

Jarosław GOSZCZAK^{1*}
Andrzej WERNER¹
Pierre GAUTHIER²
Zbigniew PAWELSKI¹

ROZWIĄZANIE OGRANICZENIA WYDAJNOŚCI POMPY WYPOROWEJ W CELU UNIKNIĘCIA KAWITACJI

W artykule przedstawiono sposób kontrolowanego ograniczania wydatku pompy wporowej o niezmiennej objętości wporu na jeden obrót, bez konieczności stosowania układów elektronicznych bądź dodatkowych elementów obwodu hydraulicznego za pompą. Zaproponowane rozwiązanie oparte jest na prawie Bernoulli'ego. Przy odpowiednio dużej wartości wydatku oleju, zostaje odsłonięte okno upustu oleju z komory tłoczenia na ssanie pompy. Wartość wydatku, przy którym następuje rozpoczęcie ograniczenia wydajności pompy można regulować dwoma sposobami - wartością napięcia wstępnego sprężyny znajdującej się w układzie, bądź miejscową zmianą przekroju kanału tłocznego. Dla obu sposobów regulacji przedstawiono doświadczalne charakterystyki obrazujące pracę układu przy różnych konfiguracjach. Zwrócono uwagę na możliwość pojawienia się zjawiska kawitacji przy konstrukcji układu ssawnego stwarzającego duże opory na ssaniu. Ograniczenie wydatku pompy poniżej granicy kawitacji jest jednym z możliwych sposobów aplikacji układu omawianego w niniejszym artykule. W podsumowaniu sformułowano wnioski nasuwające się z przedstawionych badań wraz z zestawieniem rezultatów badań, oraz zauważonymi na ich podstawie ograniczeniami w działaniu układu.

1. WSTĘP

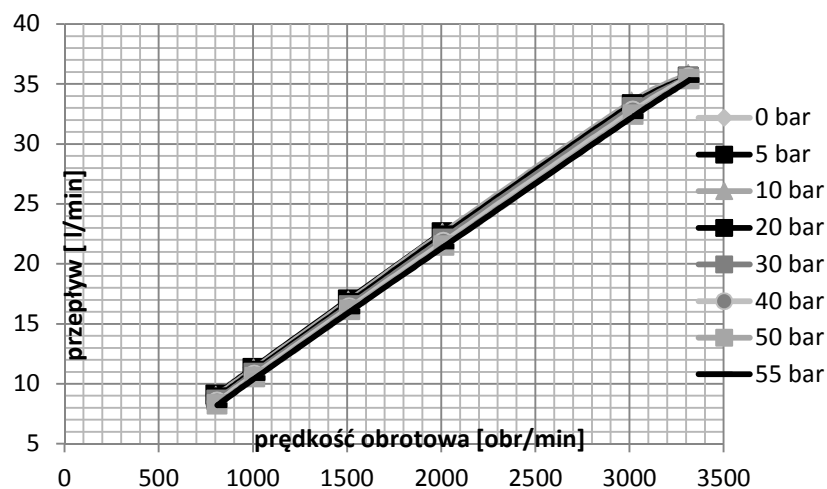
Oprócz wielu zalet pomp o stałej objętości wporu na jeden obrót [2] jest jedna cecha, która może być dużym problemem w przypadku napędu tego typu pompy silnikiem o zmiennej prędkości obrotowej np. w samochodzie. Przy prędkości obrotowej biegu jałowego silnika spalinowego jest już niezbędny znaczny wydatek oleju, co wymaga zastosowania pompy o dużej objętości wporu. Skutkiem jest to, że przy maksymalnej prędkości obrotowej silnika wydatek pompy będzie niepotrzebnie duży. Rys. 1 przedstawia otrzymane charakterystyki pompy bez układu ograniczania wydatku, na których widać liniową charakterystykę wydatku pompy w funkcji prędkości obrotowej. Otrzymanie

¹ Politechnika Łódzka, Katedra Pojazdów i Podstaw Budowy Maszyn, Łódź

² PSA Peugeot Citroën

* E-mail: jaroslaw.goszczak@p.lodz.pl

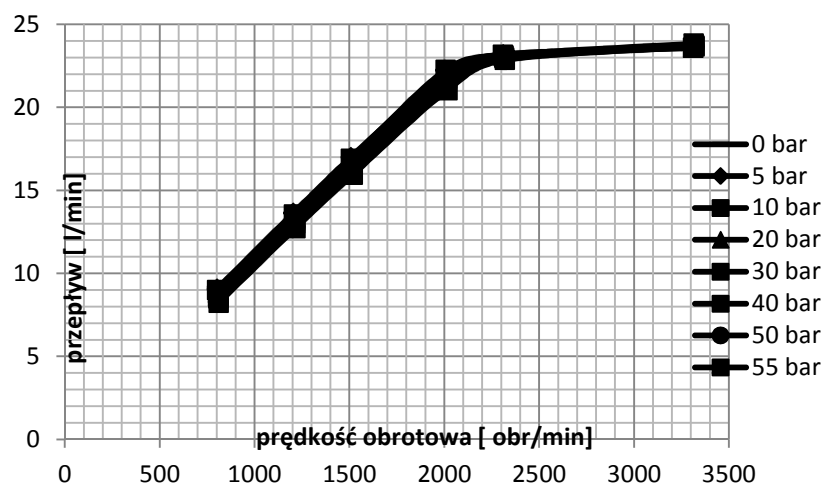
prostoliniowych przebiegów bez załamania możliwe jest tylko przy zapewnieniu na tyle małych oporów na ssaniu, że nie wystąpi tu kawitacja.



Rys. 1. Typowy przebieg krzywych wydajności pompy o stałej pojemności wyporu dla różnych wartości ciśnienia dławienia i przy braku kawitacji

Fig. 1. Typical curves of a pump with constant displacement volume

Przy innym rozwiązaniu układu doprowadzającego olej do pompy (ale jeszcze bez zamontowanego układu celowo ograniczającego wydatek), w odróżnieniu od wyników z rys. 1 zaobserwowano niedopuszczalne zjawisko kawitacji już przy około 2000obr/min. Zjawisko to można ograniczyć głównie przez zaprojektowanie układu na ssaniu tak, by stwarzał możliwie małe opory lub przez ograniczenie przepływu poniżej progu wystąpienia kawitacji. Na rys. 2 przedstawiono doświadczalne krzywe, na których widoczna jest granica kawitacji jako załamanie krzywej i osiągnięcie nasycenia.



Rys. 2. Wydatek pompy przy niewłaściwej konstrukcji układu ssawnej pompy – zjawisko kawitacji

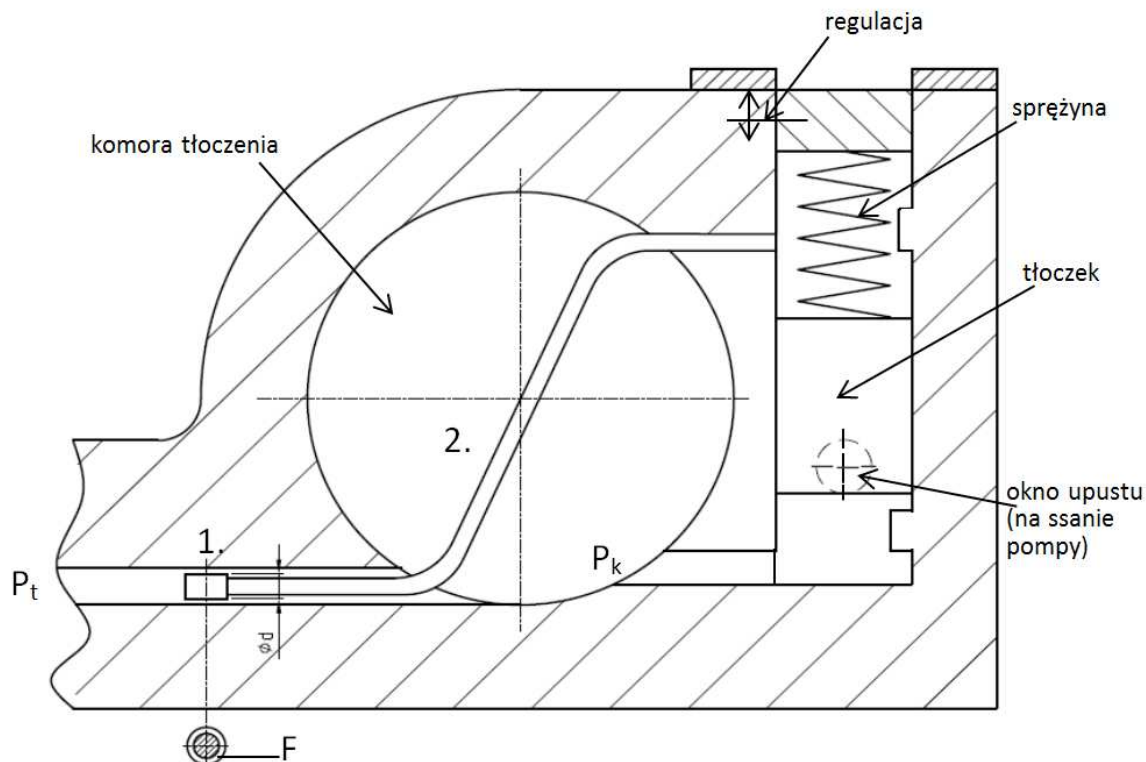
Fig. 2. Oil flow rate for the pump with incorrect design of the suction part – occurrence of cavitation phenomenon

Wskaźnikiem pozwalającym na stwierdzenie, iż to rzeczywiście kawitacja jest odpowiedzialna za tak wyraźne ograniczenie przepływu jest przede wszystkim towarzyszący jej hałas. Ograniczenie wydatku pompy bez stosowania skomplikowanych układów elektronicznych oraz dodatkowych elementów hydraulicznych w obwodzie za pompą jest treścią niniejszego opracowania.

2. ZASADA DZIAŁANIA UKŁADU OGRANICZANIA WYDATKU I JEGO PODSTAWY TEORETYCZNE

Ograniczenie wydatku oleju odbieranego z pompy uzyskuje się poprzez upuszczanie części tłoczonego oleju z powrotem na wejście pompy. Otwieranie okna upustu odbywa się za pomocą tłoczka, którego pozycja określona jest równowagą sił pochodzących od napięcia sprężyny i różnicy ciśnień po obu jego stronach (rys. 3).

Pozycja początkowa tłoczka jest taka, że okno upustu oleju na wejście do pompy jest zamknięte (jak na rys. 3). Sygnałem sterującym jest różnica ciśnień po obu stronach tłoczka, rosnąca wraz z wydatkiem pompy. W celu otrzymania tego sygnału rurką połączono komorę pod tłoczkiem (od strony sprężyny) z kanałem wylotowym pompy. Wprowadzenie rurki na wylocie zmniejsza lokalnie pole przepływu i zwiększa prędkość przepływu, a zatem zmniejsza ciśnienie statyczne. Wartość tego przekroju można zmieniać, poprzez zmianę średnicy d zgrubienia rurki.



Rys. 3. Schemat układu ograniczającego
Fig. 3. Scheme of flow rate reducing system

Wykorzystując prawo Bernoullie'go bez uwzględnienia strat otrzymuje się:
– dla dwóch przekrojów tej samej strugi można napisać [1]:

$$z_2 \rho g + p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} = z_1 \rho g + p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} = const \quad (1)$$

gdzie: g – przyspieszenie ziemskie, p – ciśnienie statyczne, V – prędkość strugi cieczy, z – wysokość położenia, ρ – gęstość cieczy.

Przekrój 1 to pole przekroju kanału wylotowego pomniejszonego o pole rurki

Przekrój 2 to przekrój przepływu w komorze tłoczenia pompy (zakłada się jako nieskończenie duży).

Równanie po pominięciu składników pochodzących od zmiany wysokości przyjmie postać:

$$p_2 + \frac{\rho v_2^2}{2} = p_1 + \frac{\rho v_1^2}{2} \quad (2)$$

Po pominięciu małego składnika pochodzącego od prędkości w przekroju komory wirnika:

$$p_2 - p_1 = \frac{\rho v_1^2}{2} = \Delta p \quad (3)$$

otrzymuje się sygnał do sterowania zaworem, umożliwiającą pracę tłoczka.

Równanie sił działających na tłoczek w zakresie jego swobodnego skoku:

$$A \cdot \Delta p = k \cdot (x_0 + x) \quad (4)$$

gdzie: k -stała sprężyny, x_0 – wstępne odkształcenie sprężyny odpowiadające położeniu początku otwierania szczeliny upustu, x – dalsze odkształcenie powodujące otwieranie upustu, A - pole powierzchni tłoczka.

Podstawiając Δp z równania Bernoullie'go, otrzymuje się:

$$A \cdot \rho \frac{v_1^2}{2} = k \cdot (x + x_0) \quad (5)$$

a po przekształceniach i skorzystaniu z prawa ciągłości strugi $Q=V \cdot F$:

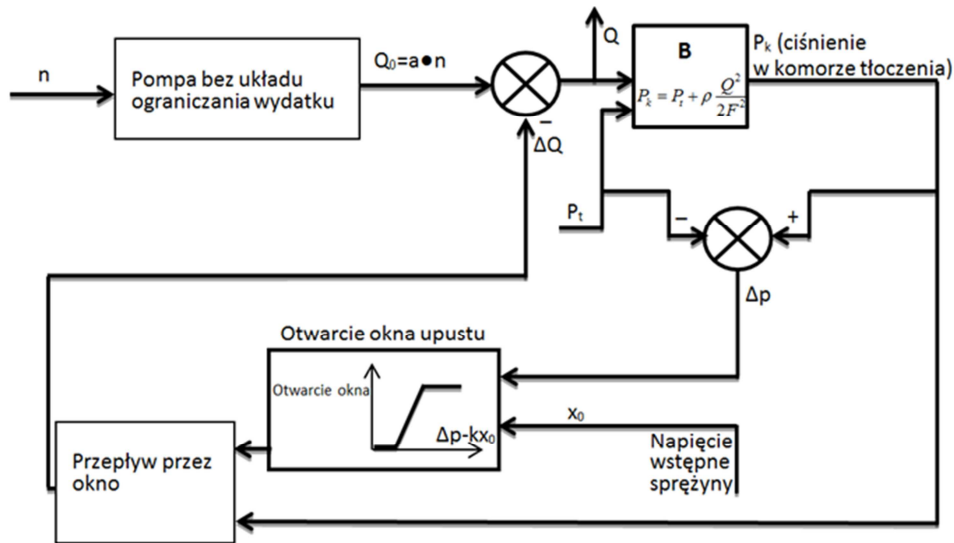
$$A \cdot \rho \frac{Q^2}{2F^2} = k \cdot (x + x_0) \quad (6)$$

gdzie: F -przekrój kanału wylotowego w miejscu przewężenia.

Wyznaczając Q jako wartość przepływu, przy którym rozpoczyna się otwieranie upustu, otrzymuje się:

$$Q = \sqrt{\frac{k \cdot (x_0) \cdot 2F}{A \cdot \rho}} \quad (7)$$

Przepływ, przy którym rozpoczyna się otwieranie kanału upustowego zależy od napięcia sprężyny $k \cdot x_0$, pola tłoczka A i przekroju F kanału wylotowego. Schemat funkcjonalny układu przedstawiony jest poniżej na rys. 4.



Rys. 4. Schemat blokowy przedstawiający funkcjonowanie układu
 Fig. 4. Block diagram of flow reducing system

Oznaczenia na schemacie:

n – prędkość obrotowa wału pompy,

Q_0 – przepływ oleju wynikający z pojemności jednostkowej pompy i prędkości obrotowej wału pompy (wydatek oleju, jaki miałaby pompa bez układu ograniczającego),

Q – przepływ oleju wypływający z pompy (wydatek pompy z układem ograniczającym przepływ),

a – współczynnik proporcjonalności wiążący wewnętrzny wydatek pompy z prędkością obrotową,

B – algorytm oparty na prawie Bernoulli'ego, pozwalający na obliczenie ciśnienia P_k na podstawie P_t i aktualnego przepływu Q ,

P_t – ciśnienie tłoczenia (na wylocie z pompy), wynikające z własności odbiornika oleju i przepływu zewnętrznego $Q = Q_0 - \Delta Q$ czyli przepływu zmniejszonego o upust,

P_k – ciśnienie statyczne w komorze tłoczenia,

ΔQ – przepływ oleju upuszczanego na wejście do pompy,

Moduł „otwarcie okna upustu” oblicza pole otwarcia okna spustu, a na podstawie otwarcia i różnicy ciśnień przed i za oknem, moduł „przepływ przez okno” oblicza przepływ upustu.

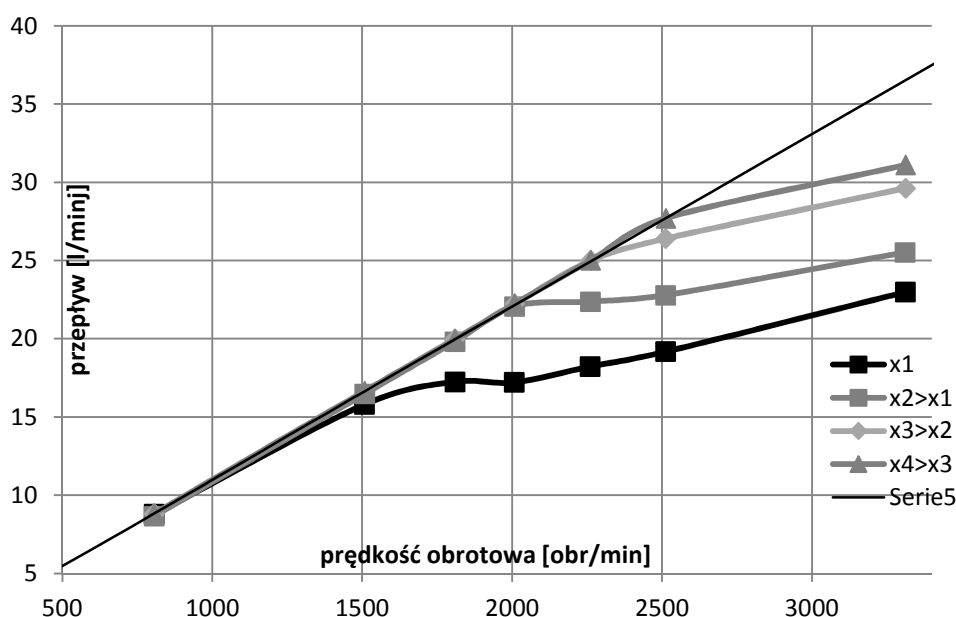
3. WYNIKI POMIARÓW

Z przedstawionych zależności teoretycznych wynika, iż poziom ograniczenia wydajności pompy można regulować zmieniając napięcie wstępne sprężyny (lub zmieniając sprężynę), albo przekrój kanału wylotowego pompy.

Należy zwrócić uwagę, iż podczas badań stosowano układ ssawny pompy o małym oporze hydraulicznym. Oznacza to, że jedynym czynnikiem mogącym znacznie ograniczyć wydatek pompy był omawiany układ ograniczania wydajności pompy.

3.1. REGULACJA WYDATKU POMPY POPRZEZ ZMIANĘ NAPIĘCIA WSTĘPNEGO SPRĘŻYNY ZAWORU UPUSTOWEGO

Wyniki własnych badań autorów uzyskane dla różnych napięć wstępnych w sprężynie prezentuje rys. 5. Wszystkie wykresy sporządzono przy takiej samej wartości ciśnienia tłoczenia pompy wynoszącego 20bar oraz tej samej temperaturze oleju. Prosta znajdująca się na wykresie przedstawia typowy przebieg bez układu redukującego wydatek (porównaj z rys. 1).



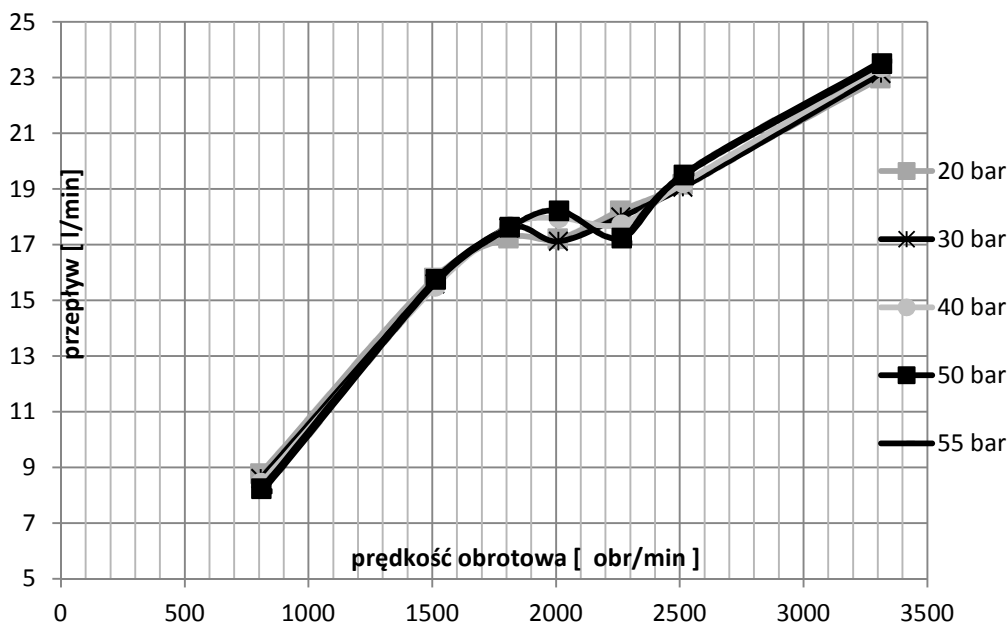
Rys. 5. Wydatek pompy dla różnych napięć wstępnych sprężyny zaworu upustowego [3]
Fig. 5. Oil flow rate for different preliminary deflections of the spring in the relief valve [3]

Przedstawione wyniki badań potwierdzają możliwość modyfikacji przebiegu krzywej wydatku pompy poprzez regulację napięcia wstępnej sprężyny zaworu przelewowego. Przed rozpoczęciem odsłaniania zaworu upustowego krzywe przepływu posiadają, co oczywiste, to samo nachylenie. Po rozpoczęciu otwierania upustu, krzywe te posiadają (w przybliżeniu) podobne, ale inne niż poprzednio, współczynniki nachylenia. Świadczy to o coraz większym odsłanianiu okna upustu oleju (ilość upuszczanego oleju jest coraz większa). Wartość tych współczynników (nachylenia) po rozpoczęciu otwierania upustu zależy od sztywności sprężyny. Im sprężyna jest sztywniejsza, tym potrzeba większego przyrostu wartości Δp , czyli wzrostu przepływu by ugiąć sprężynę, więcej otworzyć okno i zwiększyć ilość upuszczanego oleju (patrz zależności funkcjonalne z rys. 4).

Dla każdej wartości napięcia wstępnej sprężyny z rys. 5 sporządzono charakterystyki dla ciśnienia tłoczenia o wartościach mniejszych oraz większych niż przedstawione 20bar (do 55bar). W przypadku napięcia sprężyny wartością x_1 , przy wyższych ciśnieniach dławienia, zauważalny jest niepożądany przebieg krzywej wydatku pompy, co obrazuje rys. 6. Ukazuje on niestabilność działania układu w trakcie otwierania upustu. Po obszarze

niestabilnym, następuje przy dalszym wzroście prędkości obrotowej stabilizacja przebiegu krzywych. Charakteryzują się one (w dalszej części) nachyleniem niemal identycznym jak w przypadku braku istnienia układu ograniczającego przepływ. Jest to spowodowane faktem, iż sprężyna o małym napięciu wstępnym została całkowicie ściśnięta, a okno upustu zostało całkowicie otwarte. Gdyby przepływ przez to okno był stały (niezależny od prędkości obrotowej), wówczas nachylenie tej części charakterystyki byłoby identyczne jak nachylenie części przed załamaniem. Niewielka różnica w nachyleniu wynika z faktu, iż rosnący przepływ powoduje coraz większe ciśnienie w komorze wirnika pompy w stosunku do ciśnienia na wyjściu z pompy. Upuszczanie oleju o tak zwiększonym ciśnieniu na wejście do pompy, a więc w przybliżeniu do ciśnienia atmosferycznego, powoduje wzrost ilości upuszczanego oleju i stąd niewielka różnica nachylenia po obu stronach przedziału niestabilnego.

Podsumowując możliwość regulacji wydatku pompy poprzez zmianę napięcia wstępnego w sprężynie należy stwierdzić, iż znacznie ograniczając napięcie wstępne w sprężynie uzyskano redukcję przepływu maksymalnego o około 37% (w stosunku do pompy bez układu ograniczającego przepływ), otrzymując niestabilny przepływ przy większych wartościach ciśnienia dławienia (rys. 6). Przy pozostawieniu napięcia wstępnego pozwalającego na stabilny przepływ przy każdym (testowanym) ciśnieniu uzyskano redukcję przepływu o około 30% (rys. 5, napięcie sprężyny x2). Sterowanie przepływem w dużo większym zakresie możliwe jest, poprzez zmianę sprężyny na charakteryzującą się inną sztywnością. Wcześniej wyjaśniono już, że swoboda wyboru jest tu ograniczona, bo korzystne jest stosowanie sprężyny o małej sztywności.



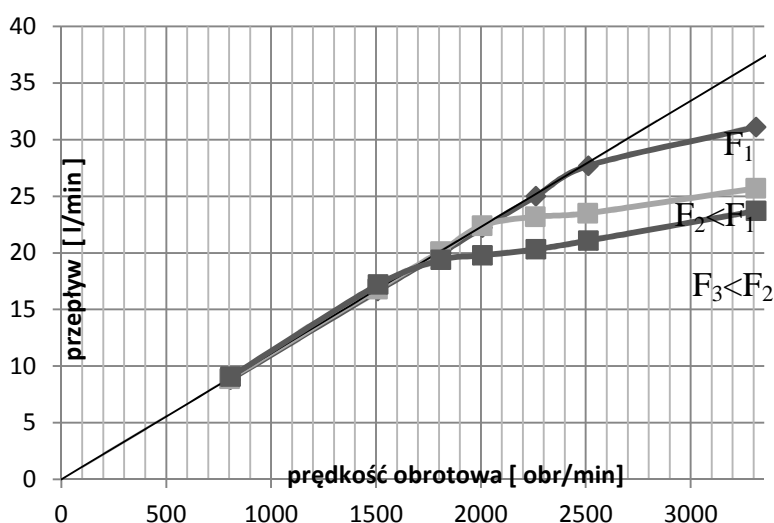
Rys. 6. Wydatek pompy przy małym napięciu wstępnym x1 sprężyny zaworu upustowego i znacznych ciśnieniach tłoczenia [3]

Fig. 6. Oil flow rate for small preliminary deflections x1 of the spring in the relief valve at big discharge pressures [3]

3.2. REGULACJA WYDATKU POMPY POPRZEZ ZMIANĘ PRZEKROJU PRZEWĘŻENIA KANAŁU WYLOTOWEGO

Na rys. 3 oznaczono miejsce w układzie ograniczania wydatku pompy, gdzie znajduje się przewężenie przekroju kanału wylotowego powodujące dodatkowe zwiększenie prędkości wypływającej cieczy, wzrost energii kinetycznej i ciśnienia dynamicznego, a tym samym spadek ciśnienia statycznego podawanego nad tłoczek ograniczający przepływ. Przy odpowiednim przepływie (spadku ciśnienia statycznego) występuje na tyle duża różnica ciśnień po obu stronach tłoczka, iż zostaje pokonana siła napięcia sprężyny i zawór odsłania upust oleju na wejście pompy.

Na rys. 7 przedstawiono kilka krzywych, uzyskanych dla tego samego ciśnienia tłoczenia wynoszącego 10bar oraz tej samej temperatury oleju. Napięcie wstępne sprężyny podczas tych badań zastosowano takie, jak dla krzywej z rys. 5, obrazującej najmniejsze ograniczenie przepływu. Każda z niżej przedstawionych krzywych odpowiada wydatkowi pompy przy innym przekroju kanału wylotowego. Linia prosta odpowiada pompie bez układu ograniczającego przepływ. Kolejne krzywe, osiągające coraz mniejsze wartości maksymalnego wydatku odpowiadają próbom przy coraz mniejszych przekrojach kanału wylotowego pompy, na odcinku którego jest pobierany sygnał ciśnienia statycznego.



Rys. 7. Wydatek pompy przy różnych przekrojach F przewężenia kanału wylotowego pompy w miejscu pobierania ciśnienia statycznego [3]

Fig. 7. Oil flow rate for different cross section of the pump outlet channel in the location point of the static pressure probe [3]

Przedstawione wyniki badań potwierdzają możliwość modyfikacji przebiegu krzywej wydatku pompy poprzez zmianę przekroju kanału wylotowego pompy. Należy tak jak w przypadku ograniczania wydatku pompy poprzez zmianę napięcia wstępnego sprężyny, zwrócić uwagę na niemal identyczne nachylenia krzywych przepływu przed rozpoczęciem odsłaniania kanału upustowego, oraz po otwarciu tegoż kanału.

W próbie, w której zmniejszono przekrój kanału wylotowego uzyskano ograniczenie przepływu o 36%. Możliwe jest jednak dalsze ograniczanie przepływu, poprzez dalsze zmniejszanie przekroju kanału.

4. PODSUMOWANIE

Już przy niewielkiej prędkości obrotowej napędzającego silnika spalinowego pompa musi zapewnić odpowiedni wydatek oleju, co skutkuje przy dużej prędkości obrotowej tak znaczną jego wartością, że zachodzi niebezpieczeństwo wystąpienia zjawiska kawitacji na ssaniu pompy. Występowanie tego zjawiska można ograniczyć do pewnego stopnia poprzez zmniejszenie oporów na ssaniu pompy, a ostatecznie przez ograniczenie wydajności pompy.

Zaproponowanym rozwiązaniem ograniczającym wydatek pompy jest urządzenie zapewniające upust oleju z komory tłocznej pompy z powrotem na jej wejście. Do sterowania tłoczka wykorzystano efekt Bernoulli'ego. Wartość wydatku pompy, od którego pracuje upust oleju można regulować wartością napięcia wstępnego sprężyny znajdującej się w układzie, bądź przez miejscową zmianę przekroju kanału tłoczego pompy.

Zmniejszając napięcie wstępne sprężyny, uzyskano w omawianym przypadku (dla stabilnych charakterystyk pompy) ograniczenie wydatku pompy o 30%. Dalsza redukcja wydatku pompy, tym sposobem regulacji, napotyka na ograniczenie związane z wymaganym minimalnym napięciem w sprężynie dla stabilnej pracy układu. Ograniczanie wydatku pompy poprzez miejscową zmianę przekroju kanału wylotowego pompy jest bardziej efektywne. W omawianym przypadku uzyskano redukcję wydatku maksymalnego o 36% i nie stwierdzono przeciwwskazań do jeszcze większej redukcji przepływu.

Na podstawie przedstawionych wyników badań, można stwierdzić, iż możliwe jest ograniczenie wydatku pompy o stałej objętości jednostkowej przy pomocy opisanego prostego układu.

LITERATURA

- [1] REYMER B., 1994, *Mały Poradnik Mechanika*, Warszawa.
- [2] STĘPNIEWSKI M., 1985, *Pompy*, Warszawa.
- [3] WERNER A., GOSZCZAK J., GRACZYK A., 2013, *Sprawozdanie z badań własnych*, Łódź.

SOLUTION HOW TO REDUCE THE OIL FLOW RATE IN A POSITIVE DISPLACEMENT PUMP IN ORDER TO AVOID CAVITATION

A technical solution has been proposed that ensures oil drain from the discharge chamber to the pump inlet. The piston of a relief valve is controlled by a differential pressure resulting from Bernoulli effect. The start value of oil draining is to be controlled by the spring initial deflection and modification of the flow section in the outlet channel of the pump.

Keywords: *cavitation at pump suction, reducing pump capacity*