

Jerzy Nawrocki, Józef Strychalski

ZUŻYCIE ENERGII MECHANICZNEJ
W WIRÓWKACH FILTRACYJNYCH O DZIAŁANIU CIĄGŁYM

Streszczenie. Podane w literaturze i stosowane dotąd wzory na obliczanie składników mocy zapotrzebowywanej przez wirówki filtracyjne o działaniu ciągłym nie dają wyników zgodnych z praktyką. W opracowaniu podano uzasadnienie i wyprowadzenie wzorów uwzględniających istotne czynniki występujące w rzeczywistości. Obliczana moc silnika wg proponowanych wzorów pokrywa się z wartościami pomierzonymi w praktyce.

1. Wstęp

W literaturze [1, 2, 3 i 4] podane są wzory na obliczanie mocy N silników napędowych wirówek filtracyjnych ślimakowych, będącej sumą następujących składników:

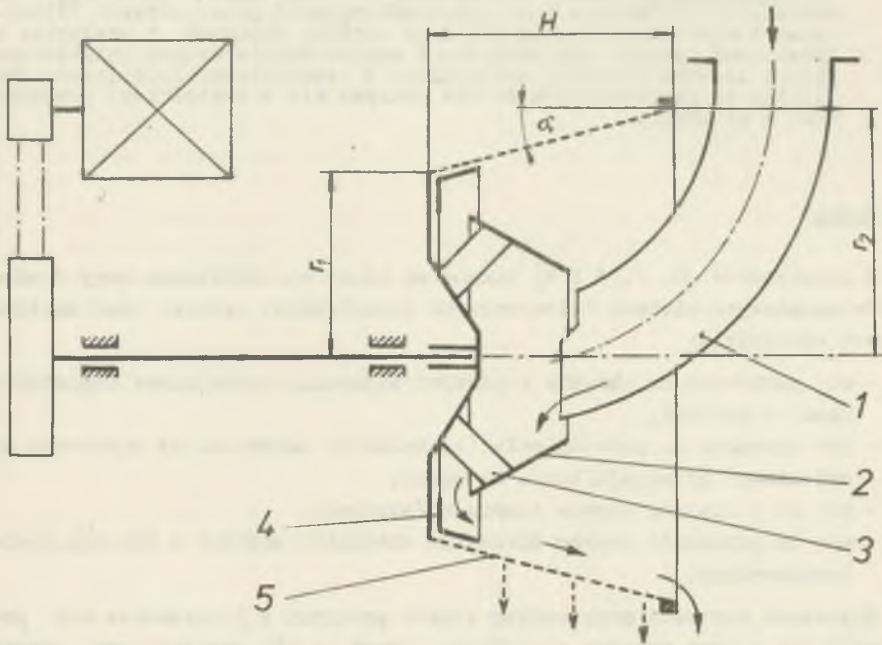
- N_1 - moc potrzebna na nadanie prędkości wirowania materiałowi doprowadzanemu do wirówki,
- N_2 - moc wymagana na przesunięcie (zgarnianie) materiału od wlotowego do wylotowego przekroju kosza sitowego,
- N_3 - moc na pokonanie oporów tarcia w łożyskach,
- N_4 - moc na pokonanie oporów wirowania elementów wirówki w ośrodku powietrzno-wodnym.

Wyliczone wartości mocy według wzorów podanych w literaturze nie pokrywają się z pomierzonymi w praktyce. Wzory te nie uwzględniają bowiem wszystkich czynników występujących w rzeczywistości, a ponadto pominięto w nich straty mocy w przekładni, napędzającej ślimak i kosz sitowy (przy małej różnicy między ich prędkościami obrotowymi). W przekładni zębatej, stosowanej w krajowych wirówkach typu Nael, straty te są kilkakrotnie większe od mocy N_2 potrzebnej na zgarnianie materiału w koszu sitowym wirówki.

W niniejszym opracowaniu przeprowadzono analizę zjawisk mających wpływ na zapotrzebowanie mocy w filtracyjnych wirówkach ślimakowych i wi-bracyjnych oraz wyprowadzono bądź zaproponowano wzory, według których obliczona moc silnika pokrywa się z wartościami zmierzonymi w praktyce.

2. Moc potrzebna na nadanie prędkości wirowania materiałowi doprowadzane- mu do wirówki - N_1

W wirówkach filtracyjnych ze ślimakowym wygarnianiem materiału występują zjawiska komplikujące obliczenie mocy N_1 . Dlatego analizę przeprowadzono na prostym modelu jakim jest filtracyjna wirówka wibracyjna. W wirówce wibracyjnej silnik napędzający kosz sitowy głównie obciążony jest mocą N_1 , gdyż transport materiału po sicie następuje w wyniku wibracji wywoływanej osobnym silnikiem.



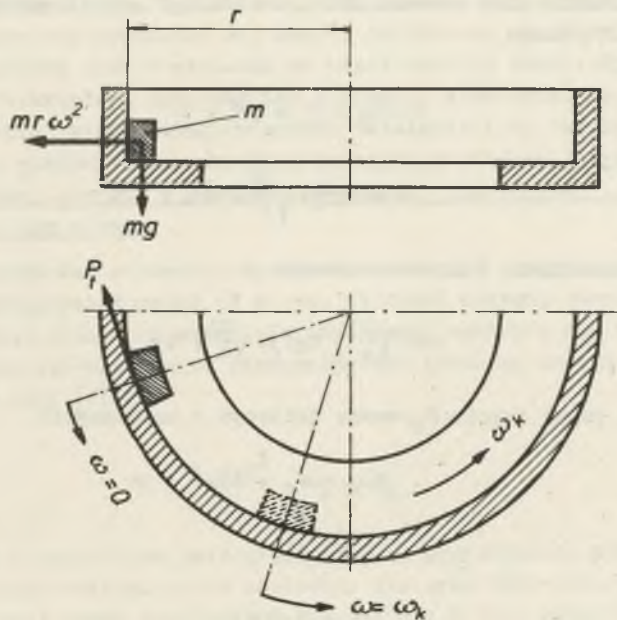
Rys. 1. Schemat filtracyjnej wirówki wibracyjnej (napędu wibracyjnego nie pokazano)

Materiał nadawany do wirówki wibracyjnej spływa rurą 1 (rys. 1) i z niewielką stosunkowo prędkością spada na pierścień stożkowy 2, gdzie pod wpływem tarcia po wewnętrznej powierzchni tego pierścienia wprowadzany jest częściowo w ruch wirowy. Materiał dalej trafia na skośnie usytuowane łopatki 3, które wcinając się i uderzając w strumień materiału, dalej go popychają i wrzucają na pierścień ochronny 4, przylegający do początku powierzchni stożkowego sita 5. Pod wpływem częściowego już wirowania materiał przypiera do pierścienia 4 i w wyniku tarcia zwiększa się jego prędkość wirowania, do momentu zrównania się z prędkością obwodową pierścienia 4. Równocześnie wibracje osiowe pierścienia 4 z sitem 5 powodują

transport materiału wzdłuż tworzącej sita w kierunku większej jego średnicy, pozwalając tym samym na dopływ nowego materiału na pierścień ochronny 4. Podczas ruchu materiału wzdłuż tworzącej sita następuje jego odwadnianie, przy czym dalej zwiększa się jego prędkość obwodowa, w miarę przemieszczania się materiału w kierunku większej średnicy sita stożkowego. Odwodniony materiał wypada z sita do komory wirówki z prędkością liniową równą obwodowej (na największym promieniu r_2 sita) i uderzając w boczne ściany tej komory traci energię kinetyczną, a następnie spada przez dolny otwór do zbiornika lub na taśmę odbiorczą.

Z powyższego opisu można wyodrębnić następujące zjawiska mające wpływ na zapotrzebowanie mocy N_1 :

- a) Prędkość wirowania warstwy materiału wzrasta od zera do określonej wartości pod wpływem tarcia występującego między tym materiałem a powierzchniami wirnika wirującymi ze stałą prędkością obrotową. Siła tarcia wynika z przyspieszenia odśrodkowego wzrastającego w miarę zwiększania się prędkości wirowania, aż do chwili zrównania się jej ze stałą prędkością obrotową kosza sitowego. Dla zachowania tej stałej prędkości zużywana jest energia, która jest sumą energii użytecznej (czyli energii kinetycznej wprowadzonego w wirowanie materiału) oraz energii straconej na pracę tarcia. Straconą energię można wyliczyć wg uproszczonego modelu pokazanego na rys. 2.



Rys. 2. Model rozpędzania masy m w wirującym pierścieniu

Na wirujący pierścień o osi pionowej wprowadzono masę m z prędkością wirowania ω równą zero, w początkowej fazie.

Ruch materiału opisuje równanie:

$$m \frac{dv}{dt} = m r \frac{d\omega}{dt} = (m r \omega^2 + mg)\mu. \quad (1)$$

Po uproszczeniu i podstawieniu:

$$y = \sqrt{\frac{g}{r}} \omega, \quad dy = \sqrt{\frac{g}{r}} d\omega, \quad d\omega = \sqrt{\frac{g}{r}} dy,$$

otrzymuje się równanie w postaci:

$$\sqrt{\frac{g}{r}} \cdot \frac{dy}{dt} = \mu \frac{g}{r} (1 + y^2).$$

Po rozdzieleniu zmiennych wyrażenia są całkowalne, czyli

$$\int \frac{dy}{1+y^2} = \mu \sqrt{\frac{g}{r}} \int dt.$$

Po scałkowaniu oraz stwierdzeniu, że stała $C = 0$ (z warunku brzegowego dla $t = 0$), mamy:

$$\operatorname{arctg} y = \mu \sqrt{\frac{g}{r}} \cdot t$$

$$y = \operatorname{tg}(\mu \sqrt{\frac{g}{r}} \cdot t)$$

oraz po podstawieniu i przekształceniu

$$\omega = \sqrt{\frac{g}{r}} \cdot \operatorname{tg}(\mu \sqrt{\frac{g}{r}} \cdot t). \quad (2)$$

Straconą pracę tarcia P_t można obliczyć z zależności:

$$dL_g = P_t \cdot ds,$$

gdzie

$$ds = r \omega dt.$$

Zatem

$$dL_S = \mu m r (\omega^2 + \frac{g}{r}) r \omega dt = \mu m r^2 (\omega^3 + \frac{g}{r} \omega) dt.$$

Po podstawieniu równania (2) otrzymuje się

$$L_S = \mu m r^2 (\sqrt{\frac{g}{r}})^3 \left[\int_0^{t_k} t g^3 (\mu \sqrt{\frac{g}{r}} \cdot t) dt + \int_0^{t_k} t g (\mu \sqrt{\frac{g}{r}} \cdot t) dt \right],$$

a po scałkowaniu i uproszczeniu

$$L_S = \frac{m r^2}{2} \left[(\sqrt{\frac{g}{r}})^2 \cdot t g^2 (\mu \sqrt{\frac{g}{r}} \cdot t_k) \right].$$

Ponieważ wyrażenie w nawiasie kwadratowym równa się ω_k^2 (zgodnie z równaniem (2) zatem

$$L_S = \frac{m r^2}{2} \omega_k^2. \quad (3)$$

Jak widać stracona praca tarcia równa się energii kinetycznej masy m w chwili zrównania się prędkości tej masy z prędkością pierścienia ($\omega = \omega_k$), a jej wartość jest niezależna od współczynnika tarcia. Wynika z tego, że nadanie materiałowi odpowiedniej prędkości wirowania, a tym samym odpowiedniej energii kinetycznej (w wyniku działania siły tarcia między tym materiałem a pierścieniem wirującym ze stałą prędkością) wymaga zużycia dwa razy więcej energii w stosunku do energii kinetycznej materiału wprowadzonego w ruch wirowy.

b) Osiąganie prędkości wirowania materiału następuje częściowo w wyniku uderzenia wirujących łopatek (3 z rys. 1). Część energii uderzenia traci się na pracę kruszenia materiału oraz część zamienia się na ciepło. Przy zderzeniu się materiałów niesprężystych straconą energię ΔT określa znany wzór [7]

$$\Delta T = \frac{1-R^2}{2} \cdot m_r \cdot v_n^2.$$

Jeżeli jeden z materiałów jest plastyczny (w przybliżeniu można przyjąć, że strumień mokrego miazgi zachowuje się przy uderzeniu jak materiał plastyczny) wtedy współczynnik restytucji R jest równy zero, zatem $R = 0$.

W rozpatrywanym przypadku, prędkość wirujących łopatek v_2 jest stała ($v_2 = \text{const.}$). Jeżeli przyjąć, że uderzany materiał ma początkową prędkość v_1 równą zero ($v_1 = 0$) i po uderzeniu osiąga prędkość $v_1 = v_2$ oraz że masa łopatek m_2 (wraz z częściami wirującymi) jest dużo większa od masy m_1 uderzonego materiału ($m_2 \gg m_1$), to energia kinetyczna stracona podczas uderzenia wynosi:

$$\Delta T = \frac{m_1 \cdot v_2^2}{2}$$

i równa się energii kinetycznej materiału (miała) po uderzeniu.

Z powyższego wynika, że dla nadania miałowi (materiałowi plastycznemu) energii kinetycznej w wyniku uderzenia o łopatki, wirujące ze stałą prędkością - zużywa się również dwa razy więcej energii, ponieważ połowa doprowadzonej energii traci się na pracę uderzenia.

- c) Podczas ruchu transportowego materiału po stożkowej wewnętrznej powierzchni kosza sitowego następuje wzrost jego prędkości obwodowej w miarę przemieszczania się materiału w kierunku coraz większej średnicy tego kosza. Ponieważ wibracyjny transport materiału wzdłuż tworzącej kosza sitowego następuje pod wpływem wypadkowej sił tarcia, to zwiększaniu się prędkości obwodowej materiału towarzyszy również strata 50% energii na pracę tarcia (podobnie jak w pktcie a).
- d) Grubość g warstwy materiału przemieszczającego się po powierzchni sita w filtracyjnych wirówkach wibracyjnych (rys. 3) wynosi od kilku do kilkunastu centymetrów (zależnie od wydajności wirówki i prędkości transportowej po sicie). W końcowej fazie przesuwania się warstwy materiału następuje samoczynne zsuwanie się ziarn [9 i 11] i na brzegu wszystkie ziarna opuszczające sito mają energię kinetyczną odpowiadającą w przybliżeniu prędkości obwodowej sita na promieniu r_2 . W wirówkach filtracyjnych ze ślimakowym wygarnianiem (rys. 3b) przesuwający się po powierzchni sitowej 1 materiał zgrupowany jest wzdłuż zgarniaków 2. Po zepchnięciu go z sita ześlizguje się po powierzchni dzwonu 3 (do którego przymocowany jest kosz sitowy) popychany przez skośne poprzeczki 4. Końcowa zatem energia kinetyczna ziarn wypadających z wirującego dzwonu wirówki wynika z prędkości obwodowej na promieniu r_3 .
- e) Zawarta w materiale nadawanym do wirówki ciecz jest wraz z nim wprowadzana w ruch wirowy - zatem również ze stratą energii na pokonanie tarcia (jak w punkcie a). Odwodnienie następuje na sicie, przy czym można przyjąć dla uproszczenia [2], że przebiega ono równomiernie na całej długości tworzącej sita. Przy tym założeniu energia kinetyczna

cieczy opuszczającej sito odpowiada prędkości wirowania (obwodowej) na średnim promieniu:

$$r_{\text{śr}} = \sqrt{\frac{1}{2} (r_1^2 + r_2^2)}. \quad (5)$$

Z powyższych rozważań wynika, że dla określenia mocy N_1 należy obliczyć energię kinetyczną z jaką w jednostce czasu materiał odwodniony opuszcza kosz sitowy (punkt d) oraz energię kinetyczną odsączu (punkt e) - pomnożoną przez współczynnik $k = 2$, wynikający ze strat wykazanych w punktach a, b, c i e. W opublikowanych wzorach na obliczanie mocy N_1 [2, 3 i 4] nie uwzględniono wymienionych strat oraz pominięto zjawisko opisane w punkcie d.

Wychodząc ze wzoru na obliczanie energii kinetycznej w jednostce czasu:

$$T^* = m^* \cdot \frac{v^2}{2}$$

i po podstawieniu

$$m^* = \frac{1000 \cdot Q}{3600 \cdot g}, \quad v = \frac{\pi n r}{30}, \quad N = \frac{T^*}{102}$$

oraz uwzględniając współczynnik $k=2$ - otrzymuje się wzory:

dla materiału odwodnionego:

$$N'_1 = 3,04 \cdot 10^{-6} Q_0 n^2 r_2^2,$$

dla odsączu:

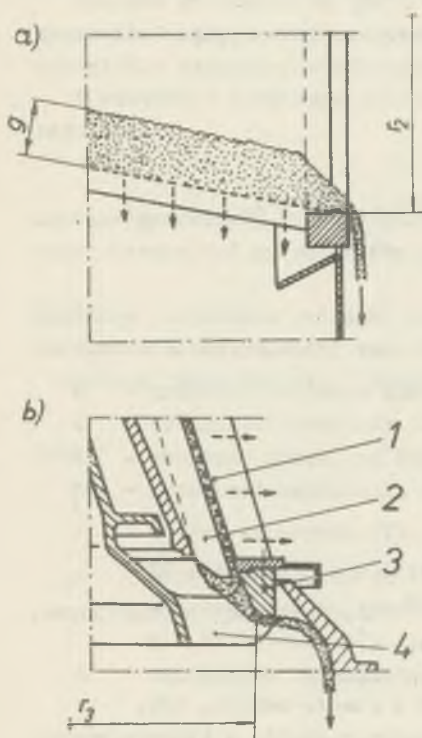
$$N''_1 = 3,04 \cdot 10^{-6} Q_w n^2 r_{\text{śr}}^2.$$

Zatem potrzebna moc N_1 wynosi:

dla wirówek filtracyjnych wibracyjnych:

$$N_1 = 3,04 \cdot 10^{-6} n^2 (Q_0 r_2^2 + Q_w r_{\text{śr}}^2),$$

(6)



Rys. 3. Wypadanie materiału z kosza sitowego wirówki:

a - wibracyjnej, b - ślimakowej

dla wirówek filtracyjnych ślimakowych:

$$N_1 = 3,04 \cdot 10^{-6} n^2 (Q_0 r_3^2 + Q_w r_{\text{śr}}^2) \quad (7)$$

gdzie:

- N_1 - moc potrzebna na wprowadzenie materiału w wirowanie, kW,
- n - prędkość obrotowa kosza sitowego, obr/min,
- Q_0 - wydajność określana ilością materiału odwodnionego (w stanie mokrym), t/h,
- Q_w - wydajność określana ilością odsącu, t/h,
- r_1 - minimalny promień kosza sitowego, m,
- r_2 - maksymalny promień kosza sitowego, m,
- r_3 - promień wylotu materiału odwodnionego w filtracyjnych wirówkach ślimakowych, m.

$$r_{\text{śr}} = \sqrt{\frac{1}{2} (r_1^2 + r_2^2)}, \text{ m.}$$

W praktyce częściej operuje się charakterystycznym parametrem wirówek tj. wydajnością określoną ilością produktu odwodnionego lub mokrej nadawy.

Dla wirówek filtracyjnych do odwadniania miazg węglowych wykonano przeliczenia porównawcze i stwierdzono, że przy pracach konstruktorskich można obliczać moc N_1 za pomocą wzoru o prostej i uniwersalnej postaci:

$$N_1 = C \cdot Q \cdot n^2 \cdot r^2, \quad (8)$$

gdzie:

- N_1 - moc potrzebna na wprowadzenie materiału w wirowanie, kW,
- C - współczynnik wynoszący $2,9 \cdot 10^{-6}$ dla wirówek wibracyjnych, $2,7 \cdot 10^{-6}$ dla wirówek ślimakowych,
- n - prędkość obrotowa kosza sitowego, obr/min,
- Q - wydajność określana ilością nadawy w stanie mokrym, t/h,
- r - maksymalny promień wirującego elementu wirówki, z którego wypada materiał odwodniony, m.

Należy zaznaczyć, że powyższy wzór ma zastosowanie dla filtracyjnych wirówek stosowanych do odwadniania miazg węglowych (koncentratu lub produktu pośredniego) o wilgoci w nadawie $25 \div 30\%$ i wilgoci produktu odwodnionego $7 \div 10\%$, przy nachyleniu tworzącej kosza sitowego $13 \div 20^\circ$.

3. Moc potrzebna na przesuwanie materiału wzdłuż tworzącej kosza sitowego w wirówkach ślimakowych - N_2

W filtracyjnych wirówkach ślimakowych przesunięcie materiału od wlotowego do wylotowego przekroju kosza sitowego następuje za pomocą ślimaka obracającego się względem kosza sitowego. Moc potrzebna na przesuwanie materiału wpływa na obciążenie przekładni, napędzającej ślimak i kosz sitowy.

W podanym w literaturze [2, 3 i 4] wzorze na obliczanie tej mocy przyjmuje się współczynnik tarcia dla węgla mokrego 0,8 do 0,9. Inni autorzy [10, 15, 16 i 19] podają 0,3 do 0,4. Z badań wirówek w krajowych kopalniach [6, 21, 22 i 23] można wywnioskować, że współczynnik tarcia mokrego miazgu węglowego po sicie wirówki wynosi 0,35 do 0,4.

Ponadto we wzorze wg [2, 3 i 4], podaje się "kąt nachylenia poboczniczy stożka" sita w stosunku do jego podstawy. Obecnie z reguły podaje się nachylenie tworzącej stożkowego sita wirówki do jego osi (rys. 1).

W związku z powyższym proponuje się obliczanie mocy N_2 wg następującego wzoru:

$$N_2 = 1,5 \cdot 10^{-6} \frac{n^2 \cdot Q \cdot H}{\eta_f} (r_1 + r_2) \cdot (\mu \cos \alpha - \sin \alpha), \quad (9)$$

gdzie:

- N_2 - moc zgarniania, kW,
- n - prędkość obrotowa kosza sitowego, obr/min,
- Q - wydajność określana ilością mokrej nadawy, t/h,
- H - wysokość kosza, na której działają zgarniaki, m,
- η_f - sprawność zgarniania ($\sim 0,7$),
- r_1 i r_2 jak we wzorze (7),
- μ - współczynnik tarcia (dla mokrego miazgu węglowego 0,35 ÷ 0,4 - w zależności od zawartości ziarn poniżej 0,5 mm i podatności węgla na kruszenie),
- α - nachylenie tworzącej stożkowego sita do jego osi (rys. 1).

4. Moc na pokonanie tarcia w łożyskach - N_3

Część mocy silnika napędowego wirówki traci się na pokonanie tarcia w łożyskach części wirujących, przy czym obciążenie ich pochodzi nie tylko od ciężaru tych części [1, 2, 3 i 11], ale także od sił dynamicznych wywołanych nierównomiernym rozmieszczeniem się warstwy materiału na sicie

stożkowym. W wirówkach wibracyjnych występują ponadto stosunkowo duże siły osiowe pulsacyjne.

Konstruktor dobiera łożyska toczne na podstawie obliczonych sił zastępczych (uwzględniając siły osiowe i promieniowe) obciążających łożyska. Właśnie dla tych sił oblicza się straty na tarcie w łożyskach wg wzoru

$$N_3 = 10^{-3} \sum P_1 r_1 n_1 f_1, \quad (10)$$

gdzie:

N_3 - moc, kW,

P - obciążenie zastępcze obliczone wg zasad doboru łożysk, kG,

r - promień otworu pierścienia wewnętrznego, m,

n - prędkość obrotowa wału, obr/min,

f - współczynnik tarcia $f = 0,001 \div 0,002$ - zależny od typu łożyska tocznego.

W podany wyżej sposób nie oblicza się strat mocy w łożyskach przekładni wirówek ślimakowych, gdyż uwzględnia się je w obliczeniach strat mocy występujących w tej przekładni.

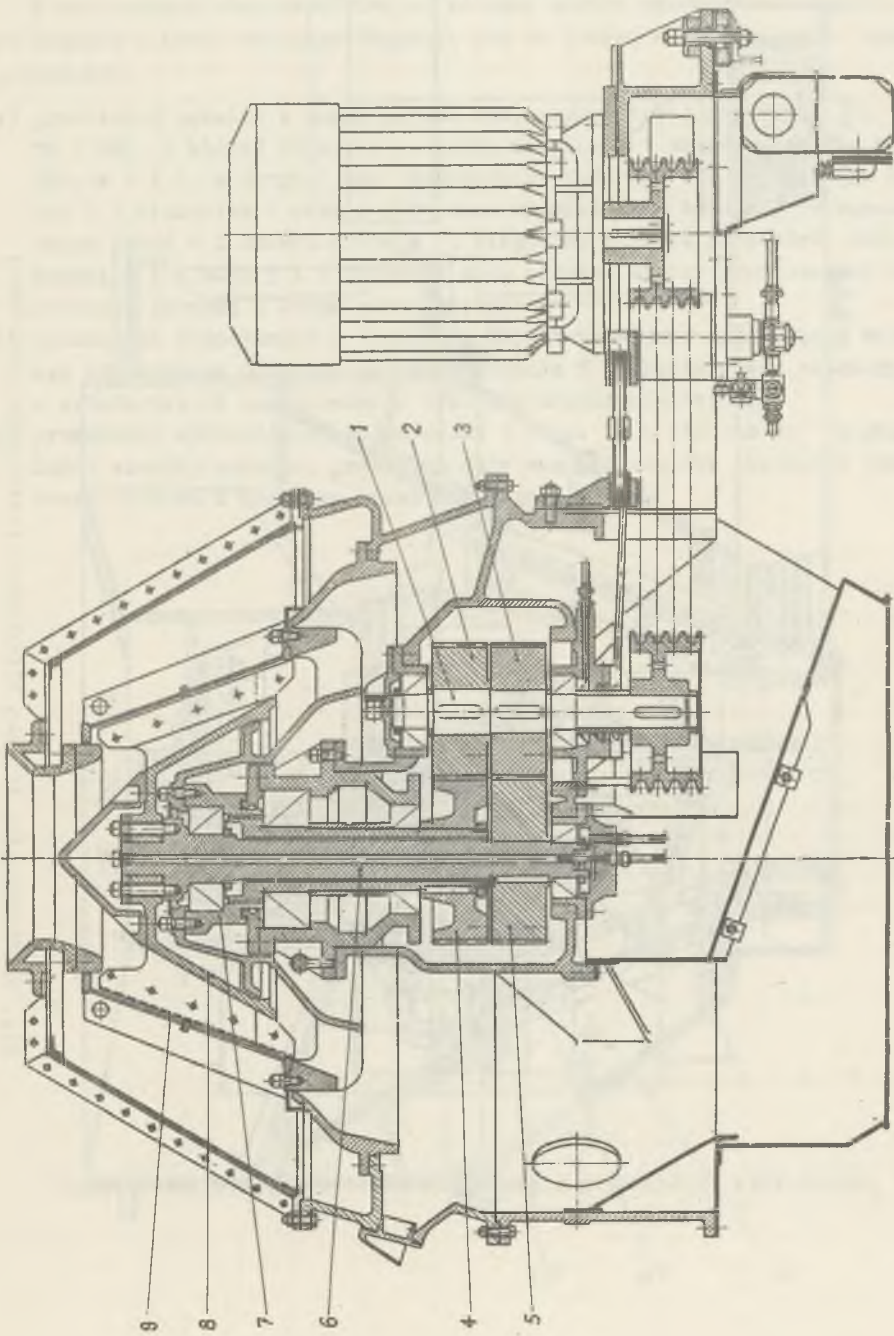
5. Moc na pokonanie oporu tarcia części wirujących w osrodku powietrzno-wodnym - N_4

Podawane wzory [1, 2, 3 i 11] na obliczanie tej mocy nie są stosowane w praktyce z powodu nieuwzględnienia rzeczywistych warunków w jakich opory wirowania występują. Ponieważ moc ta jest niewielka, dlatego można przyjmować [1, 2 i 3]

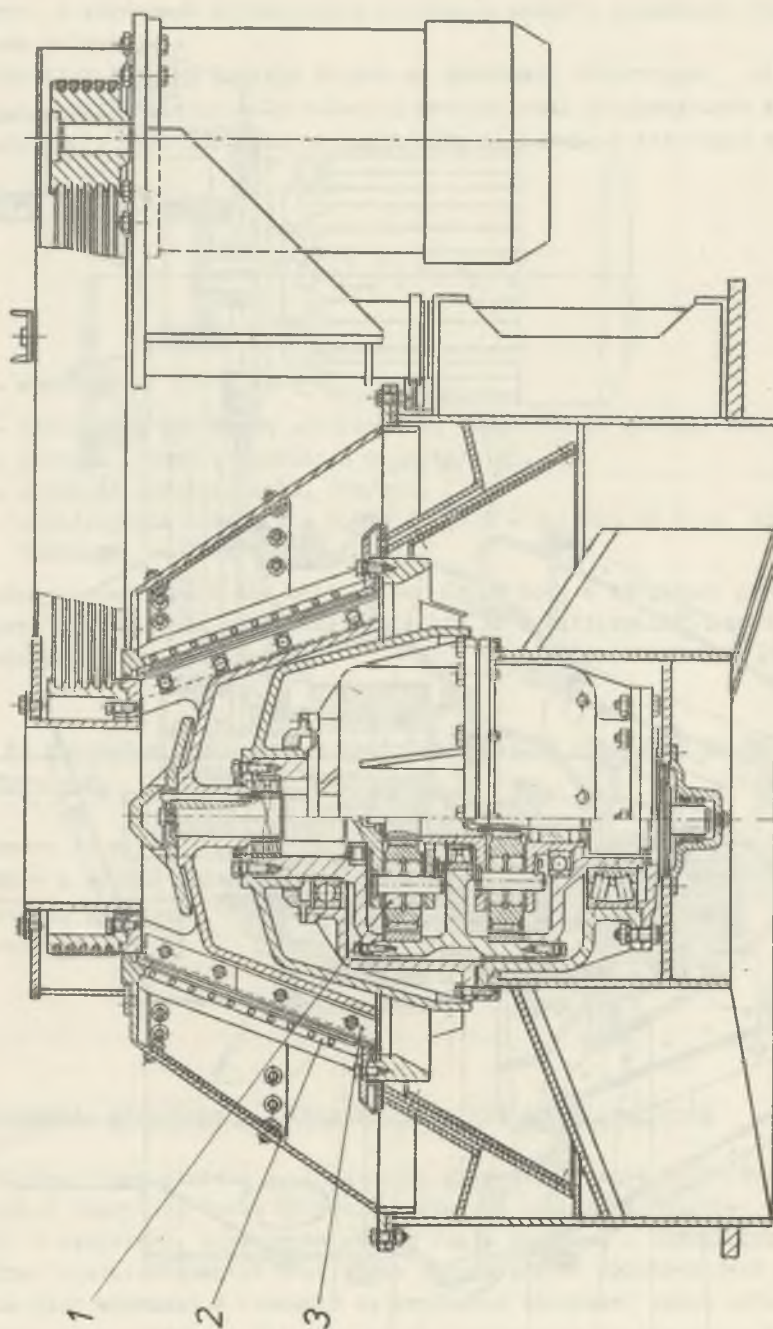
$$N_4 \approx 0,1 N_1 \quad (11)$$

6. Przykładnie stosowane w filtracyjnych wirówkach ślimakowych

W filtracyjnych wirówkach ślimakowych przesuwanie materiału odwadnianego wzdłuż tworzącej kosza sitowego następuje za pomocą ślimaka zaopatrzonego w zgarniaki, usytuowane według linii śrubowej o określonym skoku. Ślimak zgarnia materiał wtedy, gdy jego prędkość obrotowa jest nieco mniejsza (lub większa) w stosunku do prędkości obrotowej kosza sitowego. W filtracyjnych wirówkach ślimakowych do odwadniania miałów węgla kamiennego różnica tych prędkości waha się w granicach 1 - 3%. Ślimak zatem,



Rys. 4. Filtracyjna wirówka ślimakowa typu Nael

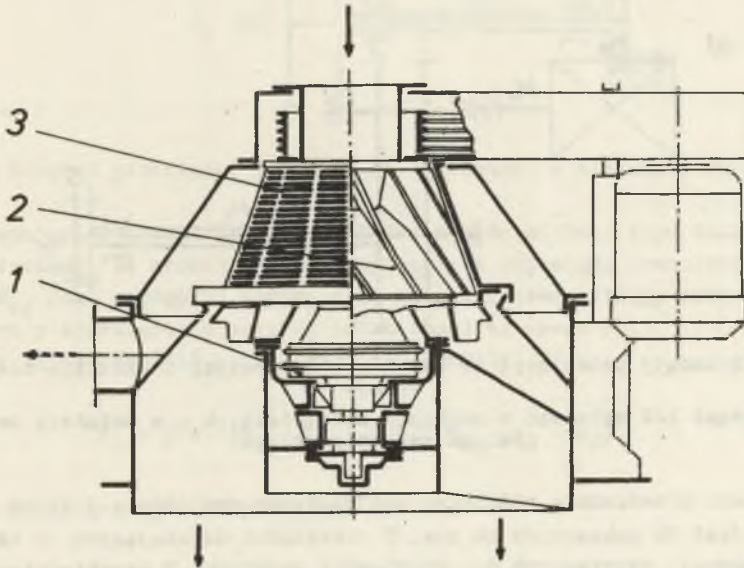


Rys. 5. Filtracyjna wirówka ślimakowa z przekładnią planetarną

przy stosunkowo powolnym ruchu obrotowym względem obrotów kosza sitowego wykonuje pracę zgarniania o mocy N_2 obliczonej wg wzoru (9).

W stosowanych obecnie wirówkach różnicę między prędkościami obrotowymi ślimaka i kosza sitowego uzyskuje się za pomocą następujących typów przekładni:

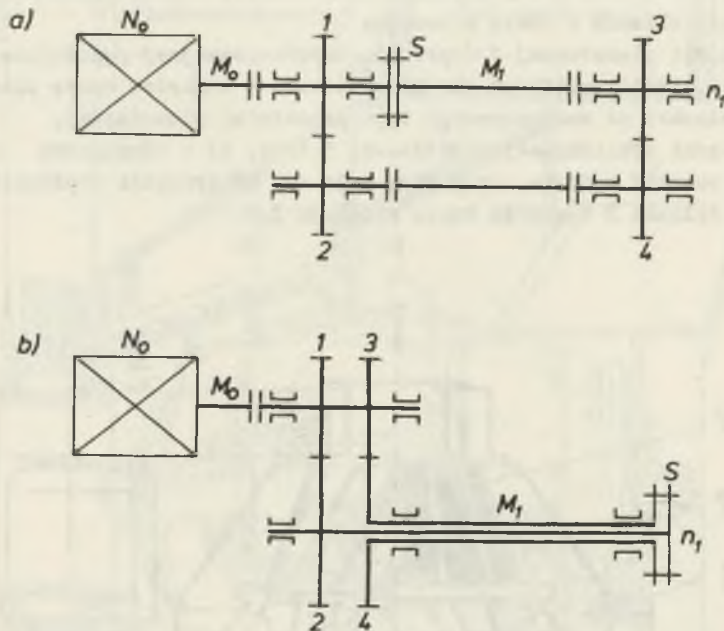
- a) przekładni zębatej z dwoma parami kół, zwanej dalej różnicową [5, 15, 16 i 20], w której (rys. 4) na wałku napędowym 1 osadzone są dwa koła zębate 2 i 3, w drugiej osi ułożyskowany jest wał 6 z zamocowanym kołem 5 i ślimakiem 8 oraz współosiowo ułożyskowana tuleja 7 z zamocowanym kołem 4 i koszem sitowym 9. Niewielka różnica przełożeń między kołami 2 i 4 oraz 3 i 5 powoduje małą różnicę między prędkościami obrotowymi ślimaka a kosza sitowego;
- b) przekładni planetarnej 1 (rys. 5), zwykle podwójnej powodującej mniejszą lub większą prędkość obrotową ślimaka 3 względem kosza sitowego 2 w zależności od zastosowanego typu przekładni planetarnej;
- c) przekładni cykloidalnej pojedynczej 1 (rys. 6) o stosunkowo najbardziej zwartej budowie, przy czym daje ona zwiększenie prędkości obrotowej ślimaka 2 względem kosza sitowego 3.



Rys. 6. Filtracyjna wirówka ślimakowa z przekładnią cykloidalną

7. Straty mocy w przekładni zębatej w wirówkach typu NAEL

W pierwszych przemysłowych wirówkach ślimakowych zastosowano przekładnię zębatą, która w udoskonalonej formie stosowana jest w krajowych wirówkach typu NAEL (rys. 4). Tego rodzaju przekładnia charakteryzuje się stosunkowo dużymi stratami mocy, ponieważ koła zębate przenoszą, obok mocy silnika, także znaczną moc krążącą wynikającą z mocy zgarniania N_2 . Przy większym współczynniku tarcia mialu po sicie w stosunku do granicznego (odpowiadającego nachyleniu tworzącej sita stożkowego) moc krążąca może znacznie przewyższać moc silnika.



Rys. 7. Schematy przekładni do badania kół zębatych w układzie mocy krążącej:

a - z parami kół zębatych w osobnych skrzyniach, b - w układzie ze sprzęgłem na zewnątrz skrzyni

Omawiana przekładnia różnicowa pod względem obciążenia i strat mocy, podobna jest do pokazanych na rys. 7 przekładni działających w układzie mocy krążącej, stosowanych do badania kół zębatych. W przekładniach takich [13 i 14] wywołane obciążenie sprzęgłem S o momencie M_1 powoduje przepływ mocy krążącej:

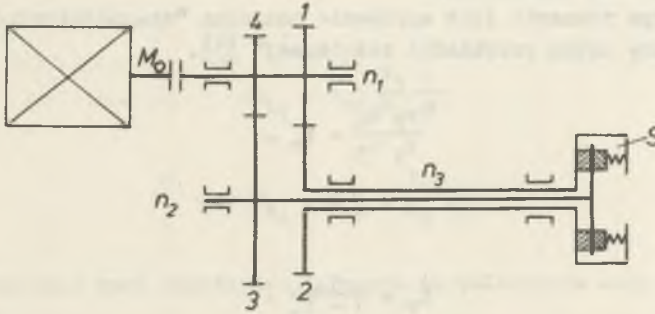
$$N_k = 974^{-1} M_1 n_1 ,$$

przy czym na pokonanie strat wystarczy wielokrotnie mniejsza moc silnika

$$N_0 = 974^{-1} M_1 n_1 (1 - \eta^2).$$

W przekładniach tych musi być spełniony warunek $z_1 : z_2 = z_3 : z_4$.

Na rysunku 8 pokazano układ przekładni, w której koła zębate są obciążone podczas ruchu momentem tarcia wytworzonym w ciernym sprzęgle S przy względnej prędkości obrotowej $\Delta n = n_3 - n_2$. Przy niewiele różniących się przełożeniach każdej pary kół w ruchu występuje także obciążenie mocą krążącą, przy czym silnik N pokonuje straty w przekładni oraz w sprzęgle obsuwnym S.



Rys. 8. Schemat przekładni podobnej do stosowanej w wirówkach typu Nael

Porównując schemat z rys. 8 z układem napędu wirówki typu NAEL (rys. 4) stwierdzamy, że moment tarcia w sprzęgle S odpowiada momentowi zgarńnięcia M_{zg} jaki występuje między ślimakiem a koszem sitowym przy pokonywaniu pracy zgarńnięcia o mocy N_2 (obliczonej wg wzoru 9).

Można zatem określić następujące zależności:

$$N_2 = 974^{-1} M_{zg} \Delta n = 974^{-1} M_{zg} (n_3 - n_2),$$

moc przepływająca wydrążonym wałem (rys. 8)

$$N''' = 974^{-1} M_{zg} n_3. \quad (12)$$

Ze stosunku tych mocy mamy zależność

$$N''' = N_2 \frac{n_3}{n_3 - n_2}. \quad (13)$$

Ponieważ:

$$n_3 = n_1 \cdot \frac{z_1}{z_2} \text{ i } n_2 = n_1 \cdot \frac{z_4}{z_3},$$

to po podstawieniu i przekształceniu

$$\frac{n_3}{n_3 - n_2} = \frac{1}{1 - \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3}} = i_w$$

Jest to zatem przełożenie względne określające stopień redukcji omawianej przekładni różnicowej.

W powyższym równaniu jest wyrażenie nazywane "charakterystycznym stosunkiem liczby zębów przekładni różnicowej" [5].

$$\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3} = i_0. \quad (14)$$

Mamy więc

$$i_w = \frac{1}{1 - i_0}. \quad (15)$$

(dla wirówki NAEL-3 $i_w = 80$).

Po podstawieniu (15) do równania (13) mamy

$$N^m = N_2 i_w. \quad (16)$$

Zatem, przy założeniu pokonywania tylko mocy zgarniania, przez wydrążony wał (rys. 8) przenoszona jest moc N^m tylokrotnie większa ile wynosi przełożenie względne i_w . Stąd wynikają stosunkowo duże obciążenia przekładni mocą N^m , która jest mocą krążącą, a tym samym i duże straty. Moc N'_2 silnika przy takim obciążeniu zużywana jest na pokonanie mocy zgarniania N_2 i na straty $\Delta N'_p$ w przekładni wynikające z mocy krążącej, czyli:

$$N'_2 = N_2 + \Delta N'_p. \quad (17)$$

Skoro moc krąży od koła 1 do 2 (rys. 8), a następnie od 3 do 4, to silnik ma do pokonania moment M_0 będący różnicą momentów M_{z1} i M_{z4} występujących na kołach 1 i 4, a zatem:

$$N'_2 = 974^{-1} M_0 n_1 = 974^{-1} (M_{z1} - M_{z4}) n_1.$$

Dla obliczenia strat w przekładni przyjmuje się, że sprawność η pary kół zębatach uwzględnia straty w zazębieniu i w łożyskach.

Z kierunku przenoszenia mocy przez poszczególne pary kół zębatach i przy stwierdzeniu, że wały 2 i 3 są skręcane tym samym momentem zgarniania, wynikają zależności:

$$M_3 = M_{zB} = M_{z_1} \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \eta$$

$$M_2 = M_{zB} = M_{z_4} \cdot \frac{z_3}{z_4} \cdot \frac{1}{\eta},$$

stąd:

$$M_{z_1} = M_{zB} \frac{z_1}{z_2} \frac{1}{\eta}$$

$$M_{z_4} = M_{zB} \cdot \frac{z_4}{z_3} \cdot \eta.$$

Po podstawieniu tych zależności do wzoru na obliczanie mocy silnika otrzymamy:

$$N_2' = 974^{-1} M_{zB} n_1 \left(\frac{z_1}{z_2} \cdot \frac{1}{\eta} - \frac{z_4}{z_3} \cdot \eta \right).$$

Ponieważ:

$$n_1 = n_3 \frac{z_2}{z_1} \quad \text{oraz} \quad i_0 = \frac{z_2 z_4}{z_1 z_3},$$

przeto:

$$N_2' = 974^{-1} M_{zB} n_3 \left(\frac{1}{\eta} - i_0 \eta \right). \quad (18)$$

Po podstawieniu wzorów (12, 15 i 16) oraz przekształceniu otrzymamy:

$$N_2' = N_2 \frac{1 - i_0 \eta^2}{(1 - i_0) \eta}. \quad (19)$$

Stąd po podstawieniu do wzoru (17) otrzymamy wzór na dokładne obliczanie straty mocy ΔN_p^f występującej w omawianej przekładni, wynikającej z pokonywania mocy zgarniania N_2

$$\Delta N_p^f = N_2 \left[\frac{1 - i_0 \eta^2}{(1 - i_0)\eta} - 1 \right]. \quad (20)$$

W publikacji [14] podana jest opisowo dla takiej przekładni zależność strat od przełożenia względnego, które można wyrazić wzorem:

$$\Delta N_p = 2 N_2 i_w (1 - \eta). \quad (21)$$

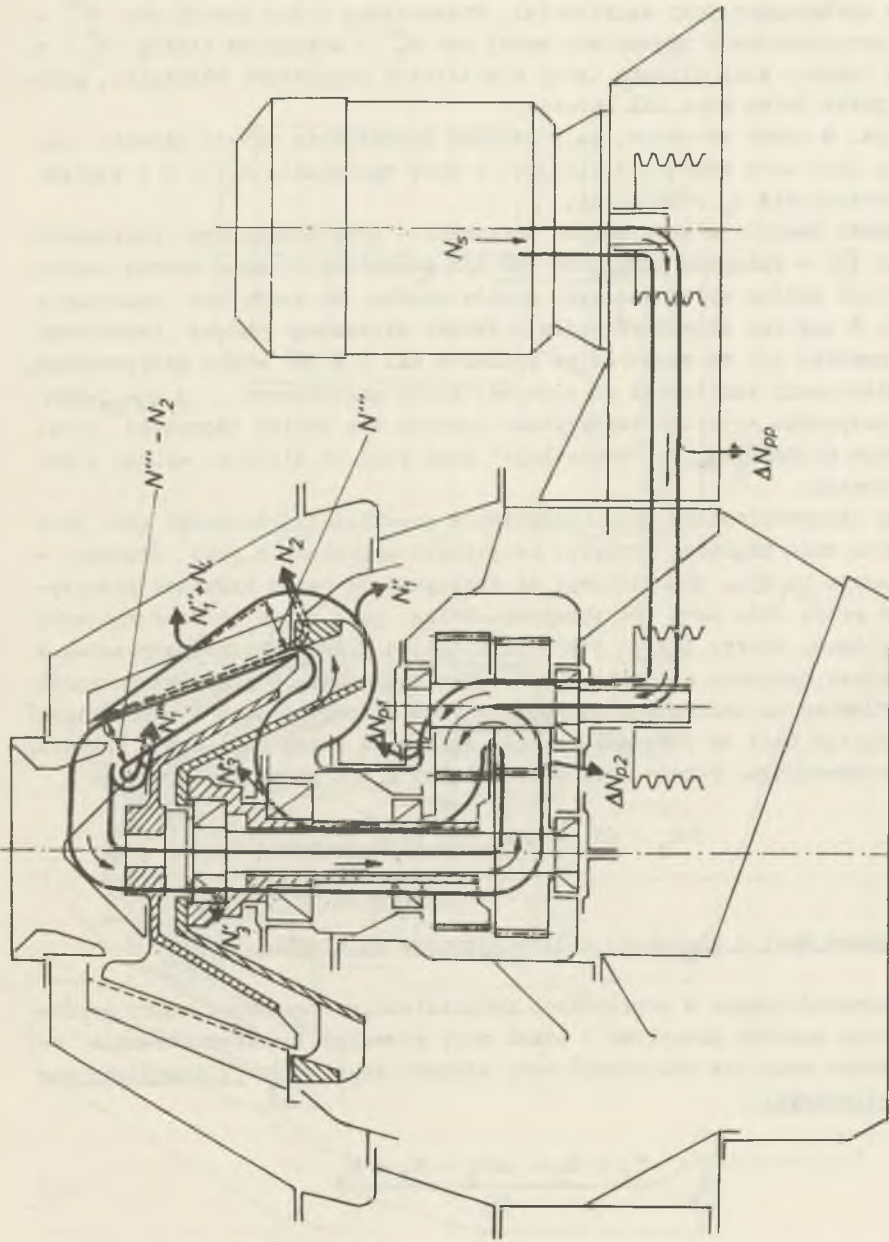
Wzór (21) jest znacznie prostszy niż (20), a niedokładność obliczenia strat nie przekracza 2% w zakresie $i_w = 30 \div 100$ dla $\eta \geq 0,96$. Dlatego bardziej celowe wydaje się obliczanie strat mocy w przekładni różnicowej stosowanej w filtracyjnych wirówkach ślimakowych, według wzoru (21).

8. Bilans mocy w wirówce filtracyjnej typu NAEL

Dla wirówek filtracyjnych typu Nael obliczono ich zapotrzebowanie mocy, posługując się podanymi wyżej wzorami. Wyniki obliczeń skonfrontowano z wynikami badań technologicznych wirówek Nael-3 i pomiarów pobieranej mocy [6, 21 i 23]. Przeprowadzona analiza wykazała - przy uwzględnieniu własności węgla i składu ziarnowego w mokrej nadawie - dużą zgodność wartości mocy pomierzonych z obliczonymi.

Wyniki obliczenia poszczególnych składników pobieranej mocy oraz mocy przenoszonej przez elementy wirujące wirówki naniesiono na rysunek (rys. 9). Obrazuje on proporcje mocy przy średniej wielkości mocy zgarniania. Jak widać moc N_g płynąca od wału silnika elektrycznego dochodzi do przekładni zębatej pomniejszona o straty ΔN_{pp} w przekładni pasowej i pompie układu smarowania. Górna para kół zębatach obciążona jest tą pomniejszoną mocą od silnika oraz prawie całą mocą krążącą N''' obliczoną wg wzoru (16). Suma tych mocy pomniejszona o straty mocy w górnej parze kół zębatach i w górnym łożysku tulei wydrążonej (straty w łożyskach przekładni są uwzględniane w sprawności dla pojedynczej przekładni) płynie przez tę tuleję do dzwona z koszem sitowym. Kosz sitowy w niewielkim stopniu zwiększa prędkość wirowania materiału odwadnianego (N_1^f) i odsącza (N_1^r), ponieważ prędkość wirowania doprowadzanemu do wirówki materiałowi głównie nadaje ślimak (N_1'''). Traci się również moc N_4 na wirowanie kosza sitowego w ośrodku powietrzno-wodnym.

Niewielka stosunkowo moc zgarniania N_2 , mimo dużego momentu zgarniania M_{zg} , wynika z małej różnicy obrotów ślimaka względem kosza sitowego.



Rys. 9. Bilans (przepływ) mocy w filtracyjnej wirówce ślimakowej typu Nael przy $N_2 > 0$

Z iloczynu $M_{zg} \cdot n_k$ wynika wartość mocy krążącej N''' . Nieco szybciej obracający się kosz sitowy przekazuje moment zgarniania na ślimak (przez tarcie występujące przy zgarnianiu). Przenoszona w ten sposób moc $N''' - N_2$, pomniejszona o wspomnianą wyżej moc N_1''' i minimalne straty N_3' w górnym łożysku wału ślimaka (przy niewielkich względnych obrotach), przepływa przez dolną parę kół zębatach.

Z rys. 9 widać wyraźnie, że różnicowa przekładnia zębata głównie obciążona jest mocą krążącą wynikającą z mocy zgarniania $N_2 > 0$ i względne przełożenia i_w przekładni.

Wirówki Nael-3 w korzystnych warunkach - przy nominalnym obciążeniu silnika [5] - osiągają wydajność 150 t/h określaną ilością mokrej nadawy. Z wyliczeń według wyżej podanych wzorów wynika, że wtedy moc zgarniania $N_2 = 0$. Z analizy własności węgla i składu ziarnowego nadawy (zawartość ziarn poniżej 0,5 mm wynosiła wg pomiarów ok. $3 \div 5\%$) można przypuszczać, że współczynnik tarcia był co najwyżej równy granicznemu $\mu \leq \mu_{gr} = tg \alpha$. W tym przypadku materiał samoczynnie porusza się wzdłuż tworzącej sita, przy czym ślimak jedynie "kontroluje" jego ruch od wlotu do wylotu z kosza sitowego.

Przy niewystępowaniu mocy zgarniania przekładnia różnicowa nie jest obciążona mocą krążącą. Przepływ mocy przez przekładnię jest odmienny - co pokazano na rys. 10. Widzimy, że występuje tu jeden kierunek przepływu mocy przez obie pary kół zębatach. Dolna para przenosi moc zużywaną przez ślimak, który, jak to już wspomniano, w głównej mierze wprowadza w ruch wirowy nadawany materiał. Górna para kół zębatach przenosi mniejszą moc potrzebną na dalsze wprowadzenie w ruch wirowy odsącza i materiału odwodnionego oraz na pokonanie oporów wirowania kosza sitowego w ośrodku powietrzno-wodnym. Straty mocy w przekładni w tym przypadku wynoszą:

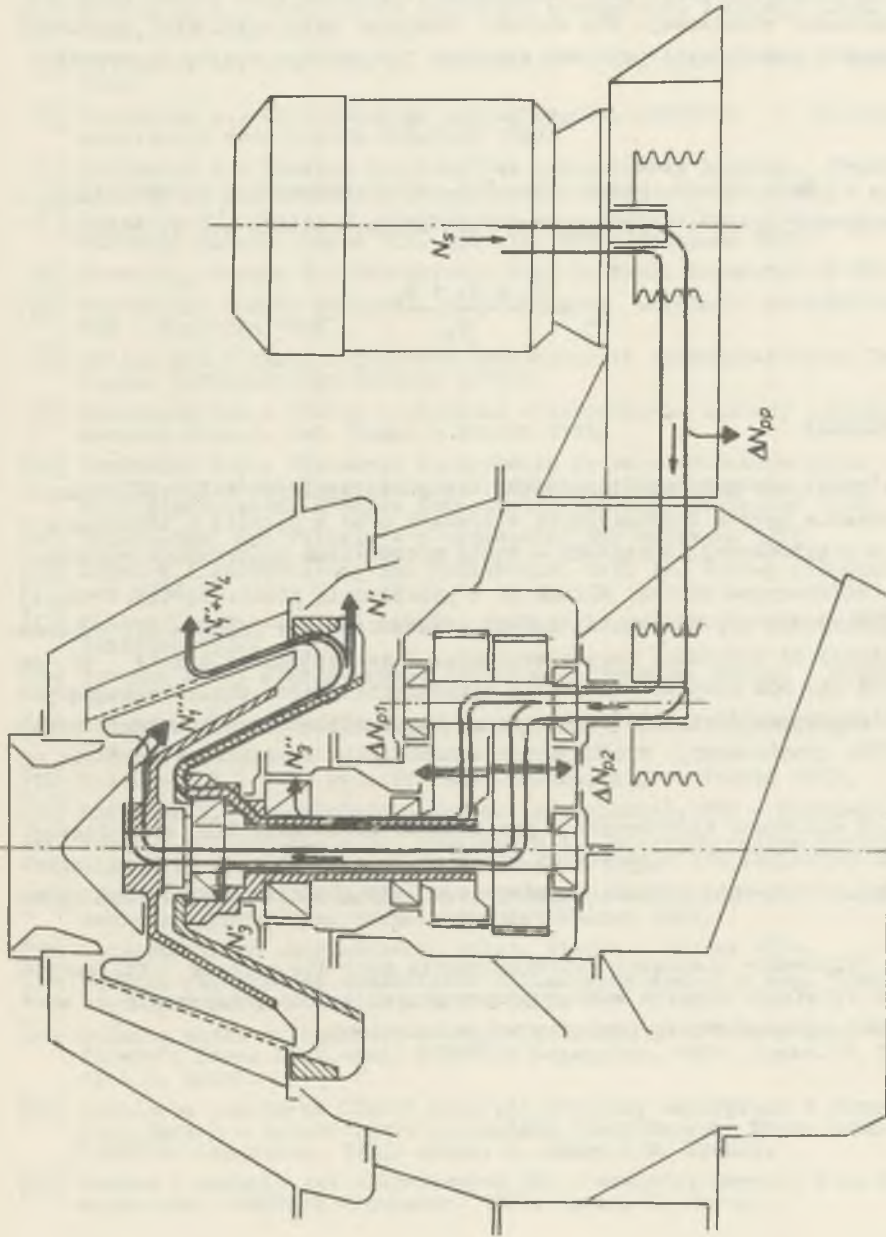
$$\Delta N_p = (N_s - \Delta N_{pp}) \cdot (1 - \eta).$$

9. Składowe mocy w wirówkach filtracyjnych o działaniu ciągłym

Rozważania podane w poprzednich rozdziałach, wyprowadzone wzory i przeprowadzona analiza przepływu i strat mocy pozwalają na sformułowanie ostatecznego wzoru na obliczanie mocy silnika napędowego filtracyjnej wirówki ślimakowej.

$$N_s = \frac{N_1 + N_2 + \Delta N_p + N_3 + N_4}{\eta_p}, \quad (22)$$

gdzie N_1, N_2, N_3, N_4 i ΔN_p są omówionymi wyżej składnikami mocy N_s pobieranej od silnika, a η_p jest sprawnością przekładni pasowej.



Rys. 10. Bilans (przepływ) mocy w filtracyjnej wirówce ślimakowej typu Nacl przy $N_2 \ll 0$

W porównaniu do podanych w literaturze [1, 2, 3, 4 i 11] składników pobieranej mocy, poza odmiennym ich obliczaniem, wzór (22) określa stan bliższy rzeczywistości, gdy: uwzględnia stosunkowo duże straty mocy ΔN_p w przekładni różnicowej. Dla wirówki Nael - przy przyjętej wysokiej sprawności pojedynczej pary kół zębatych $\eta = 0,98$ - straty te wynoszą:

$$\Delta N_p = 3,2 \cdot N_2.$$

Dla filtracyjnych wirówek wibracyjnych, w których nie ma przekładni i ślimaka, moc silnika napędzającego kosz sitowy oblicza się wg wzoru:

$$N_s = \frac{N_1 + N_3 + N_4}{\eta_p}. \quad (23)$$

10. Wnioski

Na podstawie przeprowadzonej analizy poszczególnych składników zapotrzebowania mocy w filtracyjnych wirówkach oraz w oparciu o informacje i dane z przytoczonej literatury - można sformułować następujące wnioski:

1. Filtracyjne wirówki ślimakowe z przekładnią różnicową (np. Nael) charakteryzują się stosunkowo dużymi stratami mocy w przekładni, zależnymi głównie od wielkości mocy zgarniania. W szczególności straty te są znaczne (do 20% mocy silnika) przy odwadnianiu miazów, charakteryzujących się większym współczynnikiem tarcia po koszu sitowym w stosunku do współczynnika granicznego, wynikającego z nachylenia tworzącej stożkowego sita.

2. W wirówkach ślimakowych z przekładnią planetarną lub cykloidalną, charakteryzującą się niewielkimi stratami mocy (zależnymi od mocy zgarniania), obciążenie silnika napędowego zależy głównie od wielkości nadawy.

3. Obliczenie wielkości zapotrzebowania mocy dla wirówek filtracyjnych o działaniu ciągłym według proponowanych wzorów pokrywa się z wartościami rzeczywistymi, pomierzonymi w badaniach.

LITERATURA

- [1] Battaglia A.: Odwadnianie produktów wzbogacania i obiegi wodne płuczek. WGH - Katowice 1958.
- [2] Battaglia A.: j.w. wyd. II uzupełnione i poprawione. WGH - Katowice 1963.
- [3] Battaglia A.: Obezwożiwanie produktow obogaszczenia i cirkulacja mojecznych wod. Niedra - Moskwa 1967.
- [4] Battaglia A.: Maszyny do przeróbki mechanicznej kopalín. Część II, Urządzenia hydromechaniczne. PWN - Warszawa - Kraków 1968.
- [5] Dietrych J., Korewa W., Kornberger Z., Zygmunt K.: Podstawy konstrukcji maszyn. Część III. Wyd. IV. WNT - Warszawa 1973.
- [6] Doros Z., Jachna W.: Odwadniarka Nael-3. Biul. Separator 1/1965.
- [7] Gryboś R.: Teoria uderzenia w dyskretnych układach mechanicznych. PWN - Warszawa 1969.
- [8] Hülsen H.H.: Wirtschaftliches Entwässern in kontinuierlichen Zentrifugen. Aufbereitungs-Technik 3/1974.
- [9] Kaminskij W.S.: Teoria i praktyka obezwożiwania ugotnoij mieloczi. Sbornik statej. Izd. Nauka - Moskwa 1966.
- [10] Kaminskij W.S.: Osnownyje naprawlenia po usowierszenstwowaniu centrifug, primieniajuszczichsja w ugotnoij promyszlenosti. Annot. C-4 VIII Międzynarod. Kongres Wzbogacania Kopalín. Leningrad 1968.
- [11] Leszczyński S.: Filtracja w przemyśle. WNT Warszawa 1972.
- [12] Meyer H.: Aufbereitung der Steinkohle. Teil II. Verlag Glückauf Essen 1966.
- [13] Müller L.: Przekładnie zębate. Obliczanie wytrzymałościowe. WNT - Warszawa 1972.
- [14] Rudenko M.F.: Płanietarnyje pieredaezi. Maszgiz. Moskwa Leningrad 1947.
- [15] Sokołow W.I.: Sowremiennyje promyszlennyje centrifugi. Maszgiz - Moskwa 1961.
- [16] Sokołow W.I.: j.w. wyd. II. Maszynostrojenije - Moskwa 1967.
- [17] Surowiak W.: Przekładnie obiegowe (planetarne). PWT - Warszawa 1959.
- [18] Szłau A.W., Zarubin L.S., Trofimow W.A.: Filtrujuszczije centrifugi dla obezwożiwania uęla. Niedra - Moskwa 1965.
- [19] Zarubin L.S., Szłau A.W.: Filtrujuszczije centrifugi dla obezwożiwania mielękiego uęla. Gosgortechizdat Moskwa 1961.
- [20] Sprawocznik po obogaszczeniu uęlej. Niedra - Moskwa 1974.
- [21] Badania porównawcze odwadniarek ślimakowych Nael-3 w kop. "Jastrzębie". BP Separator i ZBiD Mikołów 1970.
- [22] Badania węzła wzbogacania i odwadniania kl. 20 - 0 mm w kop. "Zofiówka". Praca nauk.-bad. COBPWiUK Separator, 1971, Oprac. M. Krauzy i Z. Doros.
- [23] Regulacja osadzarek ODM-18 oraz sit OSO przy współpracy z odwadniarkami Nael-3 w ramach rozruchu zakładu przeróbczego. Praca nauk.-bad. COBPWiUK Separator, 1972. Oprac. Z. Doros i M. Krauzy.
- [24] Budowa i badania sit ośrodkowych OSO o średnicy powyżej 2 m. Praca nauk.-bad. COBPWiUK Separator. 1972. Oprac. Z. Doros.

РАСХОД МЕХАНИЧЕСКОЙ ЭНЕРГИИ В ФИЛЬТРУЮЩИХ ЦЕНТРИФУГАХ
ПОСТОЯННОГО ДЕЙСТВИЯ

Р е з ю м е

Приведённые литературой и применяемые до сих пор формулы расчёта потребляемых мощностей, требуемой фильтрующими центрифугами постоянного действия, не дают результатов согласных с практикой. В обработке даётся мотивировка и вывод формул, учитывающих существенные факторы, выступающие в действительности. Вычисляемая мощность двигателя по предлагаемым формулам сходна со значениями измеренными на практике.

MECHANICAL ENERGY CONSUMPTION IN CENTRIFUGAL FILTERS WITH
A CONTINUOUS OPERATION

S u m m a r y

Quoted in literature and up till now applied formulae for the computation of energy constituents required by the centrifugal filters with a continuous working, don't give results that would be in conformity with practice.

In this paper grounds have been given and new formulae were derived, which take into account the essential factors appearing in reality.

The computed engine's power made in accordance with the suggested formulae agrees with the values measured in practice.