

Dr inż. Agata BIENĆZAK
 Mgr inż. Jacek MARCINKIEWICZ
 Przemysłowy Instytut Maszyn Rolniczych, Poznań
 Dr inż. Sławomir OBIDZIŃSKI
 Zakład Inżynierii Rolno-Spożywczej i Leśnej, Wydział Budownictwa i Inżynierii Środowiska
 Politechnika Białostocka

BADANIA POMP ZĘBATYCH WYKORZYSTYWANYCH DO PRZETŁACZANIA CIECZY SPOŻYWCZYCH W ASPEKCIE ODCIĄŻENIA PRZESTRZENI ZASKLEPIONEJ®

Analysis of the gear pumps used for pumping food industry fluids in the context of the pressure reduction in the vaulted spaces®

Słowa kluczowe: przemysł spożywczy, pompy zębate, przestrzenie zasklepione.

Celem artykułu jest przedstawienie wyników badań eksperymentalnych pomp zębatych P100, P101 oraz P102 wykorzystywanych do przetłaczania cieczy spożywczych o lepkości powyżej 0,5 Pa·s. W badanych pompach zmieniono konstrukcje pokryw bocznych przez stosowanie rowków odcciążających różnych wymiarów. Pompa P100 nie posiadała rowków, pompa P101 – posiadała rowki wykonane zgodnie z danymi literaturowymi, w pompie P102 zwiększono wymiary rowków odcciążających. W badaniach wykazano, że zmiana wielkości rowków odcciążających ma istotny wpływ na zakres pracy pomp zębatych. Pompa P100 nie przetłoczyła cieczy o lepkości 6 Pa·s, pompa P101 przetłoczyła ciecz o lepkości 6 Pa·s, niestety nie przetłoczyła cieczy o wyższych lepkościach, natomiast pompa P102 przetłoczyła ciecz o ponad 2 razy wyższej lepkości (13 Pa·s).

Key words: food industry, gear pumps, vaulted space.

The article describes analysis of the experimental gear pumps P100, P101 and P102 used for pumping food industry fluids with a viscosity above 0.5 Pa·s. In the studied pumps a structure of the side covers was changed by the use of different dimensions of pressure relief grooves. The P100 pump didn't have grooves, the P101 pump had relief grooves designed in accordance with the literature, in the P102 pump dimensions of relief grooves were increased. Studies have shown that resize of the relief grooves have a significant impact on the scope of the gear pumps working conditions. P100 pump failed to force fluids with viscosity 6 Pa·s, P101 pump pumped fluid with viscosity equal to 6 Pa·s, unfortunately, failed to force fluids with greater viscosity, whereas P102 pump forced fluid with more than two times greater viscosity (13 Pa·s).

WPROWADZENIE

Negatywne zjawisko przestrzeni zasklepionej występuje w pompach o zazębieniu zewnętrznym. Warunkiem niezbędnym do zasklepienia cieczy we wrębach kół zębatych jest ciągłość zazębienia, czyli występowanie wskaźnika przyporu większego od jedności. Oznacza to, że w przyporze muszą znaleźć się równocześnie co najmniej dwie pary zębów, w wyniku czego pomiędzy nimi następuje odcięcie pewnej objętości tłocznej substancji (rys. 1). Ze względu na charakter współpracy kół, wraz z wykonywanym ruchem obrotowym następują zmiany objętości odciętej przestrzeni a w konsekwencji i ciśnienia znajdującej się tam cieczy.

Zjawiska związane z przestrzenią zasklepioną, występujące w pompach zębatych mogą powodować zmniejszenie ich wydajności, głośną pracę oraz przyspieszone zużycie części [4, 5], co w konsekwencji może doprowadzić do awarii. Jednym ze sposobów uniknięcia szkodliwego wpływu zjawiska zmiany ciśnienia w przestrzeni międzyzębnej jest zastosowanie rowków odcciążających. Metoda ta polega na łączeniu przestrzeni zasklepionej z przestrzeniami tłoczną i ssawną najczęściej za pomocą rowków wyfrezowanych w bocznych pokrywach komory pompy [7].

Rowki odcciążające umieszcza się na powierzchni ścian bocznych współpracujących z kołami (rys. 2). Dla poprawnego działania układu wykonywane są dwa rowki umiejscowione symetrycznie względem siebie. Ich odległość musi być tak dobrana aby między nimi znajdował się zawsze tylko jeden punkt styku jednej pary współpracujących zębów.

Według Stryczka [7] dla zazębienia ewolwentowego rozstaw f rowków odcciążających powinien wynosić:

$$f = \frac{\pi \cdot m^2 \cdot z \cdot \cos^2 \alpha_0}{a_r} \quad (1)$$

a wysokość b rowków odcciążających:

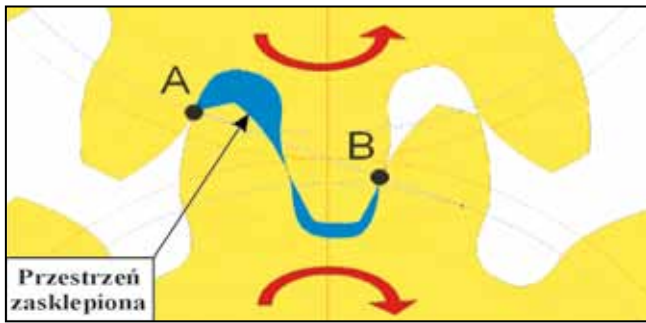
$$b \geq \pi \cdot m \cdot \cos \alpha_0 \sqrt{1 - \frac{m^2 \cdot z^2 \cdot \cos^2 \alpha_0}{a_r}} \quad (2)$$

gdzie: m – moduł,

z – liczba zębów,

α_0 – nominalny kąt zarysu,

a_r – rzeczywista odległość osi.

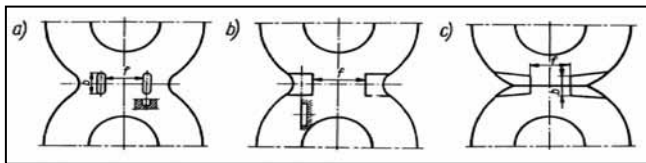


Rys. 1. Przestrzeń zasklepiona.

Fig. 1. Vaulted space.

Źródło: Opracowanie własne

Source: Own study



Rys. 2. Rowki odciążające przestrzeń zasklepioną: a) w bocznej płycie dociskowej pompy, b) w płycie łożyskowej niedzielonej, c) w zespole łożyskowym dzielonym [6].

Fig. 2. Pressure relief grooves: a) in the pump side cover, b) in the one-piece side bearing plate, c) in the shared side bearing plate [6].

Źródło: Opracowanie własne

Source: Own study

Jak podaje Stryczek [7], ze względu na skuteczność odciążania przestrzeni zasklepionej pozostałe wymiary rowka odciążającego nie mają istotnego znaczenia. Powyższe badania i analizy zostały przeprowadzone dla pomp zębatych, które wykorzystywane były w hydraulicznych układach napędowych jako generatory energii. W literaturze brakuje informacji na temat wpływu rozstawu i wymiaru rowków odciążających dla pomp zębatych stosowanych do przetłaczania cieczy spożywczych o lepkości powyżej 0,5 Pa·s. Dlatego też w ramach prac badawczych realizowanych w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych przez Zespół Badań i Rozwoju Maszyn i Urządzeń Spożywczych przeprowadzono badania, które miały na celu zweryfikowanie, czy dla pomp zębatych wykorzystywanych do przetłaczania cieczy spożywczych o lepkości znacznie większej od lepkości oleju hydraulicznego, stały rozstaw rowków oraz ich wymiary mają wpływ na prawidłową pracę.

MATERIAŁ I METODYKA BADAWCZA

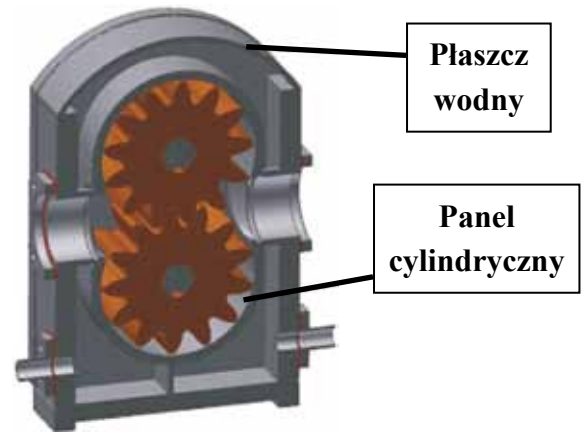
Przedmiotem badań była pompa zębata P100 (rys. 3), dostarczona przez firmę Spomasz Pleszew S.A.

Pompa P100 nie została wyposażona w układy odciążające przestrzeń zasklepioną (rys. 4). Liczba przyporu charakteryzująca główne elementy robocze jest tu znacząca w związku z czym w trakcie pracy następują zmiany wartości objętości przestrzeni zasklepionych. Skutkiem tego jest występowanie dużych wzrostów ciśnienia.

W tab. 1 zestawiono parametry pompy P100 będącej przedmiotem badań wraz z zespołem napędowym.



a)



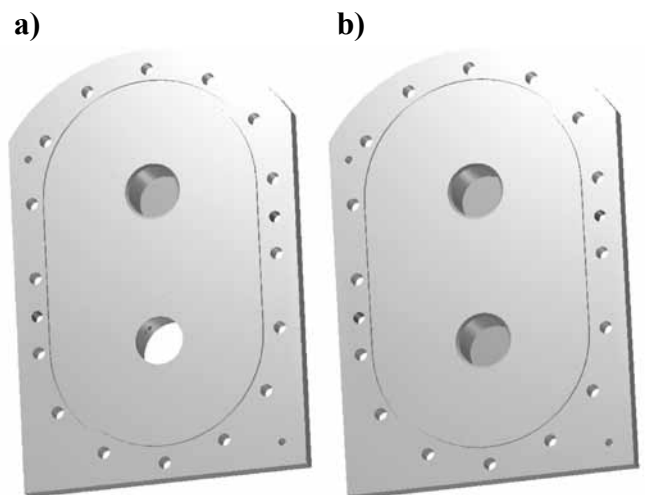
b)

Rys. 3. Pompa zębata P100: a) wraz z zespołem napędowym, b) przekrój poprzeczny pompy P100.

Fig. 3. Gear pump P100: a) with the gearmotor, b) the cross section of the P100 pump.

Źródło: Opracowanie własne

Source: Own study



a)

b)

Rys. 4. Widok pokryw pompy P100 bez rowków odciążających: a) pokrywa przednia, b) pokrywa tylna.

Fig. 4. View of P100 pump cover without pressure relief grooves: a) front cover, b) rear cover.

Źródło: Opracowanie własne

Source: Own study

Tab. 1. Wybrane parametry pompy P100 wraz z zespołem napędowym
Table 1. Selected parameters of the P100 pump with a drive unit

Parametr	P100
Deklarowana wydajność pompy [$\text{m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$]	10
Przeźren międzyzębna [m^2]	$87 \cdot 10^{-6}$
Ilość zębów [szt.]	13
Nominalna prędkość obrotowa pompy [obr. \cdot min $^{-1}$]	170
Moc silnika [kW]	7,5

Źródło: Opracowanie własne

Source: Own study

Badania prowadzono na stanowisku badawczym (rys. 5) z wykorzystaniem cieczy modelowych o lepkości dynamicznej do 25 Pa·s. Stanowisko wyposażone jest w szereg czujników rejestrujących temperaturę przepływającej cieczy oraz ciśnienie, ponadto w przepływomierz masowy oraz momentomierz, z którego na drodze obliczeń wyznaczana była moc pobrana przez pompę. Dokładny opis stanowiska badawczego został omówiony w publikacji [3].

Na podstawie danych konstrukcyjnych wyznaczono teoretyczny strumień objętości Q_{th} korzystając ze wzoru (3):

$$Q_{th} = 2V \cdot z \cdot n_g \quad (3)$$

Rzeczywisty strumień objętości Q_r , który uwzględnia sprawność objętościową pompy wyznaczano z równania (4):

$$Q_r = C \cdot 2V \cdot z \cdot n_g \quad (4)$$

gdzie: Q_{th} – teoretyczny strumień objętości przepływu pompy [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],

Q_r – rzeczywisty strumień objętości przepływu pompy [$\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$],

C – sprawność objętościowa pompy wynikająca z konstrukcji zębów i tolerancji szczeliny przy obwodzie,

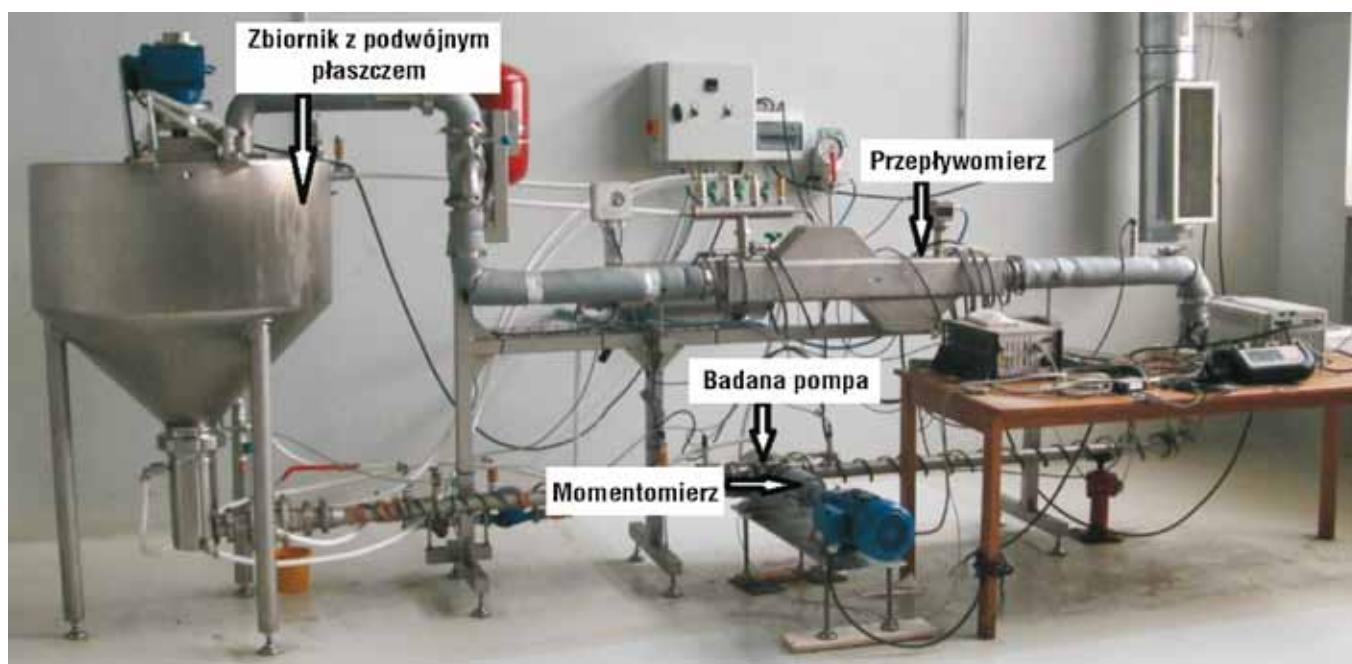
V – objętość przestrzeni międzyzębnej [m^3],

n_g – prędkość obrotowa wału pompy [$\text{l} \cdot \text{s}^{-1}$],

z – liczba zębów koła.

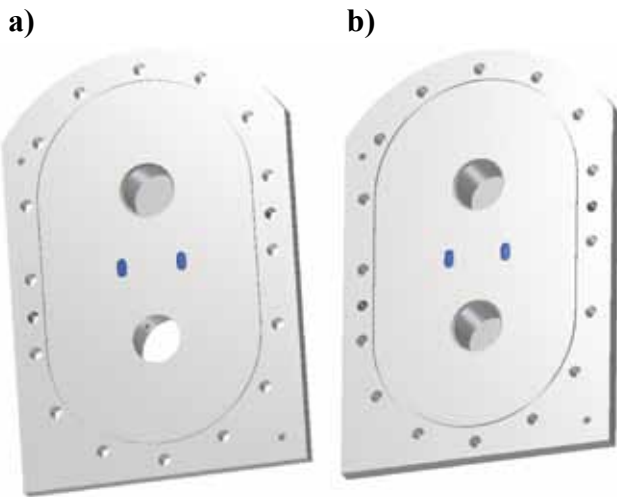
Na stanowisku badawczym (rys. 5), przeprowadzono badania w celu wyznaczenia rzeczywistego strumienia objętości Q_r , prędkości obrotowej wału pompy n_g oraz mocy P na wale – pobranej przez pompę. Badania prowadzono do momentu uzyskania powtarzalności wyników badań. W badaniach wykorzystano ciecz o różnej lepkości dynamicznej, która była z założenia stała w czasie pomiaru. Prowadzono je zgodnie z opracowaną metodyką stałą dla wszystkich pomp na danym stanowisku [2]. Na podstawie zebranych wyników opracowywano charakterystykę przepływową $Q_r = f(n_g)$ pompy P100 oraz charakterystykę mocy $P = f(n_g)$. W związku ze stosowaniem w przemyśle branzowym jednostek prędkości obrotowej wyrażonych w [obr. \cdot min $^{-1}$], celowo zastosowano takie oznaczenia (niezgodne z układem SI).

Dla pompy P100 podjęto próby badań z wykorzystaniem cieczy o lepkości 6 Pa·s, jednak skutkowały one włączeniem się zabezpieczenia nadprądowego (przeciążeniowego) silnika pompy. W celu przeprowadzenia badań z wykorzystaniem cieczy o większych lepkościach, wprowadzono zmiany konstrukcyjne w pokrywach pompy zgodnie z zależnościami (1) i (2), oraz oznaczono ją jako P101. Dla pompy P101 parametry te wynosiły: rozstaw rowków $f = 33$ mm, wysokość $b = 15$ mm, szerokość $x = 10$ mm oraz głębokość $y = 3$ mm (rys. 6). Przeprowadzono badania polegające na wyznaczeniu charakterystyk mocy dla pompy P101 zgodnie z przyjętą metodologią dla pompy P100 oraz dla cieczy o lepkości 6 Pa·s.


Rys. 5. Stanowisko do badań pomp zębatych.
Fig. 5. The gear pumps test bench.

Źródło: Opracowanie własne

Source: Own study



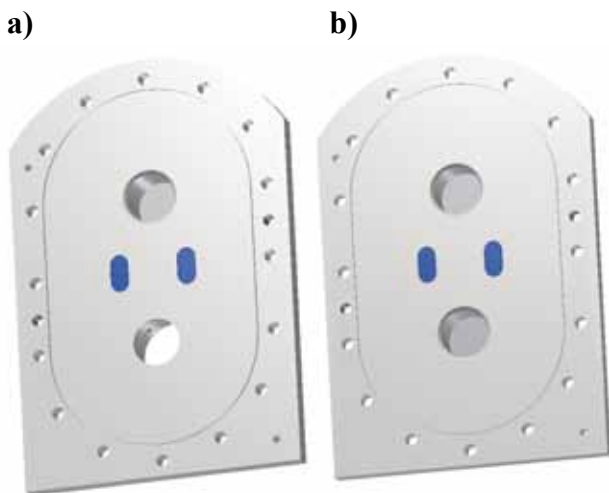
Rys. 6. Widok pokryw z rowkami odciążającymi w wersji pierwszej: a) pokrywa przednia, b) pokrywa tylna.

Fig. 6. View of cover with pressure relief grooves in the first version: a) front cover, b) rear cover.

Źródło: Opracowanie własne

Source: The own picture

W kolejnym etapie ponownie zmieniono konstrukcję pompy P101, przez zwiększenie wymiarów wysokości do 40 mm oraz szerokości do 20 mm rowków odciążających (rys. 7). Pompę tę nazwano P102, oraz przeprowadzono badania eksperymentalne.



Rys. 7. Widok pokryw z rowkami odciążającymi w wersji ostatecznej: a) pokrywa przednia, b) pokrywa tylna.

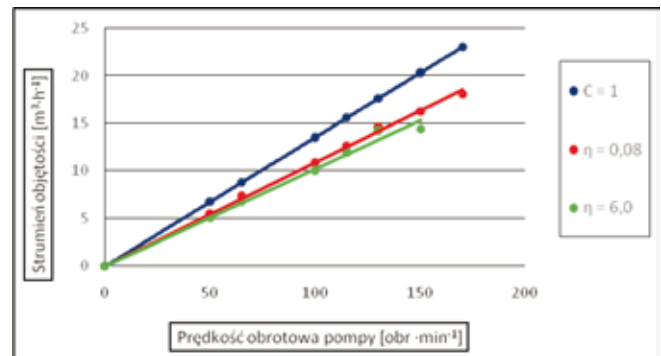
Fig. 7. View of cover with the last version of relief grooves: a) front cover, b) rear cover.

Źródło: Opracowanie własne

Source: The own study

WYNIKI BADAŃ

Na rys. 8 przedstawiono charakterystykę przepływową wraz z zamieszczoną teoretyczną charakterystyką dla sprawności objętościowej równej 1 ($C=1$) a na rys. 9 charakterystykę mocy pompy P100 bez rowków odciążających z wykorzystaniem cieczy o lepkości w zakresie od 0,08 do 6 Pa·s.

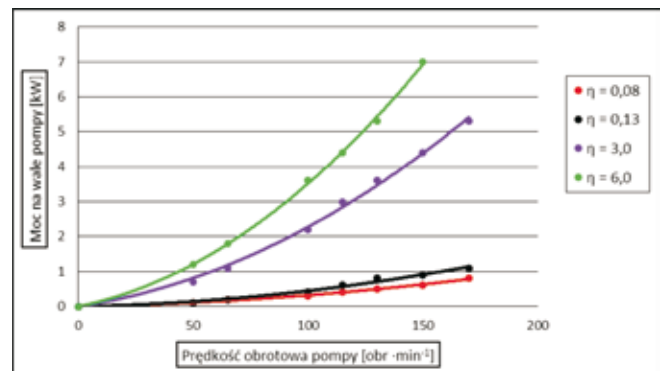


Rys. 8. Charakterystyka przepływową pompy P100 - zależność strumienia objętości przepływu od prędkości obrotowej pompy.

Fig. 8. Flow rate characteristic of the P100 pump – dependence of volume flow and pump shaft rotation speed.

Źródło: Opracowanie własne

Source: The own study

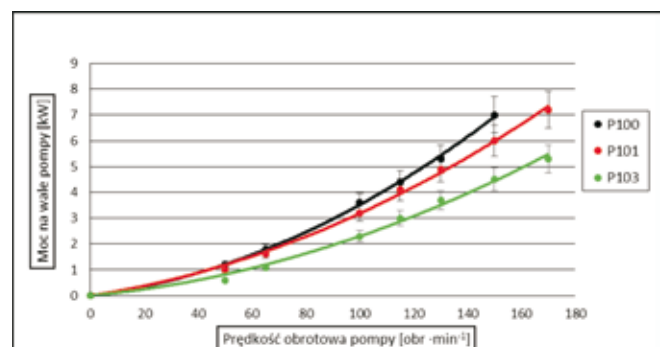


Rys. 9. Charakterystyka mocy pompy P100.

Fig. 9. Power curve of the P100 pump.

Źródło: Opracowanie własne

Source: The own study



Rys. 10. Charakterystyka mocy pomp P100, P101 oraz P102 dla cieczy o lepkości 6 Pa·s.

Fig. 10. Power curves of P100, P101 and P102 pumps for liquids with viscosity of 6 Pa·s.

Źródło: Opracowanie własne

Source: The own study

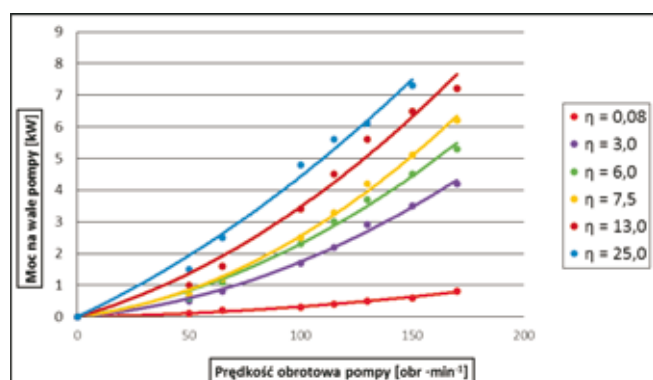
Charakterystyka przepływową (rys. 8) dla danej konstrukcji pompy jest stała i zależna od jej sprawności objętościowej (C) oraz lepkości przetwarzanej cieczy (η) [1]. Zmiana konstrukcji rowków odciążających nie wpływa znacząco na zmianę strumienia objętości badanych pomp dla cieczy

o różnych lepkościach, co potwierdzono w badaniach prowadzonych w PIMR [6]. Przetłaczanie cieczy o różnych lepkościach wpływa na charakterystykę mocy, co przedstawiono na rys. 9. W związku z tym w dalszym etapie prac analizowano wpływ zmiany wymiarów rowków na charakterystykę mocy badanych pomp.

Na rys. 10 przedstawiono charakterystyki mocy (na podstawie uzyskanych wyników badań) pomp P100, P101 oraz P102, w zależności od prędkości obrotowej wału pompy przeprowadzone dla cieczy o lepkości 6 Pa·s. Badania pomp P101 oraz P102 rozpoczęto od tłoczenia substancji o lepkości 6,0 Pa·s, dla której pompa P100 osiągnęła limit możliwości.

Dla pompy P100 nie udało się wykonać pełniej charakterystyki przepływowej oraz charakterystyki mocy dla cieczy o lepkości 6 Pa·s, ponieważ dla prędkości obrotowej równej 170 obr·min⁻¹, układ ulegał przeciążeniu. Maksymalna moc, jaką udało się zarejestrować wynosiła 7,0 kW (dla prędkości obrotowej wału pompy równej 150 obr·min⁻¹). Dla pompy P101 przeprowadzono pełną charakterystykę mocy dla cieczy o lepkości 6 Pa·s, dla nominalnej prędkości obrotowej, uzyskano maksymalną moc wynoszącą 7,2 kW. Podjęto próby badań dla cieczy o większej lepkości, ale ze względu na przeciążenia układu napędowego następowało zatrzymanie pracy pompy. Przeprowadzone badania (dla substancji o większych lepkościach) potwierdziły występowanie objawów świadczących o zachodzeniu zjawiska przestrzeni zasklepionej.

Dla pompy P102 przeprowadzono pełną charakterystykę mocy z wykorzystaniem cieczy o lepkości 6,0 Pa·s. Zaobserwowano, że zastosowane rozwiązanie konstrukcyjne wyeliminowało z układu szereg negatywnych zjawisk, praca pompy stała się cicha oraz stabilna. Ponadto moc na wale pompy dla nominalnej prędkości obrotowej zmalała o około 20% w stosunku do pompy P101 (rys. 10). Ostatecznie dla pompy P102 przeprowadzono badania w celu wyznaczenia charakterystyki mocy dla cieczy w zakresie lepkości od 0,08 do 25 Pa·s, co obrazuje rys. 11.



Rys. 11. Charakterystyka mocy pompy P100 dla różnych lepkości przetłaczanej cieczy.

Fig. 11. Power curve of the P100 pump for fluids with different viscosities.

Źródło: Opracowanie własne

Source: The own study

Dla pompy P102 udało się zrealizować pełen zakres pomiarowy dla cieczy o lepkości 13 Pa·s, uzyskując dla maksymalnej prędkości obrotowej 170 obr·min⁻¹, maksymalną moc

na wale pompy równą ok. 7,2 kW. Dla cieczy o lepkości 25,0 Pa·s nie udało się wyznaczyć pełnej charakterystyki pomiarowej. Przy prędkości obrotowej równej 150 obr·min⁻¹, następowało przeciążenie układu napędowego.

PODSUMOWANIE

Wyniki dotychczasowych badań dostępne w literaturze dla pomp zębatych stosowanych w hydraulicznych układach napędowych sugerują, że wymiary rowków odciążających nie mają istotnego znaczenia.

Badania przeprowadzone w Przemysłowym Instytucie Maszyn Rolniczych przez Zespół Badań i Rozwoju Maszyn i Urządzeń Spożywczych wykazały, że wymiary rowków odciążających mają istotny wpływ na zakres pracy pomp zębatych. W trakcie badań zmieniano wysokość oraz szerokość rowków pozostawiając ich rozstaw. Po wprowadzeniu zmian przeprowadzono badania eksperymentalne, które wykazały, że:

- pompa P100, bez rowków nie przetłoczyła cieczy o lepkości 6 Pa·s,
- pompa P101, wyposażona w rowki odciążające wykonane zgodnie z danymi literaturowymi, przetłoczyła ciecz o lepkości 6 Pa·s, niestety nie przetłoczyła cieczy o większych lepkościach,
- zwiększenie wymiarów rowków odciążających spowodowało, że pompa P102 przetłoczyła ciecz o lepkości 13 Pa·s, tj. ciecz o lepkości ponad 2 razy większej.

Podsumowując można stwierdzić, że w przypadku pomp stosowanych do przetłaczania cieczy spożywczych o lepkości powyżej 0,5 Pa·s, dostępne w literaturze dane [1] oraz [2], nie są wystarczające. Dlatego też dostosowanie wielkości rowków odciążających do lepkości przetłaczanej cieczy będzie przedmiotem dalszych prac badawczych w PIMR.

LITERATURA

- [1] **BIEŃCZAK A. 2014.** Analiza wpływu lepkości pompowanej cieczy na sprawność objętościową pomp zębatych, Rozprawa doktorska, Politechnika Poznańska.
- [2] **BIEŃCZAK A. 2014.** *The effect of fluid viscosity on the characteristics of gear pump of declared capacity of 2,5 m³/h.* Journal of Research and Application in Agriculture Engineering, Poznań, 2014, Vol. 59(1), 22-25.
- [3] **BIEŃCZAK A., RAK-URBANIĄK L., PERA A. 2012.** *Stanowisko do badań pomp zębatych.* Technika Rolnicza Ogrodnicza Leśna, nr 6/2012, 22-24.
- [4] **JUDIN E. M. 1958.** *Pompy zębate,* Państwowe Wydawnictwo Techniczne, Warszawa.
- [5] **KOLLEK W. 1996.** *Pompy zębate, konstrukcja i eksploatacja,* Wydaw. Zakład Narodowy im. Ossolińskich, Wrocław.
- [6] **MARCINKIEWICZ J., BIEŃCZAK A., DEMBICKI D., DUDZIŃSKI P. 2014.** *Problematyka przestrzeni zasklepionej w pompach zębatych.* Opracowanie PIMR.
- [7] **STRYCZEK S. 1995.** *Napęd hydrostatyczny.* Tom 1, WNT, Warszawa.