

PROPOZYCJA NAPĘDU HYBRYDOWEGO DLA POJAZDÓW ROLNICZYCH

Ireneusz Hetmańczyk

Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych, Wydział Mechaniczny, Politechnika Opolska

Łukasz Winchula

Absolwent Politechniki Opolskiej

Streszczenie. Wielkość sprzedaży pojazdów z napędem hybrydowym pozostaje na niskim poziomie. Koszt zakupu takich pojazdów często przekracza o ponad 50% cenę pojazdu z konwencjonalnym układem napędowym. Potencjalne oszczędności związane ze zwiększoną sprawnością układu napędowego nie zrekompensują szybko wyższego kosztu zakupu. Jednak grono nabywców takich pojazdów sukcesywnie zwiększa się, co zachęca kolejnych producentów do opracowywania nowych konstrukcji pojazdów i maszyn rolniczych z napędem hybrydowym. W opracowaniu przedstawiono rozważania dotyczące najczęściej występującej kombinacji - silnika spalinowego i elektrycznego oraz autorskiej koncepcji połączenia napędu spalinowego i pneumatycznego z uwzględnieniem wpływu przemian termodynamicznych na sprawność procesu.

Słowa kluczowe: napęd hybrydowy, maszyny rolnicze, napęd pneumatyczny

Wprowadzenie

Przez długi okres czasu panowało przekonanie o nieopłacalności stosowania rozwiązań hybrydowych w napędzie maszyn rolniczych. Ale światowe trendy związane z ochroną środowiska naturalnego i jego zasobów oraz sukcesywnie zaostrzane normy emisji spalin doprowadziły do rywalizacji pomiędzy producentami i zmieniły podejście do technologii hybrydowej. Od kilku lat można zaobserwować sukcesywne przenoszenie filozofii napędu hybrydowego z pojazdów samochodowych do pojazdów rolniczych. Jednak nie wszystkie rozwiązania można przenieść wprost. Ze względu na różnice w pracy maszyn rolniczych i pojazdów drogowych, wymagają one specyficznego podejścia. W większości samochodów hybrydowych montowane są systemy odzyskiwania energii kinetycznej, mające zwiększać wydajność napędu elektrycznego i tym samym przedłużyć znacznie czas jazdy na nim a także sumaryczny zasięg samochodów hybrydowych. Jednak takie rozwiązanie nie ma uzasadnienia w przypadku maszyn rolniczych poruszających się ze znacznie mniejszymi prędkościami, często w trudnym terenie. Dużo większe oszczędności można uzyskać

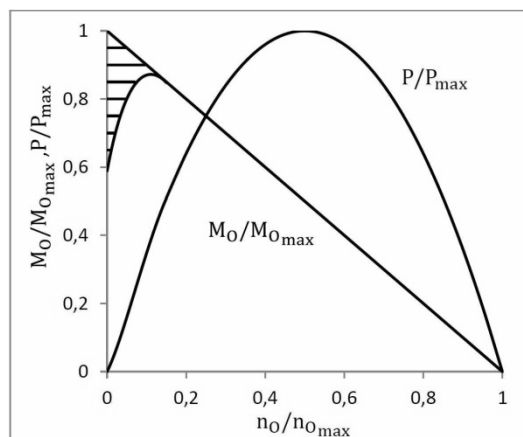
optymalizując punkt pracy silnika spalinowego pod względem zużycia paliwa czy emisji substancji szkodliwych. Również czas pracy maszyny z małym obciążeniem, częste ruszania i postoje to potencjalne obszary, gdzie napęd hybrydowy może wykazać swoją przewagę nad napędem klasycznym [Silka, Hetmańczyk 2008].

Napęd hybrydowy

Pod pojęciem napędu hybrydowego rozumiemy najczęściej współpracę silnika spalinowego i silnika/generatora elektrycznego. W zależności od udziału oraz zakresu czasu pracy silnika elektrycznego wyróżniono pojęcia: napęd mikrohybrydowy, półhybrydowy i pełnohybrydowy. Rozbudowa układów elektronicznych i elektrycznych stosowanych w pojazdach spowodowała zwiększone zapotrzebowanie na energię elektryczną. Moc generowana przez alternator pojazdu zwiększyła się kilkukrotnie. Utrzymująca się tendencja, aby zastępować mechaniczny napęd urządzeń pomocniczych elektrycznym doprowadziła do sytuacji, w której klasyczny alternator został zastąpiony generatorem (prądnicą) o mocy od 5 do 25 kW w zależności od zapotrzebowania. Jako przykład można podać ciągnik John Deere 7530 E Premium uznawany za pojazd mikrohybrydowy. Zastosowano w nim prądnicę prądu przemiennego o mocy 20 kW, zamontowaną bezpośrednio na wale korbowym. Takie rozwiązanie umożliwia zasilanie wentylatora, pompy wodnej, sprężarki oraz klimatyzacji a także zewnętrznego odbiornika o mocy 5 kW. Uniezależnienie napędu urządzeń pomocniczych od prędkości obrotowej silnika spowodowało spadek zużycia paliwa oraz wzrost mocy udostępnianej w dolnym zakresie prędkości obrotowej o kilka kW [Mumme M. 2011].

Potencjalni nabywcy identyfikują napęd hybrydowy pojazdów najczęściej, jako spalinowo-elektryczny jednak w opracowaniu przedstawiono inny rodzaj napędu hybrydowego – spalinowo-pneumatyczny [Hetmańczyk 2012]. W dobie dywersyfikacji nośników energii warto zwrócić uwagę na możliwość napędzania pojazdów sprężonym powietrzem poprzez użycie napędu pneumatycznego. W XIX w. technologia ta skutecznie wyparła w niektórych miastach we Francji konie ciągnące tramwaje, stanowiąc również potencjalną konkurencję dla lokomotyw parowych. Jednak gwałtowny rozwój silników spalinowych na początku XX wieku spowodował porzucenie tej technologii. Dziś pojazdy napędzane sprężonym powietrzem mają zastosowanie niszowe, głównie w kopalniach lub w przemyśle chemicznym. Zaletą determinującą ich użycie jest bezpieczeństwo, gdyż nie stwarzają ryzyka inicjacji zapłonu w przypadku wystąpienia w powietrzu substancji łatwopalnych bądź wybuchowych. Ze względu na postęp nauki i techniki warto ponownie rozważyć możliwość zastosowania sprężonego powietrza, jako źródła napędu pojazdów. Znanie producenci tacy jak Volvo, Honda, Nissan czy General Motors również podjęły temat napędu pneumatycznego, czego dowodem były pojazdy koncepcyjne zaprezentowane w Los Angeles w roku 2010 podczas LA Auto Show [www.laautoshow.com/dc10/].

Napęd pneumatyczny podobnie jak elektryczny cechuje się korzystną charakterystyką momentu obrotowego (rys. 1), zapewniającą jego wysoką wartość podczas ruszania z miejsca [Hetmańczyk I. i in. 2012]. Również sterowanie oboma typami napędu jest wygodne i nieskomplikowane. Jednak różnice uwiadcniają się w przypadku wytwarzania i przechowywania nośnika energii, użytkowania pojazdu oraz ewentualnej późniejszej jego utylizacji.



Rys. 1. Wykres mocy i momentu dla przykładowego silnika pneumatycznego

Fig. 1. The graph of power and the moment for exemplary pneumatic engine

Źródło: opracowanie własne

Obliczenia

W literaturze można znaleźć przykłady obliczeń związanych ze sprawnością procesy sprężania i rozprężania powietrza [Bossel 2009; Creutzig i in. 2009, 2010]. Kluczową sprawą jest wyznaczenie sprawności procesu, musimy wiedzieć ile energii potrzeba by napełnić zbiornik powietrzem do ciśnienia np. 30 MPa przy temperaturze otoczenia równej 20°C oraz ile energii możemy uzyskać przy ekspansji tego czynnika w silniku pneumatycznym. W przytaczanych pracach potraktowano powietrze, jako gaz idealny. Analiza nie przewidywała strat energii mechanicznej i elektrycznej. Jako miarę energii zgromadzonej w sprężonym powietrzu przyjęto wartość pracy absolutnej izotermicznego sprężania suchego powietrza o ciśnieniu początkowym 0,1 MPa. Obliczenia zostały wykonane dla jednostopniowej przemiany politropowej przy $n \in \{1; 1,1; 1,2; 1,3; 1,4\}$, oraz dla przemiany cztero-stopniowej, w skład, której wchodzi cztery przemiany politropowe z międzystopniowym, izobarycznym wyrównaniem temperatury z temperaturą otoczenia. Szczególną uwagę zwrócono na przemianę adiabatyczną ($n=1,4$), która jest zbliżona do zwykle występujących termicznych przemian gazów w technice. Na podstawie obliczeń wykazano, że sprawność energetyczna dla kompresji i ekspansji przeprowadzonych w jednym stopniu:

$$\eta_c = \eta_k \eta_e = 9,15\%, \quad (1)$$

gdzie:

- η_c – sprawność całkowita,
- η_k – sprawność procesu kompresji,
- η_e – sprawność procesu ekspansji.

Dla kompresji i ekspansji przeprowadzonych w czterech stopniach sprawność wyniosła:

$$\eta_c = \eta_k \eta_e = 61,01\% . \quad (2)$$

W cytowanej pracy stwierdzono ponadto, iż zmniejszenie wartości wykładnika politropy, poprzez zwiększenie wymiany ciepła, poprawiłoby sprawność wewnętrzną przemian. Na podstawie analizy, autorzy wysunęli wnioski, że nawet po uwzględnieniu pozostałych strat energetycznych, samochody napędzane sprężonym powietrzem wydają się być potencjalną opcją w lokalnym transporcie [Bossel U. 2009].

Inne próby analizy tego tematu opierały się na podobnych założeniach. W każdym przypadku zakładano, że powietrze jest gazem idealnym. W pracach, o których mowa, odnoszono się do parametrów charakteryzujących pojazdy produkowane przez przedsiębiorstwo MDI [www.mdi.lu]. Na podstawie przemian politropowych w cyklu od kompresji przy produkcji sprężonego powietrza do ekspansji podczas pracy pojazdu, starano się wyznaczyć sprawność energetyczną modelowego szeregu procesów. W żadnej pracy nie ujęto analizy ilościowej strat energetycznych występujących podczas procesów towarzyszących przemianom termodynamicznym powietrza.

Podstawowymi przyczynami strat energii w napędach pneumatycznych są:

- wycieki przez nieszczelności w układzie oraz przecieki wewnętrzne w silniku,
- opory przepływu czynnika w przewodach,
- tarcie elementów silnika,
- opory przepływu podczas odprowadzania powietrza z silnika do atmosfery,
- charakter przemian termodynamicznych.

Zarówno straty mechaniczne, jak i nieszczelności można zmniejszyć przez smarowanie silnika. Wymaga to jednak zastosowania dodatkowych filtrów na wyjściu, gdyż olej byłby emitowany do środowiska w postaci pary lub zawiesiny. Filtracja taka byłaby jednak przyczyną znaczącego dławienia. Likwidacja strat związanych z oporami przepływu jest problemem złożonym i koliduje z ogrzewaniem czynnika przed silnikiem, w celu zwiększenia jego objętości właściwej. Zwiększenie strumienia ciepła płynącego przez ścianki przewodów wymaga zwiększenia stosunku ich obwodu do pola powierzchni przekroju poprzecznego. Prowadzi to do powiększenia wymiarów przewodów lub zastosowania przed silnikiem komory, w której przy małej prędkości przepływu dochodzi do podgrzania czynnika. Źródłem ciepła w tym przypadku może być powietrze atmosferyczne, jednak, jeśli strumień potrzebnego ciepła okaże się zbyt wysoki, zajdzie potrzeba użycia źródła o znacznie wyższej temperaturze. Warto w tym miejscu wspomnieć o możliwości zastosowania akumulatorów ciepła – podczas sprężania istnieje konieczność chłodzenia czynnika w celu podniesienia sprawności procesu, z kolei podczas rozprężania może dochodzić do szronienia, czy nawet zamarznięcia reduktora. Wykorzystanie ciepła odpadowego powstającego podczas sprężania do ogrzewania czynnika podczas ekspansji, przyczyniłoby się do poprawy bilansu energetycznego procesu.

Głównym aspektem związanym z długotrwałą akumulacją energii w postaci sprężonego powietrza jest jego ciśnienie. Jego wartość jest determinowana przez możliwość uzyskania transmisji i magazynowania czynnika.

Objętość zbiorników na sprężone powietrze jest uzależniona od klasy oraz architektury pojazdu. W celu uzyskania przybliżonego obrazu, założono objętość zbiornika równą 0,26 m³ wzorując się na wspomnianym wcześniej projekcie firmy MDI. Objętość jest wielkością addytywną, dlatego łatwo można odnieść się do innej możliwej wartości.

Ze względu na objętość opracowania nie jest możliwe zaprezentowanie pełnego cyklu obliczeń termodynamicznych, dlatego w artykule przedstawiono jedynie najważniejsze wzory bez ich wyprowadzenia.

Elementem uniwersalnym dla instalacji sprężarkowych, który można poddać analizie, jest zbiór nieuniknionych przemian termodynamicznych, pozwalających oszacować ilość energii potrzebnej do wytworzenia sprężonego powietrza. W celu opisanie przemian energetycznych podczas sprężania, obliczono wartości pracy oraz ciepła podczas przemiany równowagowej. Podczas kompresji gazu, dla jego masy m , obowiązuje zależność na pracę bezwzględną całkowitą:

$$W_c = - \int_{V_1}^{V_2} p dV = -m \int_{v_1}^{v_2} p dv \quad (3)$$

gdzie:

- W_c – praca całkowita,
- m – masa,
- p – ciśnienie.

Jeżeli pracę konieczną do sprężenia 1kg czynnika opisano przez:

$$w_c = \frac{W_c}{m}, \quad (4)$$

gdzie:

- w_c – praca całkowita odniesiona do masy,

a parametry stanu wyrażono przez parametry zredukowane, wówczas otrzymamy:

$$w_c = -p_{psk} v_{psk} \int_{v_1}^{v_2} p_r dv_r, \quad (5)$$

gdzie:

- p_{psk} – ciśnienie dla parametrów pseudokrytycznych,
- v_{psk} – objętość właściwa dla parametrów pseudokrytycznych.

Podstawiając powyższą zależność oraz równanie stanu z pracy *Baehr'a* i *Schwieb'a* [1961] do równania (5), otrzymujemy:

$$w_c = -p_{psk} v_{psk} \int_{\rho_{r2}}^{\rho_{r1}} \sum_{i=0}^8 \left(k_{1i} T_r + k_{2i} + \frac{k_{3i}}{T_r} + \frac{k_{4i}}{T_r^2} \right) \rho_r^{i-2} d\rho_r, \quad (6)$$

gdzie:

- k_{ni} – współczynniki (tabela 1),
- ρ_r – gęstość zredukowana,
- T_r – temperatura zredukowana.

Dla przemian izotermicznych, w których $T_r = \text{const.}$ równanie przyjmuje postać:

$$w_c = -p_{psk} v_{psk} \sum_{i=0}^8 \left(k_{1i} T_r + k_{2i} + \frac{k_{3i}}{T_r} + \frac{k_{4i}}{T_r^2} \right) \int_{\rho_{r2}}^{\rho_{r1}} \rho_r^{i-2} d\rho_r \quad (7)$$

i wyraża pracę absolutną przemiany izotermicznej dla suchego powietrza. Współczynniki k_{ni} zawarto w tabeli 1.

Aby obliczyć ciepło wydzielone podczas przemiany, wykorzystano poniższą zależność odniesioną do masy:

$$q_c = \frac{Q_c}{m} = \Delta i - w_c + p_{ot}v_{ot} - p_z v_z, \quad (8)$$

gdzie:

- q_c – ciepło przypadające na jednostkę masy,
- Q_c – ciepło całkowite,
- Δi – przyrost entalpii,
- p_{ot} – ciśnienie otoczenia,
- v_{ot} – objętość otoczenia,
- p_z – ciśnienie w zbiorniku,
- v_z – objętość zbiornika.

Korzystając z algebraicznej interpretacji pierwszej zasady termodynamiki:

$$\Delta u = q_c + w_c, \quad (9)$$

gdzie:

- Δu – przyrost energii wewnętrznej właściwej,
- możemy wyznaczyć zmianę energii wewnętrznej właściwej.

Tabela 1. Współczynniki do wyznaczenia temperatury i ciśnienia dla wzoru (7)

Table 1. Coefficients for determination of the temperature and pressure for the formula (7)

i	k_{1i}	k_{2i}	k_{3i}	k_{4i}
0	0	0	0	0
1	3,163226	0	0	0
2	1,403675	-3,700568	1,011764	-2,642319
3	1,218723	-0,342901	-7,83783	11,810243
4	-4,638103	14,949391	-3,400622	-16,508303
5	8,471869	-30,578323	19,839518	16,329113
6	-6,921086	26,394743	-20,516638	-9,896072
7	2,738986	-10,874051	9,748745	2,425508
8	-0,435251	1,824133	-1,930506	0

Źródło: obliczenia własne

Dla przykładowych wartości $T_{ot} = 20^\circ\text{C}$ i $p_{30} = 30 \text{ MPa}$ otrzymano:

$$w_c \approx 471,5 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}. \quad (10)$$

Różnica entalpii właściwych:

$$\Delta i = i_{spr} - i_{ot} \approx (249,2 - 293,5) \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} = -44,3 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \quad (11)$$

gdzie:

- i_{spr} – entalpia właściwa procesu sprężania,
- i_{ot} – entalpia właściwa otoczenia,

wyraża zmianę entalpii właściwej przy sprężaniu. Ciepło przemiany obliczono z wcześniej przedstawionej zależności (8):

$$q_c \approx -44,3 + 471,5 + (1 \cdot 0,8417 - 300 \cdot 0,0031) \cdot 10^5 \approx -524,6 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}. \quad (12)$$

Odnosząc się do powyższych wartości, otrzymujemy z równania (9):

$$\Delta u = -524,6 + 471,5 = -53,1 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}. \quad (13)$$

Postępując zgodnie z tokiem przedstawionym powyżej, wyznaczono wartości pracy bezwzględnej całkowitej, ciepła całkowitego oraz zmiany energii wewnętrznej dla izotermicznego sprężania suchego powietrza. Na podstawie wyników sporządzono wykresy zamieszczone na rysunkach 2÷4. Uwzględnivszy wpływ pracy kompresji otoczenia, uzyskano wartość pracy przypadającej na jednostkę masy:

$$w_m = w_c - p_{ot}(v_{ot} - v_{zp}), \quad (14)$$

gdzie:

v_{zp} – objętość zbiornika pojazdu.

Po podstawieniu wartości obliczono:

$$w_m = 471,5 - 0,1 \cdot (0,8417 - 0,0031) = 387,64 \text{ kJ} \cdot \text{kg}^{-1}. \quad (15)$$

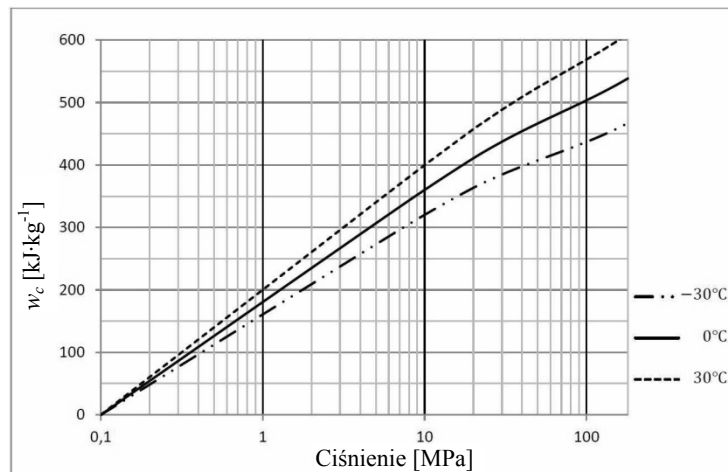
W ten sposób uzyskano dane do utworzenia wykresu przedstawiającego wartości w funkcji ciśnienia oraz temperatury (rys. 5, 6).

Dla określenia możliwości magazynowania, znacznie istotniejszą wielkością jest w_v (rys. 7).

$$w_v = w_m \rho. \quad (16)$$

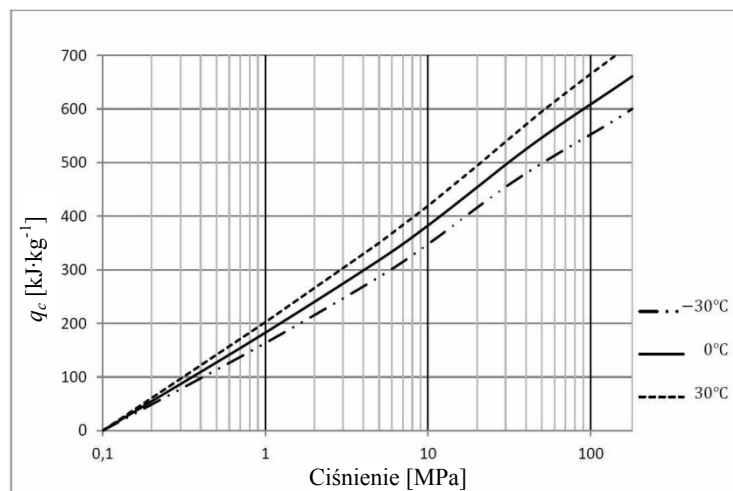
Dla przykładowych wartości $T_{ot} = 20^\circ\text{C}$ i $p_{30} = 30 \text{ MPa}$ otrzymano:

$$w_v = 471,5 \cdot 322,63 = 152,1 \text{ kJ} \cdot \text{dm}^{-3}. \quad (17)$$



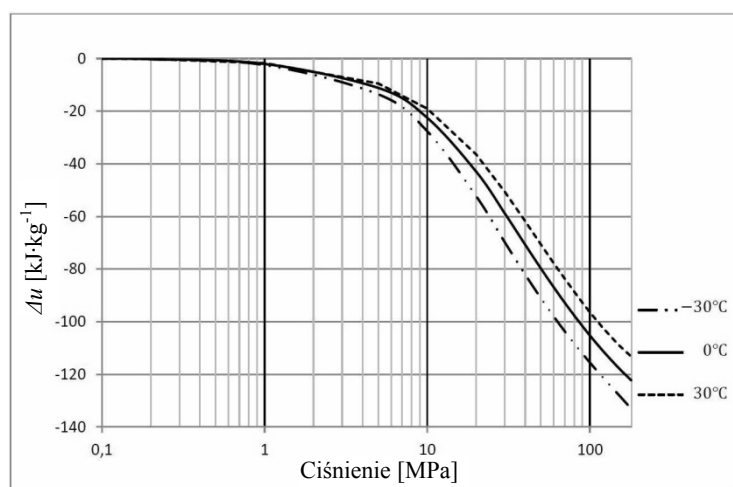
Źródło: opracowanie własne

Rys. 2. Wykres pracy bezwzględnej całkowitej od ciśnienia
Fig. 2 Graph of the absolute work from the pressure



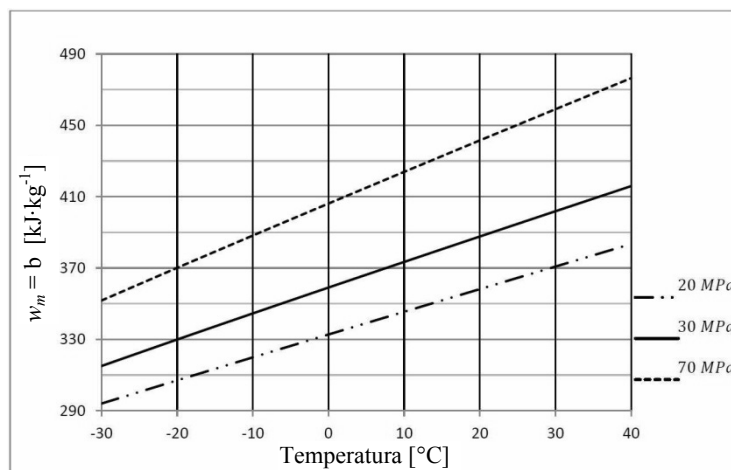
Źródło: opracowanie własne

Rys. 3. Wykres ciepła całkowitego od ciśnienia
Fig. 3 Graph of the total heat from the pressure



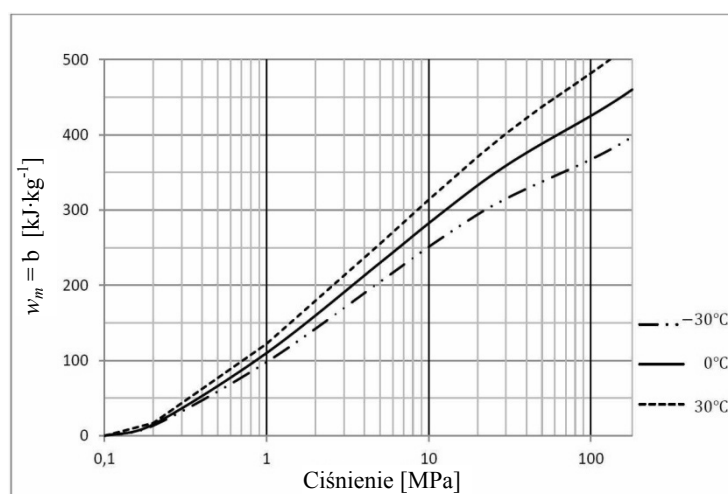
Źródło: opracowanie własne

Rys. 4. Wykres zmian energii wewnętrznej właściwej od ciśnienia
Fig. 4 Graph of changes in the internal specific energy from the pressure



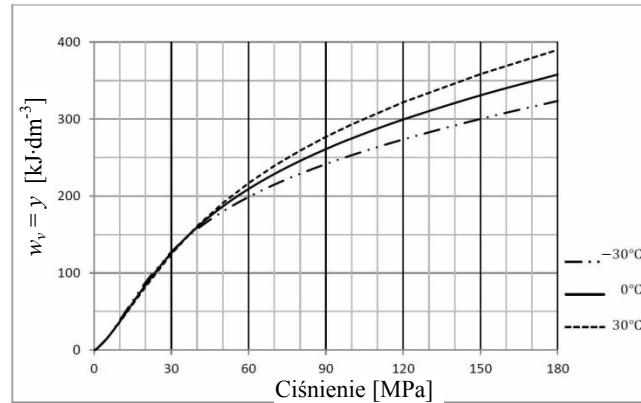
Źródło: opracowanie własne

Rys. 5. Wykres zależności pracy w_m lub egzergii właściwej od temperatury
Fig. 5. Graph of the relation of the work or specific exergy from the temperature



Źródło: opracowanie własne

Rys. 6. Wykres zależności pracy w_m lub egzergii właściwej od ciśnienia
Fig. 6. Graph of the relation of the work or specific exergy from the pressure



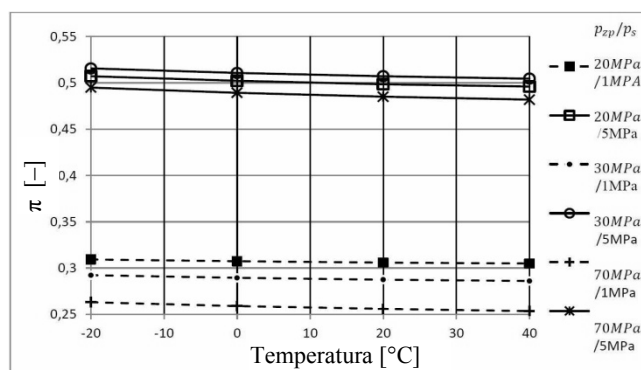
Źródło: opracowanie własne

Rys. 7. Wykres zależności pracy w_p lub gęstości egzergii od ciśnienia

Fig. 7. Graph of the relation of the work or specific exergy from the pressure

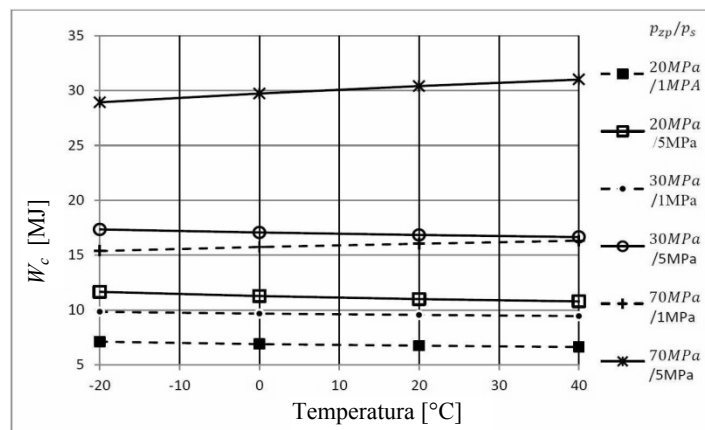
Dla wartości przykładowych parametrów magazynowania sprężonego powietrza w zbiorniku pojazdu oraz ciśnień wymaganych do jego napełnienia, wyznaczono wartości pracy oraz ciepła dla izotermicznego sprężania suchego powietrza. Na podstawie obliczonych wartości, wyznaczono stosunek maksymalnej pracy, jaką może wykonać czynnik umieszczony w zbiorniku pojazdu do minimalnej pracy potrzebnej do jego sprężenia (w warunkach izotermicznych). Po uwzględnieniu przyjętych dwóch wariantów wartości ciśnienia wejściowego dla silnika możliwe było wyznaczenie stosunku *pracy bezwzględnej całkowitej* oddanej przez czynnik w silniku, do *pracy bezwzględnej całkowitej* potrzebnej do sprężenia czynnika. Wartości te oznaczone jako Π , zamieszczono na rysunku 8.

Po odniesieniu się do założonej (przyjętej w celach porównawczych) objętości zbiornika wynoszącej $0,26 \text{ m}^3$, obliczono wartości wielkości W_s oznaczającej *pracę bezwzględną całkowitą*, jaką można uzyskać podczas ekspansji sprężonego powietrza w silniku. Wyniki zostały przedstawione na rysunku 9.



Źródło: opracowanie własne

Rys. 8. Wykres wartości Π dla wybranego obszaruFig. 8. Graph of the Π value for the selected area



Źródło: opracowanie własne

Rys. 9. Wykres zależności pracy bezwzględnej całkowitej W_s od temperatury
Fig. 9. Graph of the relation of the work from the temperature

Podsumowanie

Kluczowym elementem w analizie opłacalności zastosowania sprężonego powietrza do napędu pojazdów jest przepływ ciepła podczas procesów termodynamicznych. Jest to zagadnienie skomplikowane zarówno pod względem technologicznym, jak i logistycznym. Jednak bez rozwiązania tego problemu zastosowanie sprężonego powietrza do napędu pojazdów i maszyn będzie w dalszym ciągu marginalne ze względu na sprawność ogólną proponowanego rozwiązania na poziomie kilku procent, porównywalną ze sprawnością konwencjonalnych układów napędowych. Jednak istnieje możliwość implementacji przedstawionej koncepcji w pojazdach pracujących w specyficznych warunkach np. pojazdy sadownicze, gdzie silnik spalinowy (klasycznego napędu) pracuje w obszarze charakterystyki o bardzo niskiej sprawności [Hetmańczyk i in. 2012]. W tym przypadku napęd hybrydowy (również pneumatyczny) może wykazać swoją przewagę nad klasycznym układem napędowym dzięki pracy jednostki spalinowej (pracującej w układzie hybrydowym) w optymalnym obszarze charakterystyki silnika.

Bibliografia

- Baehr H.D., Schwier K.** (1961): Die thermodynamischen Eigenschaften der Luft im Temperaturbereich zwischen und bis zu Drücken von 4500 bar, Berlin
- Bossel U.** (2009): Thermodynamic Analysis of Compressed Air Vehicle Propulsion, Oberrohrdorf
- Creutzig F. i in.** (2009): Economic and environmental evaluation of compressed-air cars
- Creutzig F., Papon A., Schipper L.** (2010): Compressed Air Vehicles: A Drive Cycle Analysis Of Vehicle Performance, Environmental Impacts, And Economic Costs
- Hetmańczyk I.** (2012): Koncepcja hybrydowego układu napędowego do pojazdów rolniczych, Inżynieria Rolnicza, Kraków (w druku)

Hetmańczyk I., Hepner W., Matuszek D., Szwedziak K. (2011): Koncepcja pojazdu sadowniczego z napędem pneumatycznym, *Inżynieria Rolnicza*, 5(130), 81-89.

Mumme M. (2011): Napęd hybrydowy wkracza do rolnictwa. *AGROmechanika* 11/2011. ISSN 1895-5029.

Silka W., Hetmańczyk I. (2008): Analiza wpływu stylu jazdy na energochłonność ruchu samochodu. Teka Komisji Naukowo-Problemovej Motoryzacji. Konstrukcja, badania, eksploatacja, technologia pojazdów samochodowych i silników spalinowych. PAN Kraków. Zeszyt 33-34. ISSN 1642-1639. 373-381.

www.laautoshow.com/dc10/, 30.01.2012

www.mdi.lu:actualité, 30.01.2012

HYBRID DRIVE FOR AGRICULTURAL VEHICLES

Abstract. Wielkość sprzedaży pojazdów z napędem hybrydowym pozostaje na niskim poziomie. Koszt zakupu takich pojazdów często przekracza o ponad 50% cenę pojazdu z konwencjonalnym układem napędowym. Potencjalne oszczędności związane ze zwiększoną sprawnością układu napędowego nie zrekompensują szybko wyższego kosztu zakupu. Jednak grono nabywców takich pojazdów sukcesywnie zwiększa się, co zachęca kolejnych producentów do opracowywania nowych konstrukcji pojazdów i maszyn rolniczych z napędem hybrydowym. W opracowaniu przedstawiono rozważania dotyczące najczęściej występującej kombinacji - silnika spalinowego i elektrycznego oraz autorskiej koncepcji połączenia napędu spalinowego i pneumatycznego z uwzględnieniem wpływu przemian termodynamicznych na sprawność procesu. The size of the sales of the hybrid drive vehicles is low. The purchase cost of such vehicles often exceeds the price of a vehicle with the conventional driving system of over 50%. Possible savings connected with the increased efficiency of the driving system will not compensate the higher cost of purchase quickly. However the purchasers group of such vehicles is successively increasing what encourages next producers to work out new structures of vehicles and agricultural machines with the hybrid drive. This work presents a discussion on the most popular combination - the combustion and electric engine and the author's conception of connecting the combustion and air drive including the influence of thermodynamic processes on the efficiency of the process.

Key words: hybrid drive, agricultural machines, pneumatic drive mechanism

Adres do korespondencji:

Ireneusz Hetmańczyk; e-mail: i.hetmanczyk@po.opole.pl

Katedra Pojazdów Drogowych i Rolniczych

Politechnika Opolska,

ul. Mikołajczyka 5

45-271 Opole



*Dofinansowanie ze środków Wojewódzkiego Funduszu Ochrony Środowiska
i Gospodarki Wodnej w Opolu*