

DOI: 10.5604/01.3001.0010.7268

ANALIZA STRAT MOCY W WOLNOOBROTOWYM SILNIKU PNEUMATYCZNYM

Adam Ilnicki, Mariusz Rząsa

Politechnika Opolska, Wydział Mechaniczny, Katedra Techniki Ciepłej i Aparatury Przemysłowej

Streszczenie. Celem pracy jest opisanie nowego polskiego wynalazku silnika pneumatycznego według patentu PL 214371. W pracy przedstawiono budowę oraz zasadę działania, opisano stanowisko badawcze, wstępne wyniki pomiarów oraz wyznaczono podstawowe kierunki dalszych prac badawczych.

Słowa kluczowe: silnik pneumatyczny, stanowisko badawcze, obrotowy tłok, obrotowe uszczelniacze

ANALYSIS OF POWER LOSS IN THE LOW-SPEED PNEUMATIC ENGINE

Abstract. The aim of this thesis is to describe a new, Polish pneumatic engine invention according to patent no. PL 214371. The construction, principals of functionality, the inspection facility, were described in the thesis. Initial measurement results and main directions of further research were also provided.

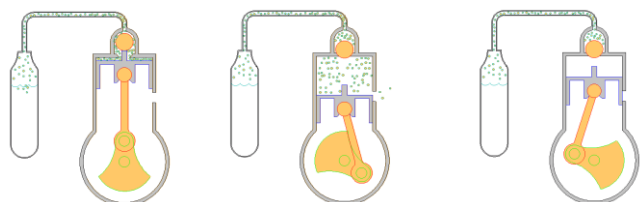
Keywords: pneumatic engine, test stand, rotary piston, rotary sealants

Wstęp

Silniki pneumatyczne cechuje duża odporność na przeciążenia, niewielka uciążliwość dla środowiska oraz wysoki stopień bezpieczeństwa pod względem wybuchowości. W związku z tym mogą one znaleźć zastosowanie w przemyśle wydobywczym, spożywczym i energetycznym. W energetyce możliwe jest zastosowanie silnika pneumatycznego pracującego jednocześnie jako sprężarka, co umożliwi wykorzystanie tego systemu do akumulacji nadwyżek produkcji energii elektrycznej. Rozwiązanie to mogłoby zastąpić elektrownie szczytowo-pompowe. Aby było to możliwe wymagane jest posiadanie technologii wolnoobrotowego silnika o dużej mocy i dużej sprawności. Artykuł poświęcony jest badaniu przyczyn strat mocy silnika pneumatycznego o konstrukcji opisanej w patencie nr PL 214371.

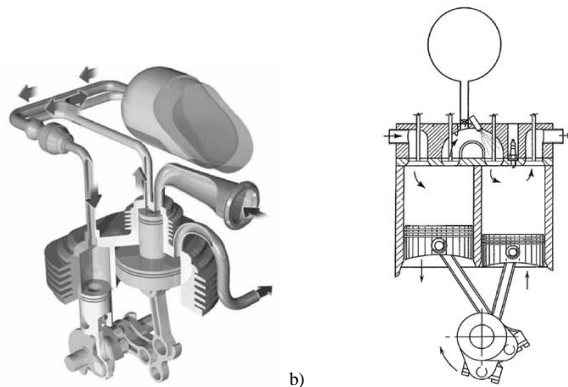
Podstawową zaletą silników pneumatycznych jest ich niewielka masa w stosunku do mocy oraz możliwość pracy przy bardzo wysokich obrotach. W literaturze znanych jest wiele rozwiązań konstrukcyjnych pneumatycznych silników wysokoobrotowych, ale z kolei stosunkowo niewiele jest rozwiązań silników wolnoobrotowych. Wadą silników pneumatycznych jest stosunkowo niewielka sprawność. Duża strata mocy jest spowodowana rozprężaniem sprężonego powietrza, co powoduje jego oziębienie. W artykule przedstawiono nowatorskie rozwiązanie wolnoobrotowego silnika pneumatycznego z obrotowymi uszczelniaczami. Opisano wyniki wstępnych badań umożliwiających wyznaczenie obszarów, w których można dokonać zmian konstrukcyjnych w celu poprawy jego sprawności.

Historia rozwiązań konstrukcyjnych silników pneumatycznych sięga XVII wieku. W 1687 roku powstała pierwsza na świecie kolej pneumatyczna. Najbardziej dynamiczny rozwój silników pneumatycznych rozpoczął się od wynalazku polskiego inżyniera Ludwika Mękałskiego. W roku 1870 skonstruował on pneumatyczny silnik tłokowy, który znalazł zastosowanie do zasilania lokomotyw w kopalniach oraz do napędu tramwajów jeżdżących w francuskich miastach takich jak Vichy, Nantes czy Saint-Quentin [1]. Jego zasada działania polegała na zastosowaniu zaworu zwrotnego, którego otwarcie było uruchamiane tłokiem roboczym.



Rys. 1. Cykle pracy silnika pneumatycznego konstrukcji Ludwika Mękałskiego

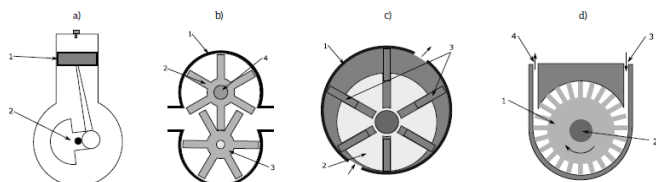
Znaczącym odkryciem w historii silników pneumatycznych było również opracowanie przez Roberta Hardiego w roku 1892 systemu dynamicznego pompowania zbiorników przy operacji hamowania pojazdu [6]. Wynalazek ten uwzględniał użycie silnika jako sprężarki podczas hamowania, dzięki czemu część zdekompresowanego powietrza była odzyskiwana i ponownie sprężana. Jednym z ostatnich przedwojennych osiągnięć w tej dziedzinie był projekt Johannesena Wardeniera, który według doniesień miał być pierwszym silnikiem nie wymagającym zasilania paliwem płynnym [6]. W 1991 r. Guy Nègre wynalazł silnik z podwójnym zasilaniem. Mógł on działać zarówno na sprężone powietrze, jak i na zwykłe paliwo (rys. 2). Zbudowany przez Nègre'a silnik ma dwa cylindry, różniące się średnicą tłoka i odmienną konstrukcją korbowodu. Duży tłok podzielony na dwie części pracuje jako silnik pneumatyczny. Natomiast tłok w małym cylindrze pracuje w sposób tradycyjny, zapewniając napęd w okresie beczynności większego tłoka.



Rys. 2. Silnik spalinowy ze wspomaganie pneumatycznym: a) konstrukcja Guy Nègre [4]; b) z wtryskiem paliwa [1]

Obecnie silniki pneumatyczne są używane do rozruchu silników spalinowych w samochodach wyścigowych. Małe silniki pneumatyczne są powszechnie używane do napędu narzędzi ręcznych, takich jak wiertarki, młoty udarowe, szlifierki, klucze itp.

Typowe rozwiązania konstrukcyjne silników pneumatycznych przedstawiono na rysunku 3. W silnikach tłokowych organem roboczym jest tłok 1 (rys. 3a). Zasada działania jest oparta na rozwiązaniu zaproponowanym przez Mękałskiego. Ruch posuwisto-zwrotny tłoka jest zamieniany na ruch obrotowy przez zastosowanie wału korbowego 2. Równomierną pracę uzyskuje się przez współpracę kilku tłoków z wałem. Silniki tłokowe są stosowane w zakresie mocy od 1,5 do 20 kW, a uzyskiwane obroty wynoszą do 5000 obr/min, przy ciśnieniu zasilania do 6 barów.



Rys. 3. Typowe rozwiązania silników pneumatycznych: a) tłokowy, b) zębatkowy, c) łopatkowy, d) turbinowy

Rysunek 3b przedstawia silnik zębatkowy. W korpusie 1 znajdują się dwa koła zębate 2 i 3, z których koło 2 jest sprzęgnięte z napędzanym wałkiem 4, a koło 3 jest kołem współpracującym. Kierunek obrotów wałka 4 zależy od kierunku doprowadzenia sprężonego powietrza. W silnikach zębatych moment obrotowy powstaje w wyniku siły działającej na powierzchnię zębów dwóch współpracujących ze sobą kół zębatych. Wartość siły jaka działa na koła zębate zależy od ciśnienia gazu dolotowego, a jego obroty od strumienia gazu. Silniki te znajdują zastosowanie w napędach o dużych mocach, powyżej 40 kW.

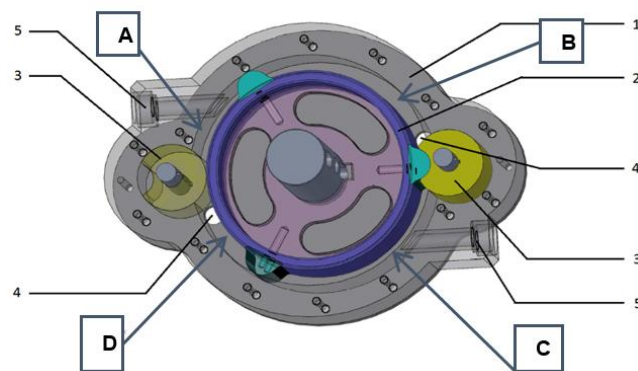
Typowy silnik łopatkowy (rys. 3c) zbudowany jest z cylindra 1 oraz wirnika 2 z łopatkami 3 umieszczonymi w szczelinach wzdłużnych. Czola wirnika uszczelnione są za pomocą pokryw 4 i 5 w których ułożyskowany jest wirnik. Wirnik 2 zamontowany jest mimośrodowo w stosunku do osi cylindra 1, co powoduje, że pomiędzy ścianką wewnętrzną cylindra, łopatkami oraz wirnikiem powstają komory robocze o zmieniającej się objętości. Sprężone powietrze wprowadzane jest pomiędzy dwie sąsiadujące łopatki. Wskutek różnicy ciśnień przed i za łopatką wirnik zostaje wprowadzony w ruch obrotowy. Powietrze, które znajduje się pomiędzy łopatkami ulega rozprężaniu na skutek zwiększania się objętości przestrzeni między łopatkami. Mimośrodowość i średnicę wirnika dobiera się w taki sposób aby siła działająca na łopatki była stała w całym cyklu pracy silnika. Jest to możliwe, gdyż wraz z obniżaniem się ciśnienia wzrasta powierzchnia łopatek. Podczas pracy łopatki dociskane są do powierzchni wewnętrznej cylindra siłą odśrodkową, zapewniając w ten sposób efektywne uszczelnienie. Silniki tego typu pracują przy obrotach od kilku tysięcy do kilkudziesięciu tysięcy obrotów na minutę. Liczba łopatek w silniku, zawiera się od 3 do 10. Mniejsza liczba łopatek zwiększa sprawność silnika, ale utrudnia jego rozruch.

W silnikach turbinowych (rys. 3d) w korpusie umieszczone jest koło łopatkowe 1 napędzające wałek 2. Zasilanie silnika odbywa się przez otwór wlotowy 3 a rozprężenie gazu występuje na wylocie 4. Ruch obrotowy wałka 2 wymusza strumień gazu przepływającego przez silnik. Silniki tego typu są stosowane przy małych obciążeniach, mogą natomiast osiągać bardzo duże obroty (rzędu 500 tys. obr/min), na przykład w napędach wiertarek dentystycznych.

1. Zasada działania

W pracach [2, 3] zaproponowano rozwiązanie oparte na zasadzie wirującego tłoka podobnie jak to ma miejsce w silnikach przepływowych, jednak sposób uszczelnienia wirnika z powierzchnią cylindra stanowi nowatorskie rozwiązanie. Uszczelnianie jest oparte na rozwiązaniu podobnym do uszczelnienia stosowanego w silnikach łopatkowych, jednak do doszczelnienia układu nie wykorzystuje się siły odśrodkowej.

Na rysunku 4 przedstawiono zasadę działania silnika pneumatycznego. Prezentowany silnik zbudowany jest z obudowy 1, w której wykonano otwory dolotowe sprężonego powietrza 5 i otwory wylotowe 4. Elementem roboczym jest tłok w kształcie cylindra 2 z trzema wypustami równomiernie umieszczonymi na jego obwodzie. Dodatkowo w obudowie umieszczone są dwa obrotowe uszczelniacze 3, o kształcie dopasowanym do wypustów tłoka. Uszczelniacze te są ułożyskowane w pokrywach obudowy, a ich obroty są zsynchronizowane z obrotami tłoka poprzez zewnętrzne koła zębate tak, że prędkość obrotowa tłoka do prędkości obrotowej uszczelniaczy wynosi 1/3.



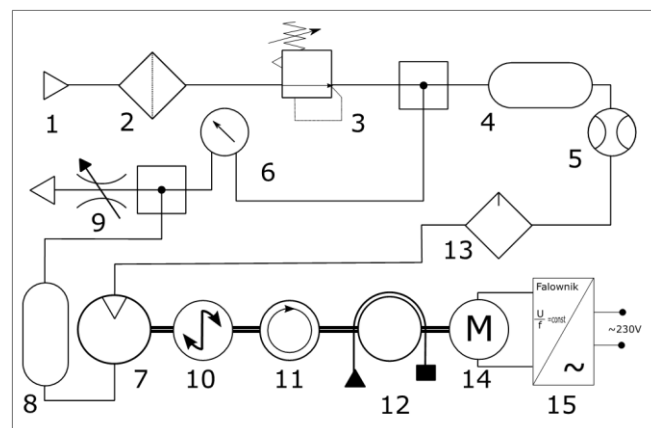
Rys. 4. Budowa silnika

W konstrukcji silnika można wyodrębnić cztery komory, których objętość ulega zmianie (rys. 4). Dostarczając do komory A sprężone powietrze, powstaje siła powodująca obrót tłoka. W komorze B następuje dekompresja poprzez otwór wylotowy 3. Analogiczne zjawiska mają miejsca w komorach C i D. Praca, jaka jest wykonywana przez układ odbywa się jednocześnie w dwóch komorach A i C.

Przedmiotowy silnik jest opracowaniem nowatorskim, co potwierdza patent nr PL214371 z roku 2013. Zakłada się, że projektowany silnik będzie mógł pracować z maksymalną prędkością obrotową do 1000obr/min. W grupie silników pneumatycznych umiejscawia go jako maszynę wolnoobrotową.

2. Stanowisko badawcze

W celu określenia parametrów eksploatacyjnych silnika pneumatycznego zbudowano stanowisko laboratoryjne (rys. 5).



Rys. 5. Stanowisko badawcze

Założono, że maksymalne ciśnienie robocze nie przekroczy 6 barów. Stanowisko jest zasilane z sieci pneumatycznej 1 o ciśnieniu 6 barów. Powietrze z sieci jest dostarczane do reduktora ciśnienia 3 poprzez filtr 7 filtra cząstek stałych 2. Ciśnienie robocze na badanym silniku pneumatycznym jest nastawiane za pomocą reduktora ciśnienia 3, gwarantującego stałe ciśnienie zasilania. W celu uniknięcia wpływu pulsacji ciśnienia zasilania na wyniki pomiaru spadku ciśnienia na silniku zastosowano zbiornik wyrównawczy 4 o pojemności 7 dm³. Powietrze ze zbiornika wyrównawczego podawane jest na prototypowy silnik pneumatyczny 7 poprzez smarownicę 13 zapewniającą odpowiednie warunki smarowania. Strumień powietrza mierzony jest przepływomierzem 5. Wylot powietrza kierowany jest do zbiornika wyrównawczego o pojemności 2 dm³ z zaworem dławiącym 9 umożliwiającym regulowanie strumienia powietrza przepływającego przez silnik. Za zbiornikiem wyrównawczym znajduje się kanał mierniczy połączony z czujnikiem różnicy ciśnień Thermokon DPL6/V 6. Obciążenie na wale silnika jest regulowane za pomocą hamulca taśmowego 12, zamontowanego na wspólnym wale z silnikiem. Moment

obrotowy mierzono momentomierzem 10 Megatron DFM2X. Prędkość obrotowa jest mierzona enkoderem 11 Wobit MOK40-200/1224/BZ/K. Przy całkowicie rozszczelnionym układzie pneumatycznym możliwy jest pomiar momentu obrotowego na wale, który odpowiada za opory ruchu silnika pneumatycznego. W celu pomiaru oporów ruchu dla różnych prędkości obrotowych obroty silnika elektrycznego 14 będą regulowane za pomocą falownika 15.

Stanowisko umożliwia wyznaczenie mocy pobieranej przez silnik. Moc wejściową określono na podstawie pomiaru przepływu gazu i spadku ciśnienia na silniku.

$$P_{we} = Q \cdot \Delta p \quad (1)$$

gdzie:

Δp – spadek ciśnienia na silniku [Pa],

Q – strumień powietrza [m^3/s].

Moc na wale wyznaczono na podstawie znajomości prędkości obrotowej i momentu obciążenia.

$$P_M = \frac{2\pi}{60} n \cdot M \quad (2)$$

gdzie:

M – moment obrotowy [Nm],

n – liczba obrotów [obr/min].

Na tej podstawie wylicza się sprawność silnika ze wzoru:

$$\eta = \frac{P_M}{P_{we}} 100\% \quad (3)$$

Na moc wejściową składa się moc na wale silnika oraz moc strat. Główną przyczyną straty mocy są opory ruchu, straty związane z nieszczelnościami oraz straty związane z przemianami gazowymi. W celu wyznaczenia wybranych strat postępowano w sposób opisany w dalszej części artykułu.

Dane pomiarowe są rejestrowane na komputerze wyposażonym w kartę pomiarową LabJack U12 oraz oprogramowanie LabVIEW 2015. Do prawidłowego obliczenia mocy wejściowej niezbędna jest znajomość strumienia gazu dla ciśnienia roboczego. Ze względu na to, że przepływomierze są kalibrowane na normalne litry na godzinę. Wymagane jest, przeskalowanie wyników na podstawie wzoru:

$$Q_N = Q_m \sqrt{\frac{\rho_n}{\rho}} = Q_m \sqrt{\frac{p_n}{p}} \quad (4)$$

gdzie:

Q_m – strumień mierzony [m^3/h],

ρ_n – gęstość gazu dla warunków normalnych ($p = 1 \text{ bar}$ i $T = 20^\circ\text{C}$) [kg/m^3],

ρ – gęstość gazu [kg/m^3],

p_n – ciśnienie normalne ($p_n = 1 \text{ bar}$),

p – ciśnienie robocze [bar].

Moc wejściową obliczono jako iloczyn skorygowanej wartości strumienia powietrza i spadku ciśnienia na silniku. Uwzględniając prawo zachowania strumienia masy:

$$Q_N \rho_n = Q \rho \quad (5)$$

Stąd otrzymuje się wzór na moc wejściową:

$$P_{we} = \frac{\rho_n}{\rho} Q_N \Delta p = \left(\frac{p_n}{p}\right)^{\frac{3}{2}} Q_m \Delta p \quad (6)$$

3. Wyniki badań

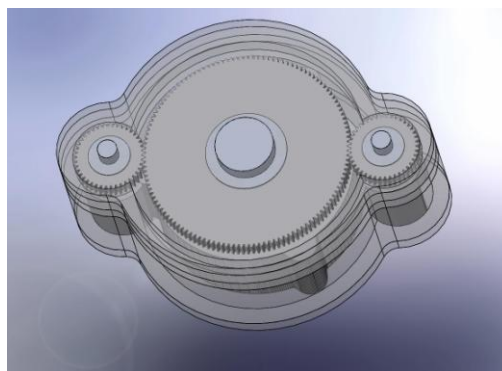
W celu sprawdzenia poprawności założeń konstrukcyjnych zbudowano silnik o wymiarach zewnętrznych $250 \times 186 \times 70 \text{ mm}$ (rys. 6).

Wszystkie elementy silnika wykonano ze stali stopowej EN AW-7075. Wewnętrzna średnica cylindra wynosi 146 mm. Tłok obrotowy posiada średnicę bez wypustów 126 mm, a jego szerokość wynosi 50 mm. Synchronizację obrotów tłoka z uszczelniaczami zapewnia przekładnia zębata składająca się z trzech kół zębatach.

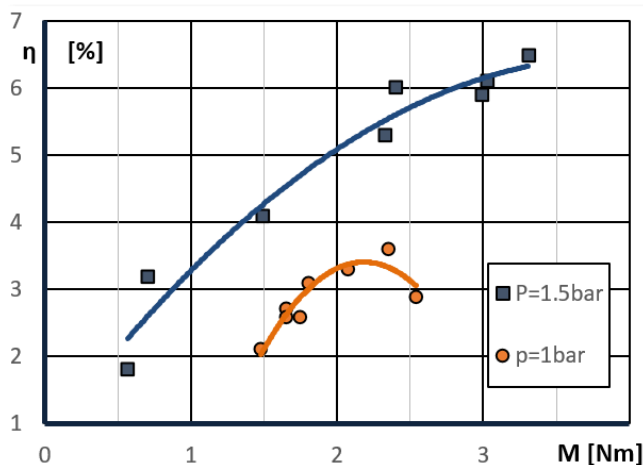
Przeprowadzono badania prototypowego silnika pneumatycznego. Badania miały na celu obserwację pracy silnika i określenie najistotniejszych elementów konstrukcyjnych mających wpływ na sprawność silnika. Wyniki pomiaru sprawności przedstawiono na rysunku 7. Jak wynika z przeprowadzonych badań sprawność silnika rośnie wraz ze zwiększaniem obciążenia. Zjawisko to można wytłumaczyć tym, że na całkowitą moc pobieraną przez silnik składa się moc na wale oraz moc strat. Ponieważ straty w głównej mierze zależą od oporów ruchu i nieszczelności silnika, a ich wartość jest względnie stała i zależą głównie od ciśnienia roboczego.

$$\eta = \frac{P_M}{P_M + P_s} 100\% = \frac{1}{1 + \frac{P_s}{P_M}} 100\% \quad (7)$$

Stąd (7), gdy nie ma obciążenia na wale silnika moment jest równy zero i tym samym moc na wale równa się zero, czyli sprawność zmierza do zera. W takim przypadku cała moc pobierana przez układ jest równa mocy strat.



Rys. 6. Prototyp silnika



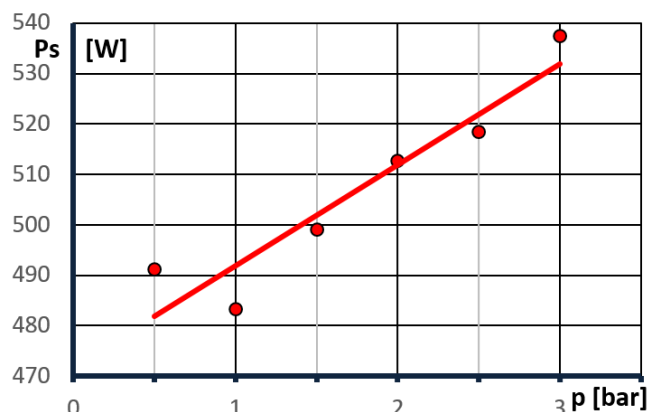
Rys. 7. Charakterystyka sprawności w zależności od momentu na wale silnika

Przeprowadzono eksperyment polegający na określeniu sumarycznej straty mocy wynikającej z nieszczelności silnika. W tym celu wylot powietrza z silnika wyprowadzono do atmosfery, tym samym uzyskano na wylocie z silnika ciśnienie atmosferyczne. Aby wyeliminować wpływ oporów ruchu silnika wał silnika został zablokowany aby nie był w stanie się obracać. Dla tak przygotowanego układu zmieniano wartość ciśnienia roboczego przy jednoczesnym pomiarze strumienia powietrza. Moc obliczono na podstawie wzoru (1).

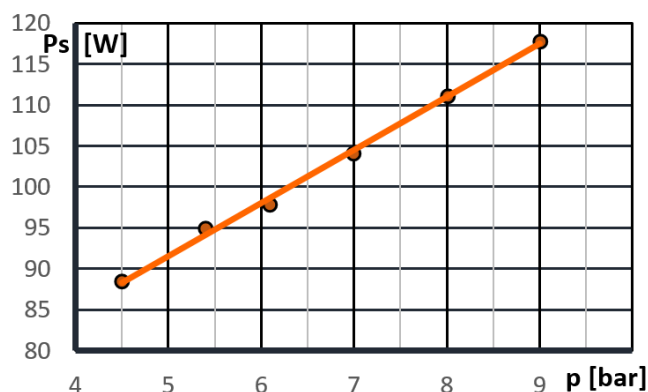
Na rysunku 8 przedstawiono straty mocy wynikającej z nieszczelności silnika. Biorąc pod uwagę, że moc pobierana przez silnik przy ciśnieniu roboczym $p = 1,5 \text{ bar}$ i strumieniu $24 \text{ m}^3/h$ wynosiła około 545 W. To straty mocy wynikające z nieszczelności są rzędu 498 W, co stanowi około 90% mocy dostarczanej do silnika. Na tej podstawie można stwierdzić, że głównym obszarem poprawy sprawności silnika są jego nieszczelności.

Przeprowadzono szczegółowe oględziny silnika celem zlokalizowania miejsc największych nieszczelności. Na podstawie oględzin stwierdzono, że największe nieszczelności występują na łożyskowaniu silnika oraz duża część strumienia przepływa przez nieszczelności pomiędzy tłokiem i uszczelniaczem oraz pomiędzy tłokiem a pokrywami.

Zwiększenie szczelności pomiędzy tłokiem a pokrywami jest możliwe poprzez zmniejszenie luzów technologicznych. Będzie to skutkowało znaczącym zwiększeniem oporów ruchu. Celowe zatem jest opracowanie odpowiednich uszczelnaczy, co może stanowić kierunek dalszych udoskonaleń tego rozwiązania.



Rys. 8. Straty mocy wynikające z nieszczelności silnika



Rys. 9. Strata mocy wynikająca z nieszczelności ułożyskowania silnika

W celu wyznaczenia mocy strat wynikających z nieszczelności ułożyskowania silnika przeprowadzono badania polegające na zamknięciu wylotu powietrza z silnika, co spowodowało brak przepływu strumienia gazu przez silnik powodującego jego obracanie się. W celu zagwarantowania nie wykonywania jakiegokolwiek pracy przez silnik, dodatkowo zablokowano wał silnika. Na rysunku 9 przedstawiono straty mocy w zależności od ciśnienia roboczego. Straty te rosną liniowo wraz ze wzrostem ciśnienia roboczego. Jak wynika z przedstawionego wykresu straty te stanowią około 20% całkowitej mocy pobieranej przez silnik, więc stanowi to istotny element konstrukcyjny, który może poprawić sprawność silnika.

4. Podsumowanie

Na podstawie przeprowadzonych obserwacji i wyników badań stwierdzono, że istotnym elementem w pracy silnika jest szczelność układu. Modelowy prototyp został wykonany przy zastosowaniu łożysk ślizgowych. Ze względu na to, że smarowanie silników pneumatycznych odbywa się za pomocą oleju dostarczanego razem z powietrzem, konieczne jest zastosowanie zwiększonych luzów w łożyskach, co zabezpiecza je przed zatarciem. Zwiększenie luzów w łożyskach prowadzi do większych nieszczelności układu. Ponadto zaobserwowano, że zwiększanie luzu w łożyskach wpływa niekorzystnie na proces ząbkowania się elementów obrotowych silnika, a w konsekwencji prowadzi do jego zablokowania. Upatruje się możliwość poprawy własności silnika poprzez zastąpienie łożysk ślizgowych łożyskami tocznymi z uszczelniaczem. Rozwiązanie to zapewni odpowiednią szczelność układu przy zminimalizowaniu luzów w łożyskach. Ponadto łożyska toczne nie wymagają tak intensywnego smarowania jak łożyska ślizgowe, a zatem ilość oleju dostarczana z powietrzem będzie wystarczająca. Stanowi to kierunek dalszych badań, które będą realizowane w ramach pracy doktorskiej prowadzonej na Wydziale Mechanicznym Politechniki Opolskiej.

Literatura

- [1] Fisher U., Gomeringer R., Heinzler M., Kilgus R., Naher F., Oesterle S., Peatzold H., Stephan A., Potrykus J.: *Poradnik Mechanika*, Wydawnictwo REA, Warszawa 2008.
- [2] Ilnicki A.: *Maszyna z obrotowym wirnikiem*. Patent nr PL 214371.
- [3] Ilnicki A., Rząsa M.: *Nowe rozwiązanie konstrukcyjne silnika pneumatycznego* *Napędy i Sterowanie* 4, 2016, 110–113.
- [4] Patent PCT/FR1998/001483.
- [5] Wołoszczuk D.: *Historia komunikacji miejskiej w Szczecinie*. <http://www.ts.szczecin.pl/doc/Historia.pdf>
- [6] Schlager N., Weisblatt J.: *Alternative Energy*. Volume I. UXL, 2006.
- [7] Śliwiński P.: *Porównanie zjawisk w hydraulicznych silnikach satelitowych zasilanych emulsją wodno-olejową lub olejem*. Praca doktorska. Politechnika Gdańska, Wydział Mechaniczny, 2006.

Mgr Adam Ilnicki

e-mail: a.ilnicki@doktorant.po.edu.pl

Absolwent Wydziału Gospodarki Narodowej Akademii Ekonomicznej we Wrocławiu o specjalności Marketing i Zarządzanie oraz Wyższej Szkoły Zarządzania i Administracji w Opolu. Autor patentów: *Maszyna z obrotowym wirnikiem*: PL214371 i PL218357 Doktorant Wydziału Mechanicznego Politechniki Opolskiej. Prace naukowe prowadzi z zakresu budowy maszyn.



Dr hab. inż. Mariusz R. Rząsa

e-mail: m.rzasa@po.opole.pl

Absolwent Wydziału Elektrycznego Politechniki Opolskiej o specjalności Automatyka i metrologia elektryczna. Zatrudniony w Katedrze Techniki Ciepłej i Aparatury Przemysłowej Politechniki Opolskiej. Posiada stopień doktora o specjalności Budowa i Eksploatacja Maszyn. Habilitację uzyskał na Wydziale Inżynierii Mechanicznej i Informatyki, Politechniki Częstochowskiej. Prace naukowe prowadzi z zakresu pomiaru przepływów dwufazowych.



otrzymano/received: 15.06.2016

przyjęto do druku/accepted: 22.11.2017