyjmując za stałe: sprawność przekładni, współczynniki tarcia, ciężar usypowy nadawy itp. Są to wszystkie wielkości, które można zmierzyć w "trybie przygotowawczym"

Właściwy pomiar (druga grupa wielkości) musi dotyczyć pobieranej przez silnik mocy i wszystkich wielkości zmieniających się, a mogących mieć wpływ na tę moc. Jasnym jest, że grupę tych pomiarów należy wykonać z zachowaniem równoczesności. Należą tutaj oprócz samej mocy; obroty wału osadzarki, masa wody w osadzance i masą nadawy na sicie.

Należy zwrócić uwagę, że zarówno pomiar masy wody i nadawy składa się częściowo z pomiarów należących do grupy pierwszej. Masę wody określają: kształt (wymiary) pojemności wodnej osadzarki, poziom zwierciadła i ciężar właściwy wody, z których tylko dwie ostatnie wielkości należą do grupy drugiej. Masę nadawy określają: powierzchnia sita, średnia statyczna grubości warstwy (nadawy), jej ciężar usypowy i właściwy. Tylko druga z tych wielkości należy do grupy drugiej, a określona jest w sposób pośredni - ze znajomości ruchowej grubości warstwy nadawy i związku pomiędzy tymi grubościami (statyczną i ruchową).

Należy zauważyć, że mocą najłatwiej dostępną dla bezpośrednich pomiarów jest moc elektryczna pobierana z sieci przez pracujący (pod obciążeniem) silnik a mierzona na jego zaciskach. Ponieważ we wzorach występuje moc mechaniczna silnika (na wałku silnika), dla przejścia na tę moc konieczna jest znajomość

sprawności całkowitej silnika w funkcji obciążenia lub związek pomiędzy mocą pobieraną z sieci a oddawaną na wałku silnika.

Przyjąć wreszcie trzeba jako zasadę, że wielkości zmieniające się będą ustalane na podstawie pomiaru wielokrotnego (dziesięciokrotnego). Pozwoli to na poprawne znalezienie bądź wartości średnich, bądź też na ustalenie wpływu jednych czynników na drugie. Pomiarów pozostałych wielkości dokona się w myśl przyjętych zasad tzw. przez przynajmniej dwukrotne zmierzenie danej wielkości.

Zestawiając powyższe stwierdza się, że w czasie pomiarów przygotowawczych należy zmierzyć lub ustalić:

- 1) charakterystykę zewnętrzną silnika:
 - a) moc pobrana z sieci w funkcji obciążenia,
 - b) sprawność całkowita w funkcji obciążenia,
 - c) prąd pobrany z sieci w funkcji obciążenia,
 - d) współczynnik mocy $\cos\phi$ w funkcji obciążenia,
 - e) obroty silnika w funkcji obciążenia,
 - f) moment silnika w funkcji obrotów,
- 2) sprawność przekładni w funkcji obciążenia,
- 3) współczynnik tarcia w łożyskach,
- 4) współczynnik tarcia w mimośrodkach,
- 5) współczynnik tarcia tłoka o ściany komory tłokowej,
- 6) skoki tłoków w przedziale kamienia i przerostów,
- 7) wymiary pojemności wodnej skrzyni osadzarki,
- 8) średnice czopów wału i mimośrodu oraz materiał powierzchni współpracujących,
- 9) ciężar poszczególnych elementów układu korbowego,
- 10) ciężar usypowy i właściwy nadawy.

W czasie pomiaru właściwego (równoczesnego) należy mierzyć:

- 11) moc elektryczną pobieraną przez silnik z sieci,
- 12) obroty wału osadzarki,
- 13) gęstość wody w osadzance,
- 14) poziom zwierciadła wody w osadzance,
- 15) grubość warstwy nadawy na sicie.

Ponadto należy jeszcze zmierzyć wielkości, które wprawdzie nie występują bezpośrednio we wzorze obliczeniowym, ale których wpływu na wielkość współczynnika można się spodziewać; są nimi:

- 16) współczynnik prześwitu sita,
- 17) łożo szpatowe (kamienne); jego wymiary, ciężar usypowy i właściwy.

Dla zebrania wreszcie materiałów pozwalających na ewent. rozszerzenie zakresu pracy i opracowanie związanych z tematem zagadnień np. koła zamachowego trzeba ustalić ponadto:

- 18) wymiary koła zamachowego w sposób pozwalający na obliczenie jego momentu zamachowego GD^2 ,
- 19) czas rozruchu silnika napędowego pod obciążeniem

Technika pomiarów

Powyżej wymieniono wielkości, które należy zmierzyć dla wyznaczenia liczbowej wartości współczynnika ξ i zebrania materiału doświadczalnego dla ewent. rozszerzenia zakresu pracy.

Należy się teraz zastanowić jak należy mierzyć poszczególne wielkości. Stojąc na stanowisku dokładnego określenia poszczególnych wielkości należy przyjąć takie metody, które pozwalają na jednoznaczne określenie mierzonej wielkości, będą to więc wszystkie metody pomiaru bezpośredniego lub pomiaru pośredniego, gdzie szukaną wielkością będzie jedna niewiadoma.

W myśl powyższej "klasycznej" zasady ustalono dla poszczególnych wielkości technikę jak poniżej:

Charakterystyka zewnętrzna silników

Można użyć dwóch metod:

a) Pomiar bezpośredni, polegający na tym, że silnik przewieszony na hamownicy obciąża się hamulcem mechanicznym. Mierząc moment wywarty przez hamulec, obroty silnika, pobraną energię elektryczną, prąd i napięcie można porównać moc mechaniczną silnika równą mocy hamulca (moment, obroty) z mocą pobraną z sieci (elektr.), czyli określić sprawność silnika w funkcji obciążenia oraz wykreślić pozostałe zależności.

b) Pośredniej: pomiarowo-wykreślnej (koło Heylanda - wykres kołowy). Mierząc prąd i $\cos \varphi$ dla biegu luzem i zwarcia silnika, opory uzwojeń stojana i wirnika oraz określając % strat tarcia i wentylacji można następnie wg zasad podanych przez Heylanda wykreślić pełną charakterystykę zewnętrzną silnika. Metoda powyższa ma pewne wady, którymi są:

- a) pomiar zwarcia można wykonać tylko dla obniżonego napięcia,
- b) dla silników zwartych nie da się wykonać pomiaru oporu wirnika, który to opór trzeba określić szacunkowo - używana w ten sposób dokładność jest rzędu 5-10% - czyli równa dokładności otrzymanej po przyjęciu dla danego silnika charakterystyki typowej.

Sprawność przekładni

Obciążając stronę wtórną przedkładni hamulcem mechanicznym, mierząc moment i obroty oraz odpowiadające zużycie mocy przez silnik napędowy, można przy znajomości charakterystyki silnika określić sprawność przekładni η_p , tj. stosunek mocy oddanej przez przekładnię do mocy przez nią pobranej.

Wykonanie powyższych pomiarów wymaga - podobnie jak sporządzanie charakterystyk silnika - przewiezienia przekładni na hamownię.

Współczynnik tarcia w łożyskach

Należy wyznaczyć współczynnik tarcia w warunkach najbardziej zbliżonych do warunków pracy osadzarki, a więc na tych samych osadzarkach (łożyskach). W celu wyeliminowania wpływu innych czynników należy odłączyć tłoki wraz z drągami przez rozkręcenie śrub łączących oprawy mimośrodowe. W czasie pomiaru mierzy się moc pobieraną przez silnik napędzający: wał osadzarki wraz z pozostałymi wewnętrznymi częściami mimośrów i kołem zamachowym. Znajomość obrotów wału, charakterystyki silnika i przekładni, średnicy czopów wału oraz ciężarów układu wirującego pozwala na określenie w sposób pośredni współczynnika tarcia w łożyskach.

$$N_{el} \cdot \rho_s \cdot \rho_p = \mu_2 \cdot \frac{d}{2} \cdot G$$

Współczynnik tarcia w mimośrodkach

Po nastawieniu skoku tłoka na zero puszcza się w ruch maszynę mierząc podobnie jak poprzednio pobieraną moc i obroty wału. Znając ciężar mechanizmu napędowego przypadający na mimośrody (G_1) i łożyska (G_2), średnice D i d oraz współczynnik tarcia w łożyskach μ_2 , można - uwzględniając sprawność silnika i przekładni określić współczynnik tarcia μ_1 w mimośrodkach ze wzoru:

$$N_{el} \cdot \rho_s \cdot \rho_p = G_1 \cdot \frac{D}{2} \cdot \mu_1 + G_2 \cdot \frac{d}{2} \cdot \mu_2$$

Współczynnik tarcia tłoka o ściany komory

Wykonując pomiar poboru mocy przez silnik osadzarki, w warunkach dowolnego nastawienia skoków i po spuszczeniu wody poniżej dolnego położenia tłoków przy znajomości poprzednio wyznaczonych współczynników tarcia, sprawności przekładni i silnika oraz ciężarów układu korbowego można - jako jedną niewiadomą wyznaczyć współczynnik tarcia tłoka o ściany komory. W takim bowiem wypadku moc zużywa się na pokonanie strat tarcia, co ujmuje związek:

$$N_{el} \cdot \rho_s \cdot \rho_p = \frac{m_r \cdot n^3}{5,5 \cdot 10^5} \left[\frac{1}{3} \mu_x (s_k^2 + s_p^2) + \mu_1 \cdot D (\psi_1 s_k + \psi_{2k} \cdot s_k + \mu_2 \cdot d (\psi_{2k} s_k + \psi_{2p} s_p)) \right] \quad (2)$$

skoki tłoków

Do jednego z elementów wykonujących ruch posuwisto-zwrotny (a łatwo dostępnego np. oprawa mimośrodkowa, drąg tłokowy) przymocowuje się kawałek sztywnego druta (pręta) tak, że tworzy on wskazówkę, która w czasie ruchu maszyny wykonuje skok równy skokowi tłoka. Podkładając poza tę "wskazówkę" miarkę, można dokładnie obserwując, określić szczytowe wychylenia, a stąd - wielkość skoku.

Pojemność wcdna osadzarki

Pomiar jej musi określić wielkości potrzebne dla przeprowadzenia redukcji mas wody (i nadawy) na tłok osadzarki. Wielkościami należącymi tutaj są:

- a) długość i szerokość przedziału tłokowego i roboczego,
- b) głębokość - poniżej poziomu sita - ścianki działowej pomiędzy komorą roboczą i tłokową.

Wielkości te znajduje się bądź drogą bezpośredniego pomiaru, bądź też korzystając z dokumentacji technicznej.

Średnica mimośrod. średnica ozopów wału oraz rodzaj (materiał) współpracujących powierzchni

Wielkości łatwe do ustalenia drogą bezpośredniego pomiaru i oględzin.

Ciężar poszczególnych elementów mechanizmu napędowego

Kształty (ciężary) poszczególnych elementów ustala się na podstawie dokumentacji technicznej lub drogą bezpośredniego pomiaru.

W szczególności należy określić ciężary: tłoka, drąga tłokowego, oprawy mimośrod i jego części środkowej, wału, koła zamachowego i ewent. koła napędowego.

Ciężar usypowy i właściwy nadawy

Ważąc określoną objętość (skrzynka, wiadro) napełnioną nadawą w sposób naturalny (bez ubicia) można określić ciężar usypowy. Średni ciężar właściwy wyznacza się na podstawie danych pomiaru w cieczach ciężkich (wg danych dostarczonych przez laboratorium kopalniane).

Moc elektryczna pobierana przez silnik napędowy

Pomiaru dokonuje się na zaciskach silnika stosując układ Arona (met. dwóch watomierzy) uzupełniony (z uwagi na duże wahania obciążenia w czasie jednego obrotu) licznikiem kilowatogodzin

prądu trójfazowego i amperomierzami piszącymi wg schematu (rys. 1). Układ taki pozwala na określenie amplitudy obciążenia, jego wartości średniej oraz częstotliwości zmian obciążenia.

Z uwagi na napięcia robocze silników 370 V i 500 V oraz zakres stosowności licznika 100 V i 5 A – w układzie pomiarowym użyto transformatorów napięciowych i prądowych.

Pomiar mocy za pomocą licznika odbywa się przez określenie za pomocą stopera czasu kilku obrotów tarczy wg równania:

$$N_{el} = C \cdot \frac{n}{t} \cdot P_v \cdot P_1$$

gdzie:

C – stała licznika wyznaczona dla zakresu napięcia:

$$500 \text{ V} \quad C = 2,57$$

$$370 \text{ V} \quad C = 2,53$$

n – ilość obrotów tarczy licznika odpowiadająca czasowi t sek,

P_v – przekładnia napięciowa = const = 5,

P_1 – przekładnia prądowa = prąd średni: prąd licznika = wg połączenia w układzie.

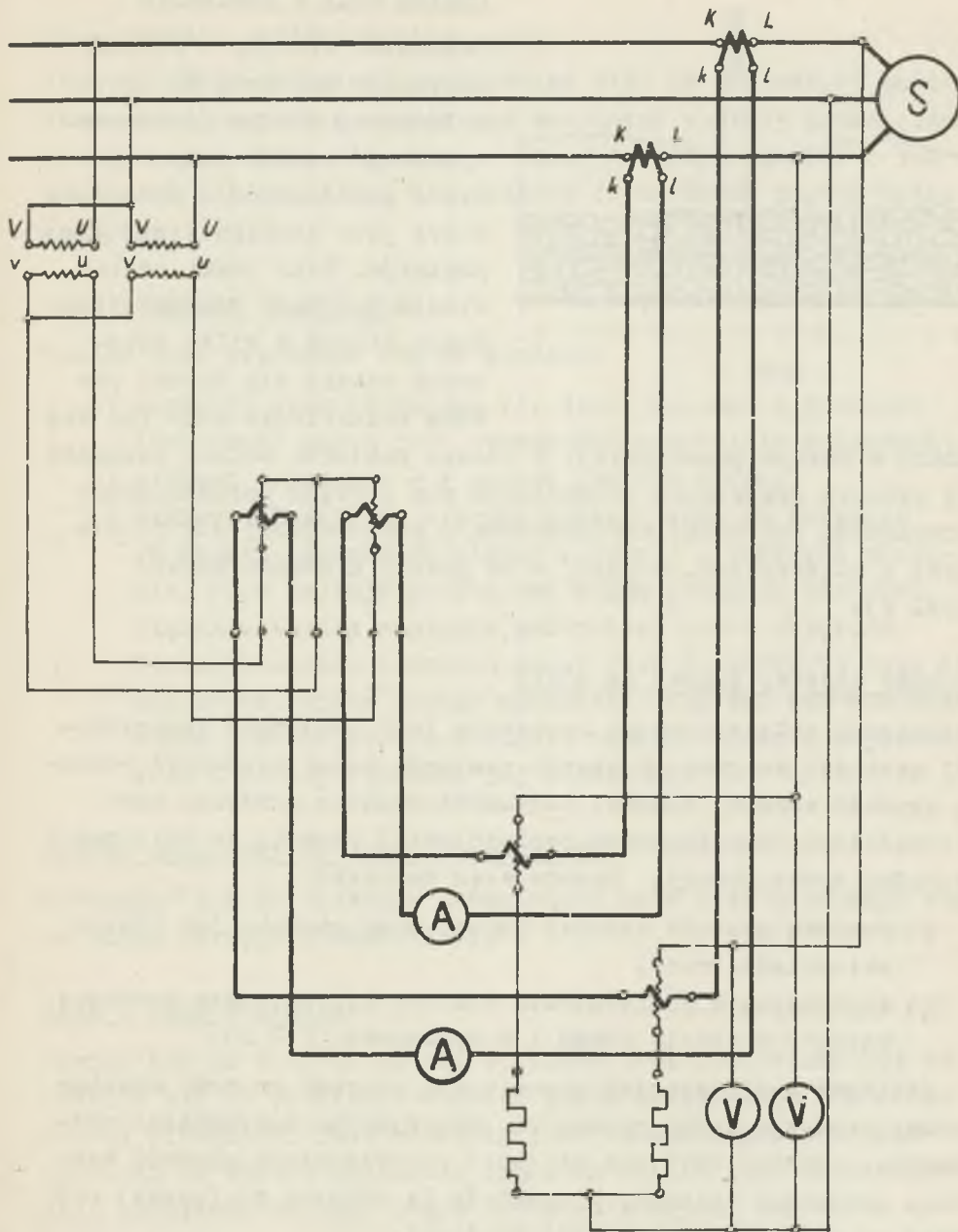
Użyte do pomiaru amperomierze piszące miały posuw tarczy (każdorazowo określony) rzędu 180 – 187 sek/obrot.

Obroty wału osadzarki

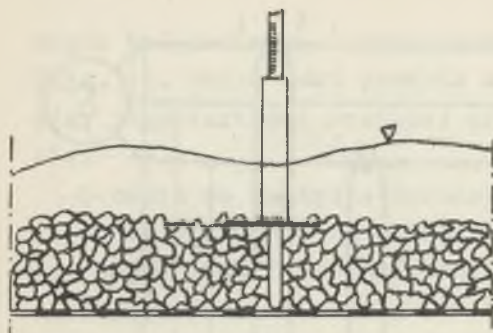
Z uwagi na obroty nieprzekraczające 120 obr/min. wyznaczania ilości obrotów dokonywać można licząc ilość obrotów odpowiadającą czasowi np. 20, 30 czy 60 sek. Czas wyznaczyć należy stoperem.

Gęstość wody

Ważąc w naczyniu cechowanym znaną objętość wody pobranej z osadzarki (z komory roboczej i tłokowej), można przy znajomości masy naczynia określić gęstość wody.



Rys. 1



Rys. 2

Poziom wody w osadzarce

Przedział tłokowy i roboczy osadzarki stanowią naczynie połączone, a więc wystarcza wyznaczyć poziom wody w jednym z przedziałów - roboczym, który jest dostępniejszy dla pomiarów. Jako punkt odniesienia przyjęto poziom sita, ponad którym w kilku miejscach ustala się średni poziom zwierciadła wody (po dwa

punkty w każdym przedziale). W czasie pomiarów należy posłużyć się prostym przyrządem składającym się z pręta posiadającego nacechowaną podziałkę centymetrową i poruszającej się po nim rurki z talerzykiem. Odczyty - od górnej krawędzi rurki. (Rys. 2).

Grubość warstwy nadawy na sicie

We wzorach obliczeniowych konieczna jest znajomość spoczynkowej grubości warstwy. W czasie pomiarów można wyznaczyć ruchową grubość warstwy nadawy. Znajomość związku pomiędzy tymi wielkościami (współczynnik rozluźnienia) pozwala na obliczenie grubości spoczynkowej. Trzeba więc zmierzyć:

- a) ruchową grubość warstwy nadawy - wg sposobu jak poziom zwierciadła wody,
- b) współczynnik rozluźnienia warstwy tj. stosunek grubości warstwy w czasie ruchu i w spoczynku (> 1).

Wielkość współczynnika określa się mierząc grubość warstwy nadawy w czasie ruchu osadzarki, zatrzymując natychmiast osadzarkę i mierząc (w tymże miejscu) odpowiadającą grubość warstwy. Wykonanie kilkunastu pomiarów (w różnych miejscach) pozwala na znalezienie wartości średniej.

Współczynnik prześwitu sita

Jest to stosunek wolnej powierzchni sita do całkowitej powierzchni. Współczynnik wyznacza się zdejmując wymiary pozwalające na obliczenie tego stosunku, a więc: średnicę otworów i ich minimalną odległość czy też rozstaw i szerokość prętów (sita rusztowe).

Łoże szpatowe (kamienne)

Pomiar łoża sprowadza się do pomiaru:

- a) kształtu geometrycznego tj. jego długości i grubości (szerokość równa jest szerokości przedziału roboczego),
- b) ciężaru usypowego - w sposób jak dla nadawy,
- c) ciężaru właściwego - przez dolanie wody do naczynia (w którym wyznaczano ciężar usypowy) i powtórne zważenie. Woda zajmuje przestrzeń wolną pomiędzy ziarnami. Ciężar właściwy = ciężar podzielony przez objętość. Ciężar kamienia (szpatu) znany jest z punktu b) jako ciężar brutto minus ciężar naczynia. Objętość zaś kamienia równa jest objętości naczynia pomniejszonej o objętość wody - równej liczbowo jej ciężarowi.

Moment zamachowy GD^2 koła zamachowego

Wykonując pomiar średnicy zewnętrznej koła oraz przekroju wieńca można następnie określić GD^2 .

Czas i prąd rozruchu

Pomiar ten ma sens tylko dla silników zwartych. Wielkości te określa się na podstawie wykresu prądu otrzymanego z amperomierzy piszących. Czas rozruchu jest czasem odpowiadającym okresowi od chwili włączenia prądu do chwili jego ustalenia się. Szczytową wartość prądu rozruchu znajduje się łatwo z tegoż wykresu.

Ponadto dla skompletowania materiału doświadczalnego należy dokładnie scharakteryzować badane maszyny tzn. podać ich

typ, wydajność, sortyment nadawy, wysokość progów itp. oraz mechanizm napędowy podając dane odnośnie: silników, sprzęgieł i przekładni.

Nakreślona powyżej technika mierzenia poszczególnych wielkości możliwa jest jedynie do zrealizowania w warunkach laboratoryjnych lub zakładu przerobczego, nastawionego na prowadzenie prac badawczych. Jasnym jest, że prowadzenie pomiarów na produkcyjnych zakładach przerobczych musiało odbić się na technice pomiarów prowadząc do jej uproszczenia.

Charakterystyka silników

W pracy niniejszej skorzystano:

- a) dla silników produkcji krajowej z danych dostarczonych przez Główny Instytut Elektr. (zainteresowane wytwórnice danych takich nie posiadały),
- b) dla silników produkcji obcej z danych typowych - wg kalendarza elektryka.

Na podstawie powyższych źródeł wykreślono w funkcji obciążenia: współczynnik mocy $\cos \varphi$ i sprawność całkowitą silnika η_g , wychodząc ze znanych dla danego silnika wartości znamionowych.

Wykreślone charakterystyki są niekompletne, gdyż nie zawierają (w zakresie niniejszej pracy - nieistotnych) zależności: obrotów silnika w funkcji obciążenia i jego momentu w funkcji obrotów.

Tarcie tłoka o ściany komory

Straty mocy spowodowane tym zjawiskiem pominięto z powodu nieznacznej stosunkowo ich wielkości (max 3%) zgodnie z sugestią w części teoretycznej.

Sprawność przekładni, współczynniki tarcia; w łożyskach i mimośrodach

Posłużono się metodą pomiaru orientacyjnego w następujący sposób: wykonano pomiar biegu luzem osadzarki (bez wody), przy

skokach nastawionych jak w warunkach normalnej pracy. Mierząc pobieraną moc, obroty wału i znając średnice czopów wału i mimośrodę, ciężary poszczególnych elementów mechanizmu napędowego oraz charakterystykę silnika; z równania podającego związek pomiędzy tymi wielkościami, po uwzględnieniu sprawności silnika i przyjęciu $\xi = 0$ (osadzarka pracuje bez wody) otrzymujemy:

$$N_{el} \cdot \eta_s \cdot \eta_p = \frac{m_r \cdot n^3}{5,5 \cdot 10^5} \left[\mu_1 \cdot D (\psi_{1k} \cdot s_k + \psi_{1p} \cdot s_p) + \right. \\ \left. + \mu_2 d (\psi_{2k} s_k + \psi_{2p} s_p) \right] \quad (3)$$

Jest to związek o trzech niewiadomych, a to: sprawność przekładni η_p i współczynniki tarcia: w mimośrodkach μ_1 i łożyskach μ_2 .

Dzieląc (3) przez μ_2 otrzymujemy:

$$N_{el} \cdot \eta_s \cdot \frac{\eta_p}{\mu_2} = \frac{m_r \cdot n^3}{5,5 \cdot 10^5} \left[\frac{\mu_1}{\mu_2} \cdot D (\psi_{1k} s_k + \psi_{1p} s_p) + \right. \\ \left. + d (\psi_{2k} s_k + \psi_{2p} s_p) \right] \quad (4)$$

Jest to równanie dwóch niewiadomych:

$$\frac{\eta_p}{\mu_2} \text{ i } \frac{\mu_1}{\mu_2}$$

Znając rodzaj współpracujących powierzchni w mimośrodkach i łożyskach, można na podstawie tablic (prof. Moszyński: Wykład elementów maszyn t. II, tabl. K 1 i tabl. K 4) - z dużym prawdopodobieństwem przyjąć stosunek odpowiadających współczynników tarcia $\frac{\mu_1}{\mu_2}$, a podstawiając tę wartość do równania (4) obliczyć stosunek $\frac{\eta_p}{\mu_2}$. Znając z kolei rząd poszczególnych wielkości, można przyjmując μ_2 (w granicach określonych we wspomnianych tablicach), wyznaczyć η_p , a następnie μ_1 .

Należy wreszcie zwrócić uwagę na pewne korzyści jakie daje ta metoda:

1) Pominięte we wzorze straty tarcia tłoka o ściany komory obciążają w pewien sposób liczbowe wartości wyznaczonych współczynników i są w ten sposób nadal w obliczeniach uwzględniane.

2) Sprawność przekładni zostaje wyznaczona w warunkach pracy, których to warunków na hamowni zapewne nie udałooby się zrealizować.

3) Pozwala ona na wyznaczanie sprawności przekładni paskowo-klinowych, których przewiezienie na hamownię (odłączenie od osadzarki) jest niemożliwe.

4) Pozwala ona na wyznaczanie sprawności (przedkładni) całego mechanizmu napędowego osadzarki Braunsa (przedkładnia paskowo-klinowa, jednostopniowa przekładnia zębata, szereg dźwigni i przegubów).

Jeżeli chodzi o technikę mierzenia pozostałych wielkości to pokrywała się ona z nakreśloną pozątkowo.

Ponadto w celach orientacyjnych wykonano dla niektórych osadzarek kilka pomiarów dla biegu luzem (bez wody) i z wodą (przy oczyszczonym sicie), dla różnych wielkości nastawionego skoku.

Przyrządy pomiarowe

Do pomiaru użyto następujących przyrządów:

1) Licznik kilowatogodzin prądu trójfazowego ERICKSON RPT 452 nr 1599341 - własność GIG.

2) Komplet pomiarowy układu Arona (walizkowy) "NORMA" kl. 0,5 składający się z: amperomierza nr 806885, woltomierza nr 754560, watomierza nr 654769.

3) 2 amperomierzy piszących: BRISTOLS ELECTRIC RECORDER MODEL 640 MF, Serial 406300, Chart 9009 max. 5 A - własność GIG.

4) 2 transformatorów prądowych MOD 179 H kl. 0,2 nr nr 807246 i 807250 - własność GIG.

5) Tachometru: S i B H 46 nr 353395 o zakresie obrotów 60-8000 obr/min. - własność GIG.

6) Stopera: Lobner - Berlin - własność GIG

7) 3 transformatorów napięciowych:

SH MSS 108 kl. F nr 2583982 o przekładniach 250/100 V i 500/100 V.

SH 500/100 V przerobiono na 220/110 V nr 2016815 i nr 2652169 - własność: Kat. Miernictwa Elektr. Politechnika Śląska.

8) Przyrządu do pomiaru grubości warstwy nadawy i poziomu zwierzcizdła wody - jak na rys. 2.

9) Naczyni odchowanych i wag - wypożyczonych na miejscu pomiaru.

Wyniki pomiarów

Zgodnie z wyżej podaną techniką i za pomocą podanych przyrządów wykonano pomiary, a wyniki ich zestawiono w tablicach, które znajdują się w bibliotece Katedry Przeróbki Mechanicznej Kopalni - Zakład Projektowania Maszyn i Zakładów Przerobczych.

Uproszczony wzór obliczania mocy napędu osadzarki

W rezultacie wywodów teoretycznych wyprowadzono wzór określający moc napędu osadzarki:

$$N = \frac{m_x \cdot n^3}{5,5 \cdot 10^5 \rho_p} \left[\frac{\xi}{6} (s_k^3 + s_p^3) + \mu_1 \cdot D(\psi_{1k} s_k + \psi_{1p} s_p) + \mu_2 \cdot d(\psi_{2k} s_k + \psi_{2p} s_p) \right] \text{ kW} \quad (5)$$

na podstawie którego w części doświadczalnej przeanalizowano wyniki pomiarów.

Choć zastosować powyższy wzór do obliczenia mocy silnika napędowego, należy otrzymaną wartość - ze względu na pewność ruchową - zwiększyć stosując pewien współczynnik $c > 1$. Wielkość graniczną tego współczynnika określili wyniki pomiaru czasu rozruchu i chęć otrzymania współczynnika mocy $\cos \phi$ nie mniejszego od 0,7 co odpowiada przeciętnej wartości $c > 1,4-1,5$

Okazuje się, że powyższy nadmiar mocy można zagwarantować nie wprowadzając bezpośrednio tego współczynnika lecz stosując pewne uproszczenia wzoru kryjące w sobie zwiększenie mocy, co osiągnąć można przez obłożenie osadzarki na większy ze skoków (tak jakby w obu przedziałach skoki tłoków były jednakowe) otrzymujemy wówczas: (w przedziale kamienia osadzarka ma większy skok).

$$N = \frac{m_x \cdot n^3}{5,5 \cdot 10^5 \cdot \eta_p} \left[2 \cdot \frac{\xi}{6} \cdot s_k^3 + 2 \cdot \mu_1 \cdot D \cdot \psi_{1k} \cdot s_k + 2 \cdot \mu_2 \cdot d \cdot \psi_{2k} \cdot s_k \right]$$

$$N = \frac{m_x \cdot n^3 \cdot s_k}{22,5 \cdot 10^4 \cdot \eta_p} \left[\frac{\xi}{6} s_k^2 + \mu_1 \cdot D \cdot \psi_{1k} \cdot s_k + \mu_2 \cdot d \cdot \psi_{2k} s_k \right]$$

Analiza wyników pomiaru wykazała wyższość współczynnika k w stosunku do współczynnika ξ (wartość k była zresztą i tak potrzebna dla wyznaczenia współczynnika ψ). Wprowadzając do wzoru wartość $k = \frac{\xi \cdot s}{2}$ otrzymujemy:

$$N = \frac{m_x \cdot n^3 \cdot s_k}{22,5 \cdot 10^4 \cdot \eta_p} \left[\frac{k}{3} s + \mu_1 \cdot D \cdot \psi_1 + \mu_2 \cdot d \cdot \psi_2 \right] \text{ kW} \quad (6)$$

Dalsze uproszczenie polega na pominięciu w wielkości masy zredukowanej czynnika uwzględniającego masę nadawy na sicie m_{r2} , co w wypadku osadzarek dla węgla stanowi 1-2,5% całej masy oraz na zastąpienie współczynnika ψ_2 mniejszą wartością ψ_1 , co oznacza pominięcie wpływu ciężaru wału, części wewnętrznych mimośrodów, koła napędowego i zamachowego na straty tarcia w łożyskach. Otrzymujemy więc ostateczną postać, po pominięciu indeksów:

$$N = \frac{m_x \cdot n^3 \cdot s}{22,5 \cdot 10^4 \cdot \eta_p} \left[\frac{k}{3} s + \psi (\mu_1 \cdot D + \mu_2 \cdot d) \right] \text{ kW} \quad (7)$$

We wzorze tym należy (w wypadku braku dokładniejszych) przyjmować dane następujące:

masa zredukowana:

$$m_r = m_{r1} + m_{r3}$$

gdzie:

$$m_{r1} = F_T \frac{\gamma}{9,81} \left[H \cdot (1 + \phi) + s_T \frac{F}{Z} \right]$$

$$m_{r3} = \frac{G_T + G_D + G_O}{9,81}$$

wg oznaczeń jak poprzednio.

Wysokość słupa wody w komorze tłokowej i roboczej H równa jest zwilżonej wysokości ścianki działowej, a praktycznie należy przyjmować, że poziom wody w osadzarce wynosi 15–20 cm powyżej progów.

Gęstość wody $\gamma = 1,03 - 1,10$, przeciętnie $\gamma = 1,05 \text{ kg/dm}^3$. Skok s jest większym (spośród występujących) w danej osadzarce. Jako dane orientacyjne należy przyjmować dla osadzarek:

gruboziarnistych	$s \approx 0,14 \text{ m}$
średnioziarnistych	$s \approx 0,10 \text{ m}$
drobnoziarnistych	$s \approx 0,05 \text{ m}$

Przeciętne wartości współczynników tarcia:

dla łożysk ślizgowych	$\mu = 0,02 - 0,03$
dla łożysk tocznych	$\mu = 0,001 - 0,002$

sprawność przekładni η_p :

dla reduktorów	$\eta_p = 0,86 - 0,93$
dla przekładni paskowych	$\eta_p = 0,95 - 0,98$
dla mechanizmu os. Braunsa	$\eta_p = 0,5 - 0,6$

Współczynnik k -

$$k = 0,52 - 0,54$$

Współczynnik ϕ należy wyznaczyć z nomogramu uwzględniając tylko działanie mas tłoka, diaga i oprawy mimośrodowej przypadających na 1 przedział.

Na podstawie uproszczonego wzoru obliczono w tablicy 4 moce silników napędowych dla poszczególnych osadzarek wychodząco ze znanych wielkości.

Wzór uproszczony a dotychczas stosowany

Zagadnienie obliczania mocy napędu osadzarek oparte było w dotychczasowej praktyce na wzorze empirycznym o postaci tak prostej, że siłą rzeczy musiała ona budzić wiele zastrzeżeń. W myśl tego wzoru moc silnika w kW jest pewną wielokrotnością powierzchni sita osadzarki w m^2 .

W tym ujęciu wzór nie uwzględnia tak istotnych czynników wpływających na wielkość mocy napędu osadzarki jak jej obroty, skoki, rodzaj ułożyskowania, średnice elementów obrotowych itp. Gdyby wspomniany współczynnik chciał objąć wszystkie możliwości zmian, musiałby być określony w bardzo szerokich granicach, co z kolei wymagałoby dodania dodatkowych wskazówek, kiedy jaką wartość należy przyjmować i prowadziłoby w konsekwencji do skomplikowania zagadnienia. W literaturze spotyka się najczęściej podaną wartość tego współczynnika w granicach 1,2-1,5 kW/m^2 powierzchni sita.

Rozpatrując teraz wzór uproszczony stwierdzić należy jego prostą budowę, chociaż niewątpliwie bardziej skomplikowaną od wzoru empirycznego. Jednakże wzór ten wiąże liczbowo wszystkie parametry, które siłą rzeczy musiałby określać stosowność poprawnego współczynnika empirycznego. Opiera się on w większości na wielkościach znanych konstruktorowi osadzarki a to na: wymiarach linearnych osadzarki (F_T , H , a_T , ϕ , D , d) cięzarach mechanizmu (tłoka, drąga i oprawy mimośrodowej), parametrów pracy (obroty, skoki), łatwych do przyjęcia współczynników tarcia, sprawności przekładni η_p i współczynnika oporów hydraulicznych k (patrz praca niniejsza) i współczynnika ψ wyznaczanego za pomocą nomogramu dla kilku wielkości spośród wyżej wymienionych. Operowanie tym wzorem można uważać za proste, a wyniki otrzymane za jego pomocą o wiele dokładniejsze (od wyników wzoru empirycznego).

O nieprzydatności wzoru empirycznego świadczy tablica 1, w której podano dla badanych osadzarek w kol. 2 instalowaną moc silnika, w kol. 3 zmierzone obciążenie mechaniczne i w kol. 4 rzeczywisty współczynnik nadmiaru zainstalowanej mocy (z tabl. 2) oraz w kol. 5 powierzchnię sita osadzarki (z tabl. 3). Przyjmując następnie graniczne wartości współczynnika dla wzoru empirycznego: $1,2 \text{ kW/m}^2$ i $1,5 \text{ kW/m}^2$ obliczono w kol. 6 moc silnika (granice), a odnosząc te wartości do znanego obciążenia mechanicznego silnika, obliczono w kol. 7 nadmiar (niedomiar) mocy σ .

Okazuje się, że na 10 badanych osadzarek (wynik pomiaru obciążenia dla osadzarki 4 uznano za błędny) zaledwie dla trzech (osadzarki: 2, 7 i 8) metoda ta mogła by być uznana za zadowalającą i to dopiero po przyjęciu górnej wartości współczynnika tj. $1,5 \text{ kW/m}^2$, gdyż wtedy dopiero otrzymujemy współczynnik σ w granicach: $1 < \sigma < 1,4$. Dla pozostałych osadzarek a to: 1, 5, 6 i 9 metoda ta dała wartości mniejsze od jedności (niedomiar mocy) dla 3, 10 i 11 zbyt wysokie ($\sigma = 2,2 - 5,1$).

Wybitnie lepsze - zestawione w tej tablicy - wyniki dały użycie wzoru uproszczonego. Podano tutaj w kol. 8 obliczoną w tabl. 4 moc silnika, a odnosząc ją do zmierzonego obciążenia mechanicznego obliczono w kol. 9 odpowiadający współczynnik nadmiaru mocy σ .

Widać, że maksymalna wartość σ wynosi tutaj $\sigma = 1,61$. Dla wszystkich osadzarek otrzymano $\sigma > 1$, dla wszystkich - z wyjątkiem jednej - $\sigma > 1,22$; zdecydowana zaś większość (7) spełnia poza tym warunek $\sigma < 1,4$.

Powyższe świadczy o wyższości opracowanego wzoru w stosunku do metody empirycznej.

Tablica 1

Porównanie wzoru uproszczonego z empirycznym

Lp.	Moc instalowana na silnika	Obciążenie mech. w czasie pracy	Rzeczywisty nadm. mocy instal.	Wzór empiryczny			Wzór uproszczony	
				Powierzchnia sita	Moc silnika dla 1,2-1,5 kW/m ²	Nadmiar mocy	Moc silnika	Nadmiar mocy
				m ²	kW	-	kW	-
1	2	3	4	5	6	7	8	9
1	35	14,0	2,50	8,6	10,3-12,9	0,73-0,92	17,0	1,22
2	35	9,8	3,57	8,6	10,3-12,9	1,05-1,32	15,0	1,53
3	24	3,0	8,58	10,2	12,3-15,3	4,1 -5,1	3,9	1,30
4	28	11,8	2,37	12,12	14,7-18,3	1,25-1,55	26,6	2,26
5	21	12,6	1,67	9,12	11,0-13,7	0,87-1,09	20,3	1,61
6	26	19,5	1,31	12,12	14,7-18,3	0,75-0,94	25,4	1,30
7	18	10,6	1,61	10,02	12,3-15,1	1,16-1,43	14,1	1,33
8	26	15,0	1,74	12,8	15,4-19,2	1,03-1,28	20,2	1,35
9	26	20,0	1,28	12,8	15,4-19,2	0,77-0,96	20,7	1,07
10	26	7,0	3,71	12,8	15,4-19,2	2,20-2,75	11,0	1,57
11	17	3,6	4,72	7,72	9,3-11,6	2,59-3,23	4,7	1,31

Tablica 2

Obciążenie mechaniczne silników

Ip.	Moc silnika P _n kW	Wartości zmierzone			Odczyty charakterystyki						Stosunek ilościowy czynników	Wsp. nadmiaru mocy inst. c	
		Pobrane moc	Pobrane prąd	Współczynnik mocy	Iloczyn	% obciążenia nominaln.	Obciążenie mech. N _s kW	Sprawność całkow. η _s	Prąd	Współczynnik mocy cos			Icosφ
	P _n	N _{el}	I _{gr}	cosφ	Icosφ		N _s	η _s	I	cos	Icosφ	$\frac{12}{6}$	c
	kW	kW	A	-	A	%	kW	-	A	-	A	-	-
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
1	35	16,7	27	0,752	20,3	40	14,0	0,84	26,5	0,75	19,8	0,97	2,50
2	35	12,0	25	0,612	15,3	28	9,8	0,81	22,5	0,65	14,7	0,96	3,57
3	24	3,8	12	0,389	4,6	12,5	3,0	0,81	9,5	0,47	4,5	0,98	8,58
4	28	13,1	40	0,512	20,5	42	11,8	0,89	29,0	0,70	20,6	1,01	2,37
5	21	14,7	33	0,696	23,0	60	12,6	0,88	28,0	0,81	22,7	0,98	1,67
6	26	21,6	42,5	0,798	33,9	75	19,5	0,90	43,0	0,78	33,6	0,99	1,31
7	18	12,7	26	0,770	20,0	62	11,2	0,7	25,5	0,76	19,5	0,97	1,61
8	26	16,5	31	0,618	19,0	58	15,0	0,894	23,0	0,85	19,5	1,02	1,74
9	26	22,4	37	0,705	26,1	77	20,0	0,898	31,0	0,86	26,7	1,02	1,28
10	26	8,2	22	0,435	9,6	27	7,0	0,850	12,5	0,77	9,6	1,00	3,71
11	17	4,4	15	0,357	5,42	21	3,6	0,75	11,9	0,44	5,250	0,97	5,16

Tablica 3

Charakterystyka budulców osadziarok

Lp.	Typ osadziarki (firma)	Szerokość węża roboczego (mm)	Wydajność (m ³ /h)			Prędkość (m/s)			Prędkość (m/s)			Stosunek powierzchni przelotowej do powierzchni osadziarki	Wydajność (m ³ /h)	Wysokość (m)		Współczynnik		Ilość osadziarki na 1 m ² osadziarki	Moc (kW)	Ilość osadziarki na 1 m ² osadziarki	Obrót (obr/min)	Skok tła (w przesłach)
			Prędkość	Prędkość	Prędkość	Prędkość	Prędkość	Prędkość	Prędkość	Prędkość	Prędkość			Prędkość	Prędkość	Prędkość	Prędkość					
1	WEDAG	80-25	2,51	1,83	4,78	1,34	3,36	0,732	71/76	91,5	8,6	10,5	33	45	0,71	0,34	0,54	35	4,08	65	13,5	12,0
2	WEDAG	25-10	2,51	1,83	4,58	1,34	3,36	0,732	66/71	94	8,6	10,5	33	40	0,28	0,28	0,28	35	4,08	75	10,5	9,0
3	WEDAG	< 10	2,55	2,00	5,10	1,17	2,89	0,585	67	98	10,2	7,85	27	35	0,51	0,51	0,51	24	2,35	100	5,0	3,5
4	HUMBOLDT	80-25	3,03	2,00	6,06	1,485	4,50	0,743	83,5	58,5	12,12	8,25	35,5	35,5	0,31	0,37	0,34	28	2,31	70	15,0	14,3
5	HUMBOLDT	80-25	2,28	2,00	4,56	1,485	3,39	0,743	83/94	56,5	9,2	7,7	35,5	35,5	0,31	0,37	0,34	21	2,31	67	14,3	15,0
6	HUMBOLDT	25-10	3,03	2,00	6,06	1,485	4,50	0,743	81/86	64,0	12,12	8,25	30	0,30	0,33	0,33	26	2,15	84	10,0	7,2	
7	HUMBOLDT	< 10	2,28	2,20	5,01	1,485	2,93	0,584	78,5	69,5	10,02	4,9	24,5	24,5	0,29	0,29	0,29	18	1,78	90	6,0	3,2
8	BEAUX	80-25	2,52	1,35	3,4	1,35	3,4	1,000	100	105	12,8	6,25	35	45	0,39	0,39	0,39	26	2,03	60	13,5	1,5
9	BEAUX	25-10	2,52	1,35	3,4	1,35	3,4	1,000	100	105	12,8	7,27	35	40	0,37	0,41	0,39	26	2,03	72	10,0	8,0
10	BEAUX	w60mm	2,52	1,35	3,4	1,35	3,4	1,000	98	115	12,8	2,35	33	36	0,37	0,37	0,37	26	2,03	110	4,0	2,8
11	ZAKŁ. OSTY	< 10	2,80	1,40	3,36	1,00	2,5	0,744	80	50	7,72	7,72	33	38	0,55	0,55	0,55	17	2,20	113	7,06	6,0/6,0

Tablica 4

Obliczenie mocy silnika wzorem uproszczonym

I.p.	m_{p1}	m_{p3}	m_{p4}	ρp	m^3	B	$\frac{m_{p1}^3 \cdot d \cdot 10^4}{2,275 \cdot \rho p}$	μ_1	D	μ_2	d	a_1	k	v	μ_{zd}	μ_{zd}	$\frac{k}{\rho}$	μ_{p20}	Sz21		
	$\frac{kg \cdot sec^2}{m}$	$\frac{kg \cdot sec^2}{m}$	$\frac{kg \cdot sec^2}{m}$	-	$\frac{cm^3}{min}$	m	kg/m	-	m	-	m	m	-	$\frac{m}{10^5}$	$\frac{kg}{10^5}$	$\frac{kg}{10^5}$	$\frac{kg}{10^5}$	m	m	kg	
1	1630	155	1785	0,86	343	0,135	430	0,032	0,375	0,025	0,11	0,22	0,58	1,06	1200	275	1475	1560	2430	0,0399	17,1
2	1630	155	1785	0,93	550	0,105	493	0,025	0,375	0,018	0,11	0,20	0,58	1,05	930	198	1128	1180	1890	0,0307	15,1
3	1315	147	1462	0,90	550	0,050	201	0,025	0,280	0,020	0,11	0,53	0,58	1,18	700	220	920	1080	902	0,0198	4,0
4	2090	231	2321	0,90	343	0,150	595	0,030	0,525	0,018	0,14	0,25	0,53	1,07	1580	250	1830	1960	2550	0,0451	26,9
5	1540	205	1745	0,90	300	0,150	392	0,040	0,525	0,025	0,14	0,28	0,53	1,08	2100	350	2450	2550	2550	0,0520	20,4
6	2100	231	2331	0,90	593	0,100	688	0,030	0,525	0,018	0,14	0,25	0,53	1,07	1580	250	1830	1960	1770	0,0373	25,6
7	1210	200	1410	0,90	729	0,060	306	0,050	0,525	0,030	0,14	0,53	0,53	1,17	2630	420	3050	3570	1060	0,0463	14,2
8	1970	275	2245	0,47	216	0,135	605	0,0015	0,380	0,070	0,125	0,45	0,52	1,13	57	880	937	1060	2340	0,0340	20,5
9	1870	275	2245	0,50	373	0,100	760	0,0015	0,380	0,070	0,125	0,40	0,52	1,11	57	880	937	1060	1730	0,0277	20,9
10	1855	261	2116	0,65	1330	0,040	786	0,0015	0,300	0,050	0,125	0,45	0,52	1,13	45	620	665	750	690	0,0144	11,3
11	900	91	991	0,98	1400	0,065	414	0,018	0,285	0,0042	0,09	0,15	0,28	1,03	510	11	521	530	610	0,0114	4,7

Wnioski

1. Wykonane pomiary i ich wyniki potwierdzają słuszność założeń opracowania teoretycznego.

2. Wyprowadzony na podstawie opracowania teoretycznego i pomiarów uproszczony wzór (7) stanowi postęp w stosunku do wzoru empirycznego i można zalecić jego stosowanie dla obliczania mocy silnika napędowego.

3. Opierając się na wynikach pomiarów i korzystając z wzoru uproszczonego można przeanalizować w sposób prosty moc silników użytych do napędu osadzarek na naszych zakładach przerobowych. Poprawne dobranie mocy instalowanej silnika (zmniejszanie jej), poprawi coś danego silnika, co odbije się korzystnie na współczynniku mocy całego zakładu przerobowego.

4. Budowa wzoru i poszczególne założenia dla jego opracowania pozwalają na wyciągnięcia pewnych wniosków odnośnie projektowania napędu osadzarki. Ze wzoru widać np. wpływ na zużycie mocy (ekonomię) przez maszynę takich czynników jak: średnice części obrotowych, rodzaj ułożyskowania (ślizgowe-toczone). Dalej - na podstawie opracowania teoretycznego - można określić szczytowe obciążenia mechanizmu napędowego i poprawnie - wobec tej wielkości obliczyć cały mechanizm, unikając zbędnego przedymensjonowania przekrojów (draża, wału itp.). Poza tym należy zwrócić uwagę na lekką konstrukcję tłoka, gdyż jego ciężar jest głównym czynnikiem zwiększającym straty tarcia.

5. Stwierdzono niską sprawność mechanizmu napędowego osadzarki Braunsa, co rzuca światło na ekonomię stosowania tego rodzaju osadzarek na naszych zakładach przerobowych.

6. Opierając się na wynikach i doświadczeniach pracy niniejszej można będzie w przyszłości uprościć technikę pomiarów w wypadku wykonywania pracy na podobny temat.

7. Praca dotyczyła nie badanej dziedziny i stanowić może punkt wyjścia dla dalszych prac na podobne i związane tematy.

ЭМПИРИЧЕСКОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОЩНОСТИ ПОРШНЕВЫХ
ОТСАДОЧНЫХ МАШИН

Р е з ю м е

Основной целью настоящей работы является разработка формулы, по которой можно будет правильно подобрать мощность приводного двигателя для поршневой отсадочной машины.

EXPERIMENTAL DETERMINATION OF PISTON JIGGERS POWER

S u m m a r y

The main purpose of the paper is a pattern elaboration that would allow a correct selection of driving engine power for the piston jiggers.