

# Zabezpieczenia górniczego zatapialnego agregatu pompowego

Andrzej Korczak, Przemysław Sobek, Tomasz Synowiec

## 1. Górniczy zatapialny agregat pompowy

Przykład konstrukcji górniczego zatapialnego agregatu pompowego, zwanego też krócej górniczą pompą zatapialną, przedstawiono na rys. 1. Zastosowanie chłodzenia silnika elektrycznego płaszczem wodnym pozwala w temperaturze otoczenia na znaczne przekroczenie jego mocy nominalnej, określonej dla pracy przy chłodzeniu powietrzem o temperaturze 25°C. Zasadniczą cechą konstrukcyjną, stanowiącą o możliwości dopuszczenia takiego agregatu do pracy w kopalniach, są tzw. szczeliny ogniowe, odgradzające komorę silnika od jego otoczenia.

Górnicza pompa zatapialna nowej konstrukcji posiada oryginalny układ przepływowy [1], dzięki czemu uzyskuje wysoką sprawność w porównaniu ze znanymi konstrukcjami tego typu pomp. Podstawowe charakterystyki pompy przedstawiono na rysunku 2. Cechą oryginalną pompy jest też sposób zabezpieczenia przed skutkami uszkodzenia dolnego uszczelnienia ślizgowego [2].

Ponieważ górnicza pompa zatapialna jest wielokrotnie instalowana do odwadniania kolejnych wyrobisk, miejsce i warunki jej pracy ulegają losowym zmianom. W rezultacie jest narażona na: a) złą kolejność faz po stronie elektrycznego zasilania silnika; b) tzw. suchobieg, z którym wiąże się niedociążenie silnika; c) przeciążenie silnika, np. na skutek pompowania cieczy o zbyt dużej gęstości, którego konsekwencją jest nadmierny pobór prądu i d) wzrost temperatury silnika, który może być też spowodowany np. pompowaniem cieczy o zbyt wysokiej temperaturze; e) wzrost temperatury łożyska osiowego, który może być spowodowany nadmierną siłą osiową lub błędem montażowym; f) uszkodzenie dolnego uszczelnienia ślizgowego, powodujące dostęp pompowanej cieczy do komory olejowej i zagrożenie uszkodzeniem górnego uszczelnienia i silnika.

W niniejszym artykule są omówione przyczyny ww. zagrożeń i schemat zaproponowanych zabezpieczeń agregatu pompowego przed ich skutkami.

### 1.1. Odwrotny kierunek obrotów pompy

Skutkiem błędnej kolejności faz zasilania elektrycznego silnika asynchronicznego jest odwrotny kierunek jego obrotów. Charakterystyki mocy i sprawności silnika elektrycznego są przy odwrotnym kierunku obrotów takie same, natomiast charakterystyki pompy przepływowa  $H(Q)$  i sprawności  $\eta(Q)$  są znacznie obniżone. Na rys. 3 a i 3 b pokazano układy pompy i charakterystyki pompy przy poprawnym kierunku obrotów. Zaznaczono też punkty pracy przy nadmiernej wysokości

**Streszczenie:** W artykule przedstawiono nową konstrukcję zatapialnego agregatu pompowego, który dzięki wprowadzonym oryginalnym rozwiązaniom w układzie przepływowym uzyskuje wysoką sprawność. Agregat posiada szereg zabezpieczeń, które wyłączają silnik w uzasadnionych sytuacjach i chronią przed dalszymi uszkodzeniami. Przedstawiono analizę różnych parametrów pracy agregatu pompowego, których przekroczenie może być zagrożeniem dla agregatu i powinno być przyczyną jego wyłączenia czasowego lub trwałego przez układ czujników i sterownik współpracujący z wyłącznikiem.

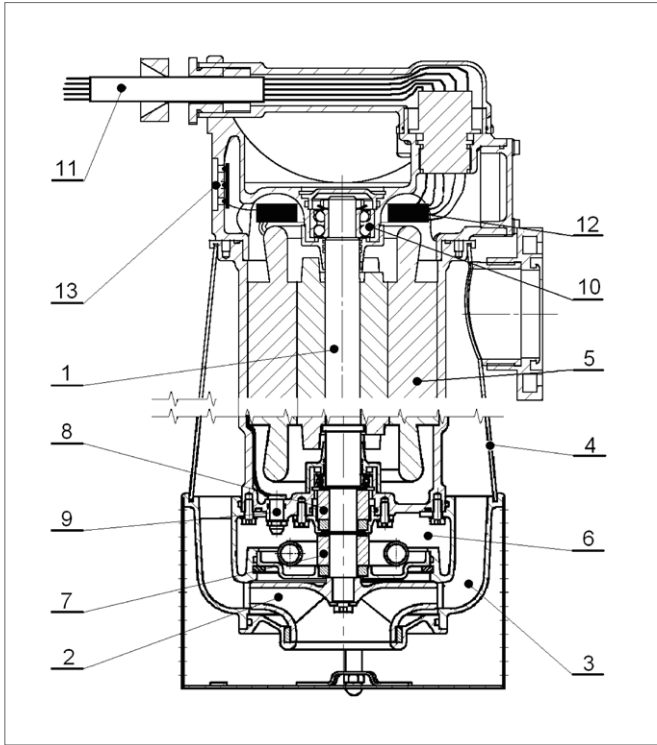
**Abstract:** The paper presents new construction of submersible pump, which obtains high efficiency thanks to original solutions of flow channels. The submersible pump has several safety devices which turn off electric engine in explained situations and protect against next damages. The paper includes an analysis of various parameters of pump's work, which transgression could become a danger for submersible pump. In case of the danger the security system turns off the engine temporarily or permanently.

podnoszenia rys. 3 b. Wówczas przy braku zaworu zwrotnego ciecz cofa się przez pompę ze zbiornika górnego do dolnego. Na rys. 3 a pokazano poprawne relacje w układzie pompowym; pompa ma wydajność zbliżoną do nominalnej. Na rys. 3 c i 3 d pokazano układy pompy z pompą pracującą przy odwrotnym kierunku obrotów. Widać, że jej charakterystyka  $H(Q)$  jest znacznie obniżona.

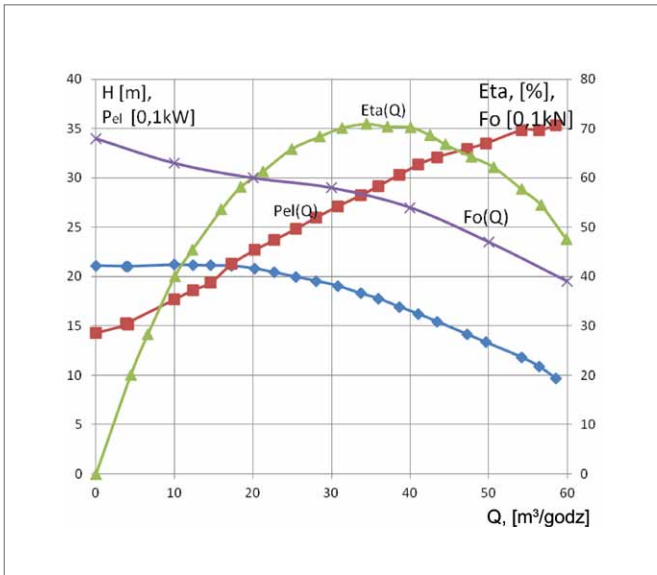
Przy odwrotnym kierunku obrotów pompa będzie pompować, lecz ze zmniejszoną wydajnością i sprawnością, a więc ze zwiększonym jednostkowym zużyciem energii. Przy braku zaworu zwrotnego odwrotny kierunek przepływu przez pompę następuje przy znacznie mniejszym spadzie aniżeli przy poprawnym kierunku obrotów. Ażeby zapobiec tej sytuacji, można zastosować detektor kolejności faz, który przy błędzie w zasilaniu nie dopuści do uruchomienia pompy.

### 1.2. Brak fazy

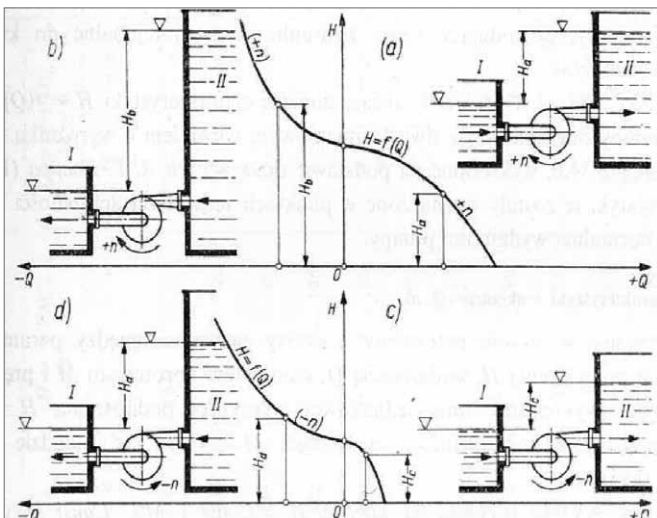
Detektor kolejności faz daje też sygnał przy wypadnięciu jednej fazy, co umożliwia wyłączenie silnika i niedopuszczenie do jego pracy na dwóch fazach.



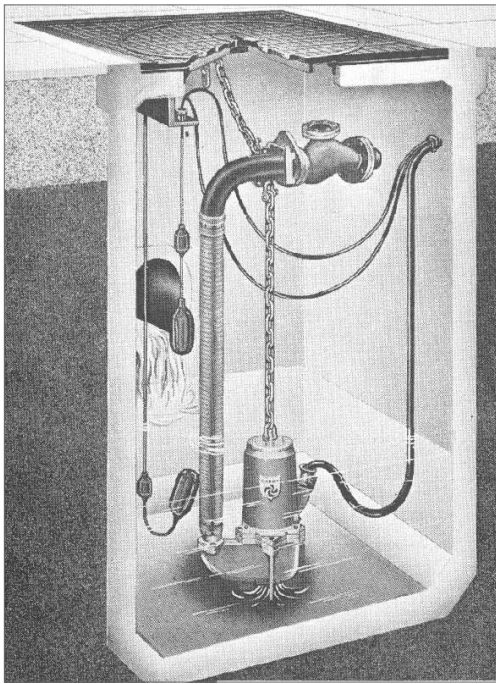
**Rys. 1.**  
Górnicza pompa zatapialna:  
1 - wał;  
2 - wirnik pompy;  
3 - kierownica odśrodkowa;  
4 - płaszcz wodny;  
5 - silnik elektryczny;  
6 - komora olejowa;  
7 - uszczelnienie ślizgowe dolne;  
8 - uszczelnienie ślizgowe górne;  
9 - czujnik ciśnienia;  
10 - łożysko promieniowo-osiowe;  
11 - elektryczny kabel zasilający;  
12 - elektroniczny układ sterowania;  
13 - wziernik na diody sygnalizacyjne



**Rys. 2.**  
Przykład charakterystyk odśrodkowej pompy zatapialnej:  
a - wysokość podnoszenia  $H(Q)$ ;  
b - pobór mocy elektrycznej  $P_{el}(Q)$ ;  
c - sprawność pompy  $\eta(Q)$ ; d - siła osiowa  $F_o(Q)$



**Rys. 3.**  
Układy pompowe, charakterystyki pompy odśrodkowej i punkty pracy przy poprawnym i odwrotnym kierunku obrotów



**Rys. 4.** Przepompownia wody lub ścieków z pływakowymi czujnikami poziomu zwierciadła cieczy w zbiorniku

**1.3. Suchobieg**

Praca pompy nie zanurzonej w wodzie może po dłuższym okresie spowodować jej awarię na skutek braku chłodzenia silnika oraz możliwości miejscowych wzrostów temperatur spowodowanych tarcieniem suchym. Ponadto taki stan pracy powoduje niepotrzebne straty energii elektrycznej przy jałowym biegu silnika.

Suchobiegowi zatapialnego agregatu pompowego ogólnego stosowania zapobiega się najczęściej przez zastosowanie pływakowych czujników poziomu wody. Przykład tak wyposażonej pompowni pokazano na rys 4.

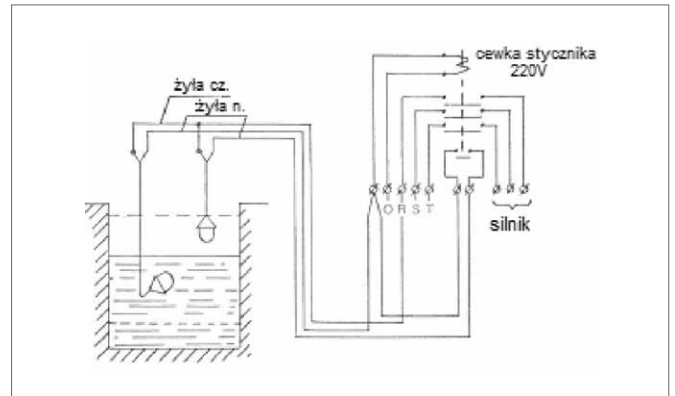
Na rys. 5 pokazano schemat połączeń układu elektrycznego zasilania silnika napędzającego pompę zatapialną sterowaną dwoma pływakami.

Na rys. 6 pokazano pompę zatapialną z pływakim dwupołożeniowym, sterującym pracą silnika elektrycznego napędzającego pompę.

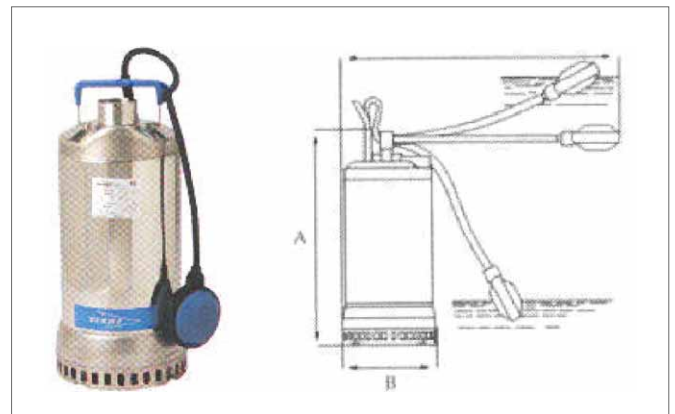
W przypadku pomp górniczych przepisy przeciwwybuchowe uniemożliwiają zastosowanie zabezpieczeń czujnikami pływakowymi, a suchobieg jest dość prawdopodobny np. po całkowitym wypompowaniu wody ze zbiornika lub wyrobiska, napowietrzeniu pompy i spadku jej wydajności do zera. Dlatego można zastosować czujnik minimalnego poboru prądu, który przy zbyt małym jego poborze po rozruchu lub po spadku prądu na skutek obniżenia zwierciadła wody w zbiorniku dolnym i napowietrzeniu pompy, spowoduje wyłączenie silnika.

Na charakterystyce mocy pompy  $P_e(Q)$ , pokazanej na rys. 2, można dla jej wydajności  $Q=0$  odczytać pobór mocy elektrycznej  $P_e(Q=0)$ . Czujnik minimalnego poboru prądu powinien być nastawiony na jego nieco mniejszą wartość niż dla  $P_e(Q=0)$ .

Ponieważ przy takim sterowaniu wyłączeniem nie ma możliwości załączenia pompy po odpowiednim podniesieniu poziomu wody, stosuje się wyłączenie czasowe i po określonym, dobranym empirycznie czasie, następuje ponowne załączenie pompy.



**Rys. 5.** Schemat połączeń układu zasilania silnika pompy sterowanej dwoma pływakami



**Rys. 6.** Pompa zatapialna z dwupołożeniowym pływakowym czujnikiem poziomu cieczy

**1.4. Nadmierny pobór prądu**

Pobór prądu przez silnik napędzający pompę wirową wynika z jego obciążenia, które zależy od parametrów pracy pompy i jej sprawności. Moc użyteczną pompy określa wzór:

$$P_u = Q\rho gH \tag{1}$$

gdzie:

- Q – wydajność pompy, [m<sup>3</sup>/s];
- ρ – gęstość pompowanej cieczy, [kg/m<sup>3</sup>];
- g – przyspieszenie siły ciężkości, [m/s<sup>2</sup>];
- H – wysokość podnoszenia pompy, [m].

Moc na wale pompy określa iloraz:

$$P = P_u / \eta \tag{2}$$

gdzie: η – sprawność pompy.

Moc elektryczna silnika jest też ilorazem:

$$P_{el} = P / \eta_s \quad (3)$$

gdzie  $\eta_s$  – sprawność silnika elektrycznego.

Z drugiej strony pobór mocy elektrycznej przez silnik trójfazowy jest określony parametrami prądu elektrycznego wzorem:

$$P_{el} = \sqrt{3}UI \cos \phi \quad (4)$$

gdzie :

$U$  – napięcie międzyfazowe [V];

$I$  – pobór prądu, [A];

$\cos \phi$  – współczynnik mocy.

W rezultacie pobór prądu przez silnik określa wzór:

$$I = \frac{Q\rho gH}{\eta\eta_s\sqrt{3}U \cos \phi} \quad (5)$$

Obciążenie silnika elektrycznego konkretnej pompy wirowej wynika z jej wydajności i z charakterystyki mocy na wale  $P(Q)$ . Przykład charakterystyki  $P(Q)$  przedstawiono na rys. 2.

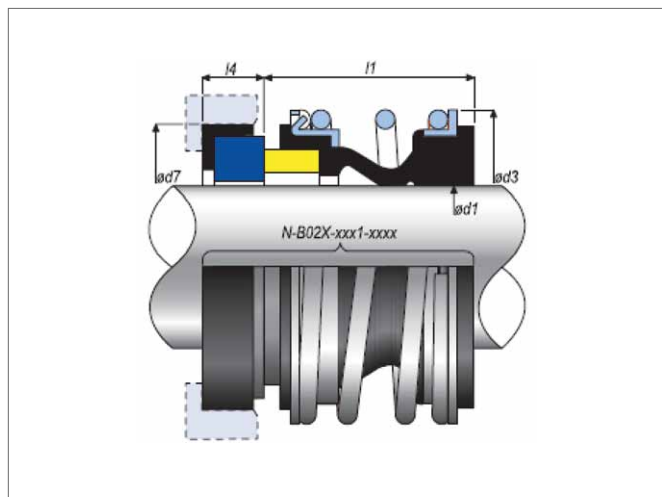
Przeciążenie silnika, którego konsekwencją jest nadmierny pobór prądu, może być spowodowane np. pracą pompy na

wylew, czyli poza racjonalnym zakresem wydajności. Takie nieznaczne przeciążenie, wynikające z pokazanego na rys. 2 przebiegu charakterystyki mocy, może po dłuższej pracy agregatu spowodować wzrost temperatury silnika. Tradycyjnie konstruowano układy przepływowe pomp zatapialnych, przeznaczonych do losowych warunków pompowania, z tak zwaną nieprzeciążalną charakterystyką mocy. Spełnienie dodatkowego wymagania stawianego układowi przepływowemu pociąga za sobą pewne obniżenie sprawności pompy. Aktualnie problem ten jest rozwiązywany przez zastosowanie odpowiednich zabezpieczeń po stronie elektrycznej silnika, a układ przepływowy jest konstruowany z założeniem osiągnięcia jak najwyższych sprawności przez pompę i cały agregat pompowy.

Kolejną przyczyną przeciążenia silnika może być zwiększenie gęstości pompowanej cieczy np. w przypadku nadmiernej ilości frakcji stałych o znacznej gęstości. Sytuacja taka może wystąpić przy pompowaniu np. mułu z dna wyrobiska. Wówczas, przy zachowaniu tej samej wydajności objętościowej i wysokości podnoszenia, moc na wale pompy zwiększy się w stosunku do jej poboru przy pompowaniu czystej wody w proporcji:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{Q\rho_1gH}{Q\rho_2gH} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \quad (6)$$

Nadmierny wzrost poboru mocy może być spowodowany dodatkowym mechanicznym oporem ruchu, a nawet zabloko-



Rys. 7. Uszczelnienie ślizgowe typu N-B02X [6]

waniem silnika, wzrostem gęstości pompowanej cieczy, pracą na wylew (np. na skutek braku przewodu tłocznego spowodowanego jego odpadnięciem). Dla zapobieżenia ww. zagrożeniom można stosować zabezpieczenie prądowe, podające sygnał panelowi sterowania, mimo iż temperatura silnika nie przekroczyła dopuszczalnej wartości. Po obniżeniu przeciążenia silnik powinien dać się ponownie uruchomić.

Dzięki takiemu zabezpieczeniu charakterystyka poboru mocy przez pompę może mieć przebieg wznoszący i przekraczać dopuszczalne obciążenie silnika przy pracy na wylew.

### 1.5. Uszkodzenie uszczelnienia ślizgowego

Uszczelnienie ślizgowe, zwane też mechanicznym, jest wspólnie najczęściej stosowanym uszczelnieniem ruchowym w pompach wirowych. Przykład konstrukcji uszczelnienia ślizgowego pokazano na rys. 7. W pompie zatapialnej, w której komora olejowa oddziela przestrzeń wewnętrzną pompy wypełnioną pompowaną cieczą pod ciśnieniem od wnętrza silnika, komora olejowa jest odgradzona od tych przestrzeni dwoma uszczelnieniami ślizgowymi, co widać na rys. 1. W zasadzie obydwa uszczelnienia mogą mieć jednakową konstrukcję, lecz mogą je różnić materiały, z których są wykonane pierścienie ślizgowe i oporowe. Jest to powodowane różnymi uszczelnianymi mediami przez uszczelnienie dolne i górne.

Praktycznie częściej ulega uszkodzeniu dolne uszczelnienie odgradzające pompowaną wodę od oleju w komorze, narażone na znacznie trudniejsze warunki pracy aniżeli górne uszczelnienie odgradzające silnik od komory olejowej.

Ciśnienie w komorze olejowej może się wahać wraz ze zmianami temperatury oleju. Temperatura oleju będzie wzrastać na skutek strat tarcia w uszczelnieniach ślizgowych, na skutek wzrostu temperatury wału, przejmującego ciepło od silnika elektrycznego, i na skutek wzrostu temperatury pompowanej cieczy. Przyrost objętości oleju w komorze olejowej pompy na skutek wzrostu jego temperatury określa wzór:

$$\Delta V = \beta \Delta t V \quad (7)$$

gdzie dla oleju można przyjąć  $\beta = 0,001$  1/K.

W rozpatrywanym przykładzie komory olejowej jest ona wypełniona olejem o objętości  $V_{o1} = 220$  cm<sup>3</sup> oraz elementem pneumatycznym o początkowej objętości powietrza  $V_{p1} = 100$  cm<sup>3</sup>. Po podniesieniu temperatury z  $T_1 = 285$  K do  $T_2 = 305$  K, przy współczynniku objętościowej rozszerzalności cieplnej oleju  $\beta = 0,001$  1/K, jego objętość wzrośnie  $\Delta V = 3,96$  cm<sup>3</sup>. Jeżeli założy się, że objętość komory olejowej praktycznie nie zmieni się i początkowe ciśnienie w komorze wynosiło  $p_1 = 1$  bar, to na skutek przyjętego wzrostu temperatury zmniejszy się objętość powietrza do  $V_{p2} = 96,04$  cm<sup>3</sup>. Ciśnienie powietrza i całego płynu w komorze, zgodnie z równaniem stanu gazu, wzrośnie do:

$$p_2 = p_1 \frac{V_{p1}}{V_{p2}} \frac{T_2}{T_1} = 1,11 \text{ [bar]} \quad (8)$$

Sprężystość elastomeru, z którego wykonano elementy pneumatyczne umieszczone w komorze olejowej, została pominięta.

Drugą przyczyną wzrostu objętości cieczy wypełniającej komorę olejową pompy monoblokowej jest przeciek przez uszczelnienie ślizgowe. W klasycznych uszczelnieniach ślizgowych w szczelinie między pierścieniem ślizgowym i oporowym mamy do czynienia z przepływem granicznym, przy którym przeciek również zależy przede wszystkim od różnicy ciśnień. Różnica ciśnień nie przekroczy ułamka wysokości podnoszenia pompy i będzie się zmieniać wraz ze zmianą wydajności. Ponadto przeciek zależy od średniej prędkości obwodowej i siły docisku pierścienia ślizgowego do oporowego oraz ogólnie od konstrukcji uszczelnienia. Średni przeciek przez szczelinę poprzeczną przy przepływie laminarnym określa wzór:

$$Q = \frac{h^3}{\eta \ln(r_2 / r_1)} [\Delta p \pm \rho \frac{\omega^2}{8} (r_2^2 - r_1^2)] \quad (9)$$

gdzie:

- $h$  – szerokość szczeliny określana empirycznie;
- $\eta$  – lepkość dynamiczna cieczy uszczelnianej, Pa s;
- $r_2$  – promień zewnętrzny szczeliny poprzecznej;
- $r_1$  – promień wewnętrzny szczeliny poprzecznej;
- $\Delta p$  – spadek ciśnienia w szczelinie;
- $\rho$  – gęstość cieczy uszczelnianej;
- $\omega$  – prędkość kątowa pierścienia ślizgowego uszczelnienia.

Przykład: Dla uszczelnienia N-B02X zastosowanego w skonstruowanej pompie podstawiamy w ww. wielkościach wymiary praktycznie stosowane w obliczeniach uszczelnień mechanicznych i liczbowe wartości tych wielkości, czyli:  $h = 0,3$  [μm],  $\mu 10^{-3}$  [Pa s],  $r_1 = 22,2$  [mm],  $r_2 = 26,7$  [mm],  $\Delta p = 1$  [bar],  $\rho = 10^3$  [kg/m<sup>3</sup>],  $n = 2850$  [obr/min]. Po podstawieniu wyżej przyjętych wymiarów otrzymujemy wzór liczbowy [4]:

$$Q = \frac{h^3}{\eta \ln(r_2 / r_1)} \times \quad (10)$$

$$\times [1,885 \times 10^{-4} \Delta p \pm 3,1 \times 10^{-18} \rho n^2 (r_2^2 - r_1^2)] [\text{cm}^3/\text{godz}]$$

a po podstawieniu wartości przyjętych wyżej dla przykładu liczbowego otrzymujemy:  $Q = 0,027 \text{ cm}^3/\text{godz}$ .

Ponieważ pomiar szerokości szczeliny między wirującymi pierścieniami i mającej ułamek mikrona jest bardzo trudny, mogła być ona ustalona empirycznie wzorem [4] na podstawie pomiarów pozostałych wielkości charakteryzujących pracę uszczelnienia i występujących w tym wzorze.

Zarówno wzrost temperatury, jak i przeciek przez uszczelnienie mechaniczne powodują wzrost ciśnienia w komorze olejowej. Wzrost ciśnienia na skutek przecieku ma charakter trwały i sytuacyjnie może się dodawać do wzrostu ciśnienia spowodowanego wzrostem temperatury.

Jeżeli przyjąć wzrost ciśnienia w komorze olejowej na skutek przecieku pompowanej cieczy do tej komory również 0,11 bar, to przy wyżej określonych warunkach ustalonych przecieku, jego objętość osiągnie również  $\Delta V = 3,96 \text{ cm}^3$  po czasie:

$$\tau = \frac{\Delta V}{q} = \frac{3,96}{0,027} = 146,67 \text{ godz} \quad (11)$$

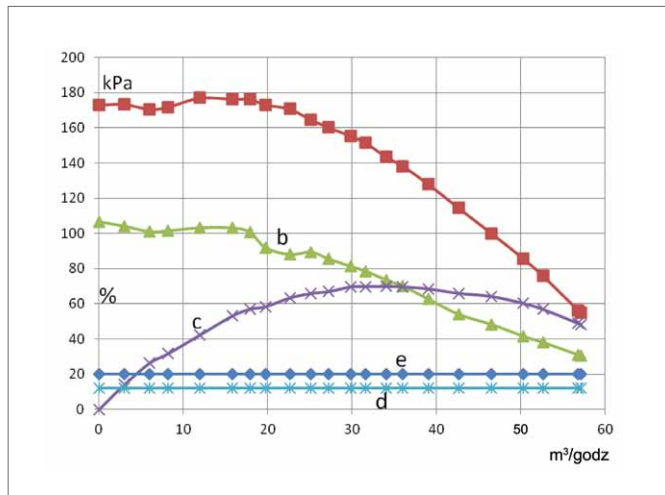
Praktycznie ten czas będzie się wydłużał. Wynika to z tego, iż w komorze olejowej wzrasta ciśnienie na skutek sukcesywnego przecieku przez uszczelnienie mechaniczne i zmniejsza się spadek ciśnienia  $\Delta p$ .

Kilkuprocentowa zawartość wody zmieszanej z olejem w komorze olejowej nie wpłynie jakościowo na warunki pracy drugiego uszczelnienia mechanicznego chroniącego silnik. Zagrożenie uszkodzeniem drugiego uszczelnienia i silnika może się pojawić przy awarii pierwszego uszczelnienia i wzroście ciśnienia w komorze olejowej do ciśnienia za wirnikiem pompy i swobodnemu przedostawaniu się do komory olejowej pompowanej cieczy. Brak diagnostyki stanu oleju w komorze olejowej po awarii pierwszego uszczelnienia zwiększa zagrożenie uszkodzenia drugiego uszczelnienia i zniszczenia silnika.

Ażeby przeciwdziałać temu zagrożeniu, można stosować zabezpieczenie. Znane są dwa sposoby zabezpieczeń monoblokowych pomp wirowych przed skutkami uszkodzenia uszczelnienia ślizgowego, zamykającego komorę olejową od strony układu przepływowego pompy:

- od dawna znany sposób, polegający na pomiarze rezystancji oleju w tej komorze, która od strony silnika elektrycznego jest zamknięta drugim uszczelnieniem ślizgowym. Zmniejszenie rezystancji oleju jest powodowane zmieszaniem go z cieczą pompowaną, która dostaje się do komory olejowej przez uszkodzone dolne uszczelnienie. Zabezpieczenie takie charakteryzuje się doprowadzeniem napięcia elektrycznego do komory olejowej, co dyskwalifikuje je w przypadku pracy pompy w przestrzeniach zagrożonych wybuchem;
- drugim sposobem jest zastosowanie w komorze olejowej czujnika ciśnienia, który spowoduje wyłączenie pompy po przekroczeniu odpowiednio ustawionego ciśnienia progowego [2].

Na wykresie rys. 8 pokazano przykład przebiegów ciśnień w zależności od wydajności pompy: a – w króćcu tłocznym pompy; b – pod dolnym uszczelnieniem ślizgowym; d – w komorze olejowej; e – ciśnienie progowe, przy którym czujnik



Rys. 8. Przebiegi ciśnień w pompie w jej charakterystycznych punktach: a – ciśnienie w króćcu tłocznym; b – ciśnienie przed uszczelnieniem dolnym, nad wirnikiem; d – ciśnienie w komorze olejowej zwiększone na skutek eksploatacji pompy; e – ciśnienie, na które jest ustawiony czujnik w komorze olejowej

ciśnienia w komorze olejowej spowoduje wyłączenie silnika. Ciśnienie w komorze olejowej wzrasta względem początkowego ciśnienia otoczenia na skutek wyższej temperatury pompowanej cieczy i na skutek przecieku pompowanej cieczy przez poprawnie pracujące dolne uszczelnienie ślizgowe.

W czasie pracy pompy dokonuje się pomiaru ciśnienia w komorze olejowej za pomocą czujnika ciśnienia, z którego sygnał jest przekazywany do układu sterowania zasilaniem silnika elektrycznego. Czujnik ciśnienia jest nastawiony na taką jego wartość, by nie reagował na wzrost ciśnienia spowodowany dopuszczalnym wzrostem temperatury i zakładanym dopuszczalnym całkowitym przeciekiem przez uszczelnienie. Po awarii i utracie szczelności pierwszego uszczelnienia ślizgowego, zamykającego komorę olejową od strony układu przepływowego pompy, w czasie jej pracy wzrasta ciśnienie w komorze olejowej, ponieważ zrównuje się z ciśnieniem przed pierwszym uszczelnieniem.

Po przekroczeniu ciśnienia progowego w komorze olejowej, czujnik ciśnienia poprzez układ sterowania powoduje wyłączenie silnika i sygnalizację tej przyczyny awarii. Działanie czujnika ciśnienia nie zależy od rezystancji oleju w komorze olejowej i nie wpływa na nie zmieszanie pompowanej cieczy z olejem. Niniejsze zabezpieczenie może być stosowane obok innych zabezpieczeń monoblokowej pompy wirowej.

Na rysunku 1 przedstawiono monoblokową pompę wirową z komorą olejową uszczelnioną od strony pompy oraz od strony silnika elektrycznego pierwszym i drugim uszczelnieniem ślizgowym i wyposażoną zabezpieczenie przed skutkami uszkodzenia pierwszego uszczelnienia ślizgowego.

Zabezpieczenie monoblokowej pompy z komorą olejową (6), przed skutkami uszkodzenia dolnego uszczelnienia ślizgowego (7), ma czujnik ciśnienia (9), za pomocą którego dokonuje się w komorze pomiaru ciśnienia i z którego sygnał jest przekazywany do układu sterowania (12) napędem silnika elektrycznego (5).

### 1.6. Przeciżenie łożyska wzdłużnego

Wzrost temperatury łożyska wzdłużnego (osiowego) może być skutkiem jego przeciążenia albo np. błędu montażowego lub wykonawczego (np. zbyt ciasnego pasowania). Siła osiowa  $F_{lo}$  obciążająca łożysko osiowe jest sumą ciężaru zespołu wirującego  $G_w$  i siły osiowej  $F_o$ :

$$F_{lo} = G + F_c \quad (12)$$

Siłę osiową działającą na wirnik pompy, spowodowaną rozkładem ciśnień w jej stopniu, pracującym przy parametrach nominalnych, można określić wzorem [5]:

$$F_o = X\rho gHd_2^2 \quad (13)$$

w którym:

$d_2$  – średnica zewnętrzna wirnika pompy;

$X$  – współczynnik, zależny od wyróżnika szybkobieżności pompy, wyrażony wzorem:

$$X = 5,5(n_q - 8)10^{-3} \quad (14)$$

w którym:

$n_q$  – wyróżnik szybkobieżności pompy, definiowany zależnością:

$$n_q = n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (15)$$

w którym:

$n$  – prędkość obrotowa zespołu wirującego pompy [obr/min].

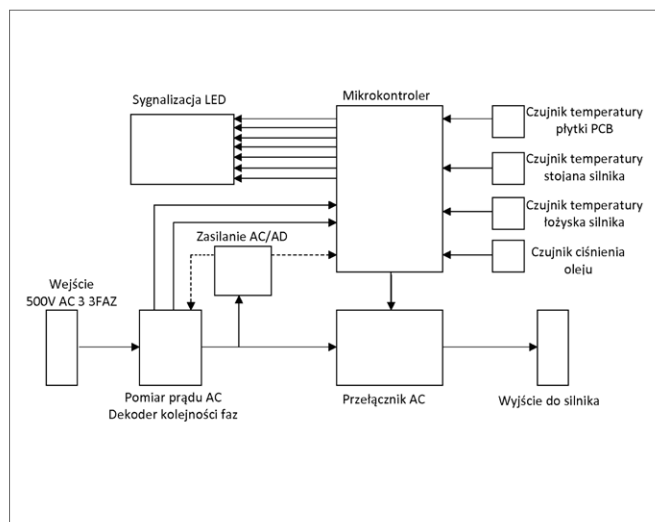
Zależność siły osiowej od wydajności pompy odśrodkowej  $F_o(Q)$  przedstawiono na rys. 2. Przeciżenie łożyska osiowego może być spowodowane zbyt dużą siłą osiową. Może ona wystąpić przy bardzo małej wydajności pompy, a tym bardziej przy odwrotnym kierunku przepływu cieczy przez pompę. Jest to możliwe na skutek zbyt dużej statycznej wysokości podnoszenia rurociągu, co pokazano na rys. 3 b. Nadmierny wzrost siły osiowej może też wynikać ze zbyt dużej gęstości pompowanej cieczy  $\rho$  (wzór 13).

### 1.7. Przegrzanie silnika

Nadmierny wzrost temperatury silnika może wystąpić mimo jego pracy przy dopuszczalnym poborze prądu. Może to być spowodowane np. pompowaniem wody o zbyt wysokiej temperaturze. Dlatego jest stosowany czujnik temperatury silnika współpracujący ze sterownikiem mimo zabezpieczenia przed nadmiernym wzrostem ciśnienia w komorze olejowej.

## 2. Schemat zabezpieczeń

Wymienione wyżej zagrożenia dotyczą przede wszystkim silnika elektrycznego napędzającego pompę zatapialną i można



Rys. 9. Schemat blokowy połączeń drukowanej płytki (PCB)

przeciwdziałać ich skutkom przez wyłączenie silnika, wyprzedzające konsekwencje stanu awaryjnego. W prezentowanym projekcie do załączeń i wyłączeń silnika zastosowano przekaźnik półprzewodnikowy, sterowany mikroprocesorem połączonym z czujnikami, sygnalizującymi poszczególne, ww. zagrożenia lub informującymi o stanie pracy agregatu pompowego. Schemat układu zabezpieczeń pokazano na rys. 9.

Zastosowano czujniki, przekazujące sygnały identyfikujące charakterystyczne zagrożenia, opisane w poprzednich punktach:

- czujnik poboru prądu sygnalizujący, czy mieści się w przyjętym przedziale  $I_{min} < I < I_{max}$ ;
- czujnik kolejności i kompletności faz;
- czujnik temperatury stojana silnika;
- czujnik temperatury łożyska wzdłużnego;
- czujnik w komorze olejowej.

Ponieważ prezentowany system zabezpieczeń agregatu pompowego zawiera drukowaną płytkę sterownika, jej temperatura też jest kontrolowana przez:

- czujnik temperatury (kontrolujący, czy temperatura pracy sterownika zawiera się w dopuszczalnym zakresie) płytki (PCB).
- Odpowiednie sygnały o stanie agregatu pompowego są wyświetlane przez zespół diod, umieszczonych we wzorniku pokazanym na rys. 10. Wyjaśnienia znaczeń świecenia poszczególnych diod zamieszczono w tabelicy 1.

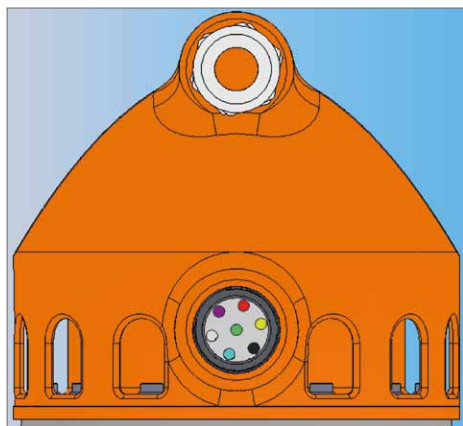
Rozróżniane są, wyszczególnione w tabelicy 1, następujące podstawowe stany pracy pompy:

- normalna praca;
- czuwanie spowodowane: brakiem fazy, złą kolejnością faz, suchobiegami, przeciążeniem silnika, wzrostem temperatury silnika, wzrostem temperatury płytki PCB;
- stan awaryjny, spowodowany uszkodzeniem dolnego uszczelnienia ślizgowego i wzrostem ciśnienia w komorze olejowej lub uszkodzeniem łożyska osiowego i wzrostem jego temperatury.

Należy nadmienić, że przyczyn przeciążenia silnika może być wiele, m.in. dodatkowy moment oporu na wirniku, spowodowany zanieczyszczeniem mechanicznym w przestrzeniach pod

Tablica 1. Stany pracy agregatu pompowego sygnalizowane świeceniem diod

Stan	Dioda środkowa. Trójkolorowa			Diody na obwodzie				
	zielona	niebieska	czerwona	biała	żółta	fioletowa	czerwona	niebieska
Normalna praca	★					★		
Suchobieg - (pobór prądu)		★						
Przeciążenie - (pobór prądu)		★						★
Przegrzanie uzwojeń silnika		★					★	
Zła kolejność faz Brak fazy		★		☆ miganie				
Wzrost temperatury płytki		★			★			
Wzrost temperatury łożyska osiowego			★		★			
Wzrost ciśnienia w komorze olejowej			★				★	



Rys. 10. Pokrywa pompy z wirnikiem z diodami połączonymi z ww. czujnikami

i nad wirnikiem, a szczególnie w szczelinie uszczelniającej jej szyję.

Ponadto zastosowano transmisję cyfrową parametrów pracy agregatu pompowego z użyciem diody podczerwonej. Transmisja pozwala na śledzenie zdarzeń i parametrów w czasie pracy agregatu oraz odczyt pamięci sterownika. Dioda ta nie jest opisana w podstawowej instrukcji obsługi agregatu

### 3. Wnioski

Postęp w dziedzinie technologii produkcji elementów maszyn, szczególnie w odlewnictwie i obróbce skrawaniem, pozwala na podnoszenie ich jakości. Ponadto wdrażanie oryginalnych rozwiązań układów przepływowych również może poprawiać sprawności uzyskiwane przez pompy nowej konstrukcji. Jest to istotne szczególnie w przypadku zatapialnych pomp przenośnych, które przy tej samej nominalnej mocy silnika mogą uzyskiwać wyższe parametry pracy.

Zastosowanie zaawansowanej elektroniki współpracującej z nowoczesnymi czujnikami, przetwarzającymi wielkości fizyczne na sygnały analogowe/cyfrowe, oraz półprzewodników pozwala na wdrożenie miniaturowego bloku zabezpieczeń przed zagrożeniami awariami w warunkach eksploatacji wy-

stępujących w górnictwie. Pozwala też na znaczne obniżenie zużycia energii występującego w eksploatacji tego typu pomp.

### Literatura

- [1] KORCZAK A., SYNOWIEC T.: *Pompa odśrodkowa z potrójną kierownicą spiralną*. Zgłoszenie patentowe. nr P. 394070.
- [2] KORCZAK A., SYNOWIEC T.: *Zabezpieczenia monoblokowej pompy wirowej przed skutkami uszkodzenia uszczelnienia ślizgowego*. Zgłoszenie patentowe nr. P.402809.
- [3] ŁAZARKIEWICZ Sz., TROSKOLAŃSKI A.T.: *Pompy wirowe*. WNT. Warszawa 1968.
- [4] BURGMANN Dichtungswerke GmbH & KG. Mechanical Seals Design Manual 15.2. Wolfrathausen.
- [5] KORCZAK A., ROKITA J.: *Pompy i układy pompowe*. Wydawnictwo Politechniki Śląskiej, Skrypt nr 1967. Wyd. III. Gliwice 1997. s. 322.
- [6] Component seal range. Copyright @ 2008 AESSEAL plc.

✉ **Andrzej Korczak** – Politechnika Śląska, Gliwice,  
e-mail: andrzej.korczak@polsl.pl  
**Przemysław Sobek** – LS Elektronik sp. z o.o. Bytom,  
e-mail: przemyslaw.sobek@gmail.com;  
**Tomasz Synowiec** – WIROMET SA Mikołów,  
e-mail: tomsynowiec@gmail.com

artykuł recenzowany

reklama

