ANDRZEJ SADOWSKI
BOGDAN ŻÓŁÓWSKI
Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy

BADANIE ROZPŁYWU ENERGII POJAZDU SAMOCHODOWEGO

Streszczenie

W niniejszym opracowaniu przedstawiono próbę scharakteryzowania układu napędowego samochodu ciężarowo – terenowego STAR 266 jako przykładu samochodu o napędzie (6X6) na wszystkie trzy osie pojazdu. Obliczenia rozpływu energii dokonane zostały w sposób pośredni, na podstawie średnich sprawności mechanicznych poszczególnych podzespołów z uwzględnieniem szczegółowej budowy. Przedstawiono także straty mocy w oparciu o wyliczenia sprawności układu przeniesienia napędu i charakterystykę współpracującego z nim silnika.

Słowa kluczowe: rozpływ energii, układ przeniesienia napędu, sprawność, straty energii

1. Wprowadzenie

W celu obliczenia rozpływu energii w pojeździe niezbędna jest znajomość mocy silnika lub charakterystyk momentu i prędkości obrotowej silnika danego pojazdu, te niezbędne dane możemy pozyskać w wyniku uprzednio przeprowadzonych badań silnika na stanowisku dynamometrycznym, lub w wyniku pełnych badań rozpływu energii nie tylko układu przeniesienia napędu lecz także silnika. Sprawność układu przeniesienia napędu stanowi iloczyn sprawności poszczególnych podzespołów: sprzęgła, przekładni, wałów z przegubami oraz mostu napędowego. W układzie napędowym, pozbawionym urządzeń pracujących z ciągłym poślizgiem, dominującym źródłem strat energetycznych są przekładnie. Dla dokładnego zobrazowania strat występujących w tym układzie konieczna jest wnikliwa analiza zjawisk zachodzących w każdym z wybranych elementów przekazujących napęd i próba dokonania obliczeń występujących strat energii.

2. Bilans energetyczny silnika

Bilans cieplny silnika to zestawienie rozdziału ciepła dostarczonego do silnika na prace użyteczną i poszczególne straty.

2.1. Zewnętrzny bilans energetyczny silnika

Zewnętrzny bilans cieplny (bilans cieplny całego silnika) opiera się na pomiarach energii mechanicznej oraz energii cieplnej oddawanej przez silnik na zewnątrz. Wykorzystywany najczęściej ze względu na brak trudności w jego sporządzaniu.

Aby określić poszczególne składniki bilansu, należy zmierzyć te parametry, które są potrzebne do ich obliczenia. Jednak w praktyce nie jest możliwe wykonanie takich pomiarów, w oparciu, o które można by obliczyć lub ustalić w inny sposób wszystkie pozycje bilansu.

W związku z tym, pewne wielkości występujące w bilansie przyjmuje się umownie, np. jako dopełnienie do 100%. Bilans energetyczny silnika spalinowego składa się w zasadzie z trzech

głównych pozycji, a mianowicie:

- ciepło doprowadzone z paliwem,
- praca użyteczna,
- straty: chłodzenia, niezupełnego spalania, wylotowa, mechaniczna; tarcia i napędów pomocniczych i inne.

Ogólne równanie bilansu zewnętrznego ma postać:

$$Q = Q_e + Q_{ch} + Q_w + Q_n + Q_r \tag{1}$$

Q – ciepło dostarczone do silnika w J/h
Q_e – ciepło użyteczne (zamienione na pracę użyteczną) w J/h
Q_{ch} – ciepło chłodzenia w J/h
Q_w – ciepło wydechu w J/h
Q_n – straty niezupełnego lub niecałkowitego spalania w J/h
Q_r – reszta bilansu w J/h

Zasadnicze zestawienie bilansowe można przedstawić także innym równaniem:

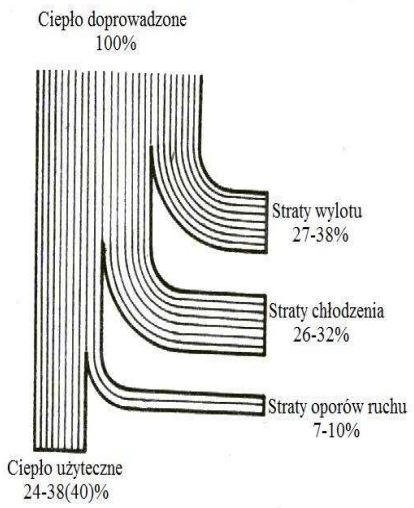
$$Q_o = Q_u + \Sigma S \tag{2}$$

lub

$$Q_o = Q_u + S_{chl} + S_{odl} + S_{co} + S_m + \Sigma S_{str}$$

gdzie:
Q_o – strumień energii cieplnej dostarczonej z paliwem, kW
Q_u – strumień energii użytecznej, moc użyteczna, zmierzona, kW
ΣS – suma strat, kW
S_{chl} – strumień cieplny chłodzenia, strata chłodzenia, kW
S_{odl} – strumień cieplny odprowadzonych spalin, strata odlotowa, kW
S_{co} – strumień cieplny niezupełnego spalania, strata niezupełnego spalania, kW
S_m – strumień strat mechanicznych, straty mechaniczne, kW
ΣS_{str} – inne straty, kW

Do graficznego przedstawienia bilansu cieplnego służy wykres zwany wykresem Sankey'a (rys. 1) obrazujący drogi rozpływu energii dostarczonej w paliwie na zewnątrz silnika, przy czym z wykresu tego oprócz poszczególnych najważniejszych strat określić można też ich wzajemne powiązania [6].



Rysunek 1. Wykres Sankey´a przedstawiający w przybliżeniu bilans energetyczny (cieplny) silnika
Źródło: [6].

Tabela 1. Przeciętne wartości procentowe poszczególnych składników bilansu cieplnego

Rodzaj silnika	q_e	q_{ch}	q_w+q_n	q_r
Silniki ZI	24 ÷ 32 %	32 ÷ 30 %	36 ÷ 40 %	≈ 8 %
Silniki ZS	32 ÷ 38 %	28 ÷ 25 %	30 ÷ 27 %	≈ 10 %

Źródło: [6].

Podane na rys. 1 informacje nie są precyzyjne i stanowią jedynie przybliżone wartości przeciętne. Obecnie w wysokodoładowanych silnikach ZS wartość energii zamienionej na pracę użyteczną Q_u osiąga i przekracza 50% energii doprowadzonej do silnika [12].

Równanie bilansu cieplnego można również przedstawić w postaci procentowej, przyjmując ciepło dostarczone do silnika jako 100%.

$$q_e + q_{ch} + q_w + q_n + q_r = 100\% \tag{3}$$

Bilans odnosi się do energii doprowadzonej z paliwem, którą przyjmuje się za 100%, wyrażając następnie poszczególne pozycje bilansu jako procentowe składniki (rys. 1). Wówczas stosunek pracy użytecznej do ciepła doprowadzonego daje sprawność ogólną silnika.

Cały bilans można odnieść do jednostki czasu, czyli podzielić wszystkie pozycje występujące w bilansie przez czas wykonania bilansu. Uzyskamy wówczas bilans strumieni energii, a jeżeli czas pomiaru dąży do zera to będzie to bilans mocy [2].

Postać bilansu cieplnego w znacznym stopniu zależy od warunków pracy silnika. Zmiany obciążenia, prędkości obrotowej, temperatury w układzie chłodzenia itd. powodują zmiany rozdziału

ciepła i dlatego w celu uzyskania pełnego obrazu rozdziału ciepła wyznacza się bilanse cieplne dla różnych warunków pracy.

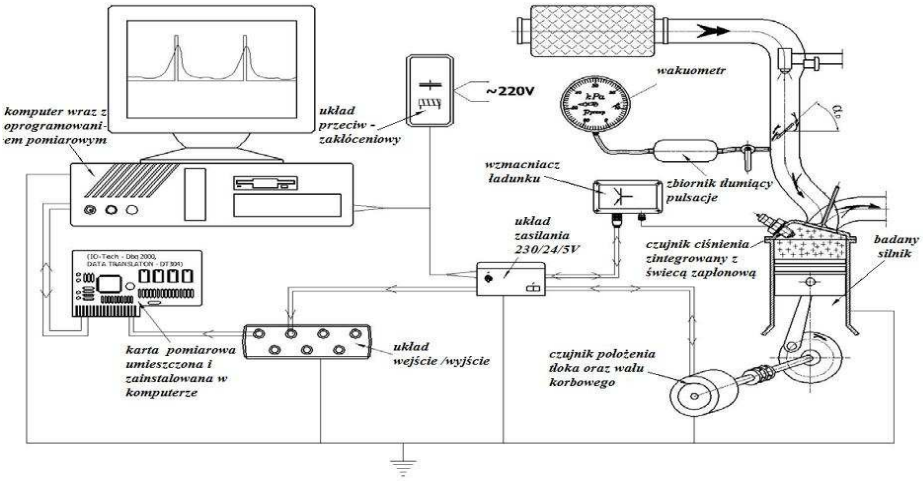
Wartości strat wylotu i chłodzenia zależą od warunków eksploatacyjnych i od konstrukcji silnika. Na przykład, ze wzrostem prędkości obrotowej silnika maleją straty chłodzenia wskutek skrócenia czasu zetknięcia gorących gazów ze ściankami cylindra, natomiast straty wylotu wzrastają z tej samej przyczyny.

Wyodrębnienie składowych strat ciepła umożliwia określenie wpływu poszczególnych czynników na prace silnika w różnych warunkach i ustalenie środków prowadzących do zwiększenia jej efektywności.

Straty oporów mechanicznych dzieli się na dwie grupy:

- Straty tarcia tłoka i pierścieni o gładź cylindrową oraz czopów głównych i korbowych w łożyskach; straty te są zależne głównie od prędkości obrotowej silnika oraz, w mniejszym stopniu, od jego obciążenia.
- Straty mocy związane z napędem rozrządu, pompy wtryskowej lub aparatu zapłonowego, wentylatora, pompy wodnej i olejowej oraz straty związane z pokonaniem oporów wentylacyjnych. Straty te są zależne tylko od prędkości obrotowej silnika

Wewnętrzny bilans cieplny silnika określa podział ciepła odbywający się bezpośrednio w cylindrze silnika. Wewnętrzny bilans cieplny wykonywany jest na podstawie dokładnego wykresu indykatorowego [13]. Tak sporządzony bilans umożliwia bardziej wnikliwe zbadanie pracy silnika i wpływu na nią różnych czynników. Jest trudniejszy do sporządzenia ze względu na konieczność dysponowania odpowiednią aparaturą pomiarową.



Rysunek 2. Schemat układu pomiarowego do indykacji silnika spalinowego ZI

Źródło: [7].

Moc użyteczna silnika

Moc przekazywana przez silnik odbiornikowi mocy w dowolnych warunkach pracy silnika. Moc ta jest obliczana z zależności:

$$N_e = \frac{p_e \cdot V_s \cdot n \cdot i}{\tau} \quad [W] \tag{4}$$

p_e – średnie ciśnienie użyteczne w Pa
V_s – objętość suwowa jednego cylindra
n – prędkość obrotowa silnika
i – liczba cylindrów
τ – liczba obrotów wału korbowego na jeden suw pracy

Moc użyteczną można również wyznaczyć na podstawie wyników pomiarów momentu obrotowego i prędkości obrotowej uzyskanych podczas badania silnika na stanowisku hamownianym.

$$N_e = M_o \cdot 2\pi \cdot n \quad [W] \tag{5}$$

3. Sprawność układu przeniesienia napędu

Sprawność układu przeniesienia napędu stanowi iloczyn poszczególnych podzespołów: sprzęgła, przekładni, wału z przegubami oraz mostu napędowego. Strumień mocy przepływając przez każdy z tych mechanizmów zmniejsza się, co spowodowane jest z występującymi tam oporami.

$$\eta_m = \eta_s \cdot \eta_b \cdot \eta_w \cdot \eta_p \tag{6}$$

$$\eta_m = \eta_s \cdot \eta_b \cdot \eta_r \cdot \eta_w^{\,n} \cdot \eta_p^{\,n}$$

Wzór ten można przetwarzać w zależności od badanego modelu układu, dla układu przeniesienia napędu w samochodzie terenowo – ciężarowym z napędem na trzy osie, gdzie występuje zwielokrotnienie elementów składowych układu, możemy przyjąć powyższy wzór w następującej formie:

$$\eta_m = \eta_s \cdot \eta_b \cdot \eta_r \cdot \eta_w^{\,n} \cdot \eta_p^{\,n} \tag{7}$$

Stosując powyższy wzór należy pamiętać, że podnosząc do potęgi możemy tylko sprawności podzespołów o jednakowej wartości.

3. 1. Sprzęgło

Podczas normalnej pracy bez poślizgu, jedyne straty jakie występują są to straty wentylacyjne, powstające na skutek obrotu sprzęgła w ośrodku powietrza wewnątrz zabudowanej osłony. Wprawione w ruch powietrze ociera się o elementy sprzęgła i ścianki osłony, nagrzewa się i w ten sposób część energii mechanicznej zostaje zamieniona na energię cieplną.

Straty te zależne są od prędkości obrotowej. Przy małych prędkościach obrotowych silnika straty te są bliskie zeru, a wzrastają wraz ze wzrostem prędkości obrotowej. Nie zależą one natomiast od wielkości momentu przenoszonego przez sprzęgło. Ponieważ straty są zmienne również zmienna jest sprawność mechaniczna sprzęgła ciernego. Sprzęgło jest przetwornicą prędkości i charakteryzuje się tym, że wartość momentu obrotowego na wejściu M_1 i na wyjściu M_2 są sobie równe przy różnych wartościach prędkości kątowej na wejściu $\boldsymbol{\omega_1}$ i na wyjściu $\boldsymbol{\omega_2}$

$$M_1 = M_2, \qquad \omega_1 \neq \omega_2 \tag{8}$$

Z kolei moc na wejściu N_1 i na wyjściu N_2 wynosi odpowiednio

$$N_1 = M_1\,\omega_1, \qquad N_2 = M_2\,\omega_2, \tag{9}$$

Stąd sprawność sprzęgła

$$\eta_s = \frac{N_2}{N_1} = \frac{\omega_2}{\omega_1} \tag{10}$$

Podczas ruszania samochodu z miejsca następuje wyrównywanie prędkości kątowej $\boldsymbol{\omega_1}$ i $\boldsymbol{\omega_2}$ i sprawność sprzęgła rośnie liniowo ze zwiększeniem prędkości kątowej, osiągając jedność przy $\boldsymbol{\omega_1 = \omega_2}$. Poślizg sprzęgła jest wyrażany, podobnie jak poślizg kół, sposobem względnym [10].

$$S_s = \frac{\omega_1 - \omega_2}{\omega_1} = 1 - \eta_s \tag{11}$$

Sprawność sprzęgła jest, zatem funkcją liniową stosunku prędkości kątowej, a także funkcją liniową poślizgu. Średnia wartość sprawności włączonego sprzęgła ciernego wynosi: $\eta_s = 0{,}998$

3. 2. Skrzynia biegów

Skrzynia biegów jest to mechanizm, którego zadaniem jest zmiana przełożeń dynamicznych i kinematycznych pomiędzy silnikiem, a pozostałą częścią układu napędowego.

W skrzyni biegów można wyodrębnić następujące źródła strat energetycznych:

- tarcie w łożyskach
- tarcie w uszczelnieniach
- tarcie w zazębieniach i uderzenia międzyzębne
- straty hydrauliczne

Wielkość tych strat zależy od budowy skrzynki biegów, czyli od:

- rodzaju i ilości łożysk
- rodzaju i ilości uszczelnień
- ilości kół zębatych
- dokładności wykonania zazębień i od gładkości powierzchni zębów
- ilości i lepkości oleju
- ilości i wielkości kół zębatych obracających się w oleju

Straty zależą również od warunków pracy, czyli od:

- prędkości obrotowej

- wielkości przenoszonego momentu obrotowego
- temperatury oleju

Parametry te, w trakcie ruchu pojazdu ulegają zmianie, zmienia się również sprawność η_b skrzynki biegów. Ogólnie sprawność skrzynki biegów wynosi

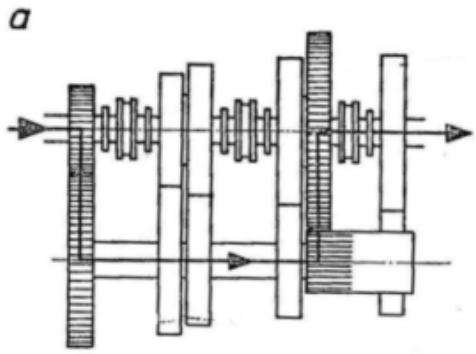
$$\eta_b = \frac{N_S - N_T}{N_S} = 1 - \frac{N_T}{N_S} \tag{12}$$

gdzie:

N_S – moc silnika przekazana do skrzynki biegów
N_T – moc tracona w skrzynce biegów.

Opory hydrauliczne w skrzyni biegów wynoszą od 20 % do 75% całkowitych oporów i wzrastają znacznie przy dużych prędkościach obrotowych. Zależą one w dużej mierze od ilości i od jakości zastosowanego oleju, a także temperatury i lepkość oleju.
Zmniejszenie lepkości oleju i zwiększenie temperatury powoduje znaczne zmniejszenie oporów. Np. wzrost temperatury oleju z 30° do 70° C powoduje zmniejszenie momentu oporów trzykrotne. Ponieważ temperatura oleju w skrzynce jest zależna również od temperatury otoczenia oznacza to że sprawność jest mniejsza w warunkach zimowych [1,8].
Obracając się w oleju koła zębate tracą część doprowadzonej energii na mieszanie i rozbryzgiwanie oleju. Wynika z tego, że w celu zmniejszenia tych strat koła powinny być znużone w oleju tylko na niezbędną głębokość.

Parametry pracy stopniowej skrzyni biegów zależą od, prędkości samochodu, oporów ruchu oraz zmienianego skokowo przełożenia, powodującego rozszerzenie zakresu wartości jej sprawności. Stwierdzono doświadczalnie, że w ruchu ustalonym sprawność skrzyni biegów rośnie skokowo w miarę spadku wartości przełożenia [11,8].
W wyniku analizy budowy skrzyni biegów S5 – 45 uzyskano następujące dane do obliczeń sprawności tego podzespołu dla trzech przełożeń różniących się ilością i rodzajem współpracujących kół zębatych wykorzystywanych w procesie przekazywania napędu:



Rysunek 3. Schemat przełożenia dla biegu I w skrzyni biegów S5-45

Źródło: [5].

Obliczenia sprawności skrzyni biegów do przełożenia biegu 1

Sprawność łożysk = 0,956

- 2 kulkowe * sprawność 0,998 = 0,996
- 2 stożkowe * sprawność 0,996 = 0,992
- 4 igiełkowych* sprawność 0,992 =0,968

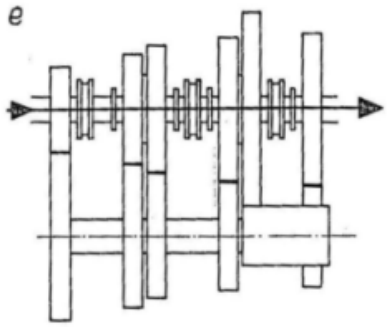
Sprawność uszczelniaczy = 0,998

- 2 uszczelniacze * sprawność 0,999 = 0,998

Sprawność zazębienia kół zębatych = 0,960

- 2 pary kół przenoszących moment obrotowy * sprawność 0,980 = 0,960
- Pozostałe 4 pary kół pozostające w stałym zazębieniu lecz nieprzenoszących napędu uwzględniono jako pracę łożyska igiełkowego.
- Uwzględnienie oporów hydraulicznych przyjęto 47,5%, posłużono się uśrednionym mnożnikiem tychże oporów podawanych w literaturze.
- Sprawności skrzyni biegów do przełożenia biegu 1 wynosi 0,838

Obliczenia sprawności skrzyni biegów do przełożenia biegu 5



Rysunek 4. Schemat przełożenia dla biegu V w skrzyni biegów S5-45

Źródło: [5].

Sprawność łożysk = 0,948

- 2 kulkowe * sprawność 0,998 = 0,996
- 2 stożkowe * sprawność 0,996 = 0,992
- 5 igiełkowych* sprawność 0,992 =0,960

Sprawność uszczelniaczy = 0,998

- 2 uszczelniacze * sprawność 0,999 = 0,998

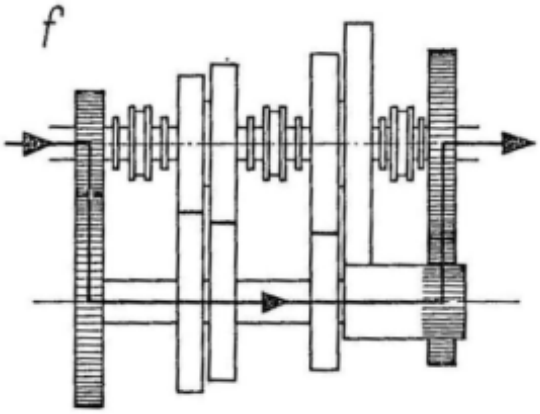
Sprawność zazębienia kół zębatych

- 1 pary kół pozostająca w stałym zazębieniu i napędza wałek pośredni lecz nie przenoszących momentu obrotowego Pozostałe 4 pary kół pozostające w zazębieniu lecz nieprzenoszących napędu uwzględniono jako pracę łożyska igiełkowego.

Uwzględnienie oporów hydraulicznych przyjęto 47,5%

Sprawności skrzyni biegów na biegu 5 wynosi 0,897

Obliczenia sprawności skrzyni biegów do przełożenia biegu wstecznego



Rysunek 5. Schemat przełożenia dla biegu wstecznego w skrzyni biegów S5-45

Źródło: [5].

Sprawność łożysk = 0,948

- 2 kulkowe * sprawność 0,998 = 0,996
- 2 stożkowe * sprawność 0,996 = 0,992
- 5 igiełkowych* sprawność 0,992 =0,960

Sprawność uszczelniaczy = 0,998

- 2 uszczelniacze * sprawność 0,999 = 0,998

Sprawność zazębienia kół zębatych = 0,941

- 3 pary kół przenoszących moment obrotowy * sprawność 0,980 = 0,941
- Pozostałe 4 pary kół pozostające w stałym zazębieniu lecz nieprzenoszących napędu uwzględniono jako pracę łożyska igiełkowego.

Uwzględnienie oporów hydraulicznych przyjęto 47,5%

Sprawności skrzyni biegów na biegu wstecznym wynosi:0,791

3.3. Skrzynia rozdzielcza

Sprawność skrzyni rozdzielczej jest wartością zbliżoną do sprawności skrzyni biegów i uzależniona od podobnych czynników. Wyznaczenie sprawności sposobem względnym powinno uwzględniać takie czynniki jak: ilość zastosowanych łożysk i uszczelniaczy, liczba par współpracujących kół zębatych oraz rodzaju zazębienia między nimi, ilości i jakości oleju przekładniowego oraz zastosowania reduktora [4].

Sprawność skrzyni rozdzielczej załączony bieg szosowy

- napęd na most środkowy i tylny. 0.909
- napęd na wszystkie mosty 0,909

Sprawność skrzyni rozdzielczej załączony bieg terenowy

- napęd na most środkowy i tylny 0,892
- napęd na wszystkie mosty 0,892

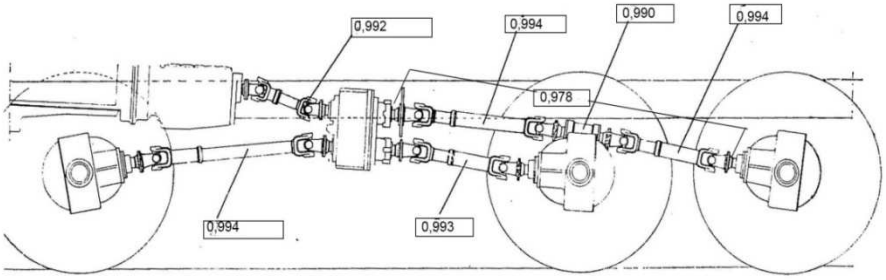
3.4. Wał przegubowy

Wał przegubowy jest elementem przeniesienia napędu pomiędzy skrzynką biegów a mostem napędowym. Najczęściej w pojazdach stosowane wały napędowe z przegubami krzyżakowymi.

Sprawność tego rodzaju wału przegubowego zależy od:

- ilości przegubów
- konstrukcji wału
- wartości kąta załamania w przegubie
- wielkości przenoszonego momentu obrotowego
- prędkości obrotowej wału
- rodzaju smaru w przegubie(od lepkości, temperatury)

Średnia wartość współczynnika sprawności mechanicznej wału z przegubami wynosi 0,992–0,995.



Rysunek 6. Sprawność wałów napędowych

Źródło: Opracowanie własne.

3.5. Mosty napędowe

Czynniki wpływające na sprawność mostu napędowego uwarunkowane są w dużej mierze od rodzaju przekładni głównej są podobne do tych, które decydują o sprawności skrzyni biegów i skrzyni rozdzielczej, czyli:

- rodzaj zastosowanych łożysk
- uszczelnień
- kół zębatych

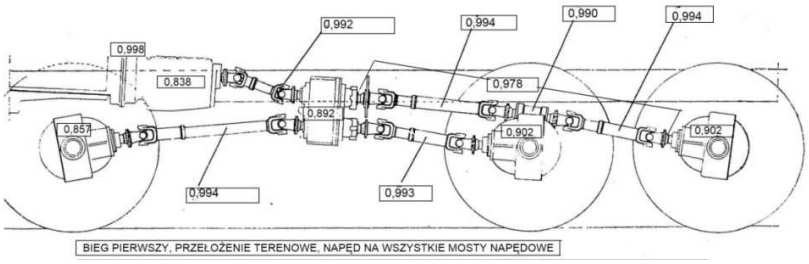
Na wartość sprawności obok czynników konstrukcyjnych ma wpływ również:

- prędkość obrotowa wałka atakującego
- wartość przenoszonego momentu obrotowego.

Ogólnie sprawność przekładni głównej przy niższych prędkościach obrotowych jest wyższa, co spowodowane jest mniejszym tarciem w uszczelkach i mniejszymi oporami hydraulicznymi. Opory te rosną przy wzroście prędkości obrotowej, czego wynikiem jest późniejszy spadek sprawności. Należy tu zauważyć korzystne zjawisko występowania na biegach niższych większej sprawności przekładni głównej podczas gdy sprawność skrzyni biegów jest niższa. W rezultacie łączna sprawność tych dwóch mechanizmów podczas jazdy jest w przybliżeniu stała [9,3].

3.6. Rozpływ energii układu przeniesienia napędu

Na podstawie wykonanych obliczeń sprawności podzespołów układu napędowego przedstawiono dwie skrajne konfiguracje sterowania.



Rysunek 7. Sprawności podzespołów układu przeniesienia napędu dla biegu pierwszego, przełożenia terenowego z napędem na wszystkie osie

Źródło: Opracowanie własne.

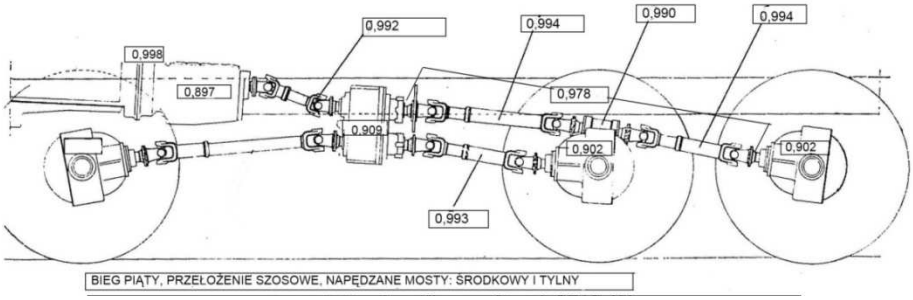
Bieg pierwszy załączone przełożenie terenowe z dołączonym napędem przedniego mostu napędowego

- Sprzęgło cierne 0,998
- Skrzynia biegów z wyborem 1 biegu 0,838
- Wał napędowy łączący skrzynie biegów z skrzynią rozdzielczą 0,992
- Skrzynia rozdzielcza przełożenie terenowe 0,892
- Wał napędowy łączący skrzynie rozdzielczą z łożyskiem pośrednim 0,994
- Łożysko pośrednie 0,990
- Wał napędowy łączący łożysko pośrednie z tylnym mostem 0,994
- Most tylny 0,902
- Wał napędowy łączący skrzynie rozdzielczą z mostem środkowym 0.993
- Most środkowy 0,902
- Wał napędowy łączący skrzynie rozdzielczą z mostem przednim 0,994
- Most przedni 0,857
- Ogólna sprawność układu przeniesienia napędu w tej konfiguracji 0,498
- Biorąc pod uwagę sprawność silnika 0,450

Bieg piąty (przełożenie bezpośrednie), przełożenie szosowe, napęd podstawowy (napędzane mosty: środkowy i tylny)

- Sprzęgło cierne 0,998
- Skrzynia biegów z wyborem 5 biegu 0,897
- Wał napędowy łączący skrzynie biegów z skrzynią rozdzielczą 0,992
- Skrzynia rozdzielcza przełożenie szosowe 0,909
- Wał napędowy łączący skrzynie rozdzielczą z łożyskiem pośrednim 0,994
- Łożysko pośrednie 0,990
- Wał napędowy łączący łożysko pośrednie z tylnym mostem 0,994
- Most tylny 0,902
- Wał napędowy łączący skrzynie rozdzielczą z mostem środkowym 0.993

- Most środkowy 0,902
- Ogólna sprawność układu przeniesienia napędu w tej konfiguracji 0,637
- Biorąc pod uwagę sprawność silnika 0,450



Rysunek 8. Sprawności podzespołów układu przeniesienia napędu dla biegu piątego, przełożenia szosowego z napędem na dwie osie

Źródło: Opracowanie własne.

4. Wnioski

Przedstawione wyniki obliczeń wykonane są na podstawie budowy elementów składowych podzespołów przekazujących energię do kół wskazują na obszar strat mocy w układzie przeniesienia napędu.

- Sprawność wynikająca z iloczynu sprawności wszystkich elementów skrzyni biegów wchodzących w proces przekazywania energii, nie rozróżnia wielkości strat energetycznych związanych z przenoszonym momentem obrotowym.
- W oparciu o schemat przełożeń skrzyni biegów, można wywnioskować, iż jej sprawność jest równa dla biegów 1,2,3,4, natomiast różni się dla biegów 5 i wstecznego poprzez różne ilości współpracujących kół zębatych.
- Różnica sprawności skrzyni rozdzielczej wynika z przenoszenia napędu inną drogą i poprzez różne elementy składowe w zależności od wyboru danego biegu.
- Nie stwierdzono zmiany sprawności skrzyni rozdzielczej w wyniku załączenia napędu na przedni most, ma to związek z różną sprawnością poszczególnych rodzajów łożysk biorących udział w przekazywaniu energii.
- W wyniku obliczeń iloczynu sprawności elementów składowych mostów uzyskano ogólną sprawność mostów napędowych. Sprawność mostu tylnego i środkowego wynosi 0,902, natomiast sprawność mostu przedniego 0,857. Różnice wynikają stąd, iż w moście przednim zastosowano dodatkowo homokinetyczny przegub kulowy, którego niska sprawność wpływa na ogólną sprawność mostu napędowego.
- Straty na pokonanie oporów przepływu strumienia energii przez układ przeniesienia napędu wynoszą: 40 i 55 kW i są uzależnione od konfiguracji układu napędowego. W pierwszym przypadku dla pojazdu poruszającego się na biegu bezpośrednim (V) w przełożeniu szosowym z wyłączonym napędem przedniej osi, natomiast w drugim przypadku dla pojazdu poruszającego się na pierwszym biegu w przełożeniu terenowym z załączonymi wszystkimi mostami napędowymi.

- Ponadto sposób przeprowadzonych obliczeń nie odzwierciedla wszystkich występujących strat i powinien być poddany weryfikacji w wyniku przeprowadzonego doświadczenia.

5. Literatura

[1] Dębicki M. „Teoria samochodu, teoria napędu" WNT, Warszawa 1976.
[2] Pomiary cieplne. Część I. Podstawowe pomiary cieplne. Praca zbiorowa pod redakcją T.R. Fodemskiego. WNT, Warszawa 1993, 2001.
[3] Jaśkiewicz Z. „Przekładnie stożkowe i hipoidalne" Warszawa WKŁ 1978.
[4] Jedliński R. „Podwozia Samochodów Podstawy Teorii i Konstrukcji" WUUTP Bydgoszcz 2007.
[5] Łukomski Z, Pałacha R, Kukliński Z, Zapłotyński W. „Naprawa samochodów Star 266" WKiŁ Warszawa 1976.
[6] Niewiarowski K.: Tłokowe silniki spalinowe. T. 1. WKiŁ., Warszawa 1983.
[7] Przybyła G., Postrzednik S., Piernikarski D.,: Analiza czynników mających wpływ na poprawę procesu konwersji energii w silnikach spalinowych, 30th International Scientific Conference on Internal Combustion Engines KONES 2004 Zakopane – Materiały Konferencyjne,
[8] Sadowski A., Żółtowski B. „Appointing the efficiency of the arrangment of moving the drive" Studies & Proceedings Polish Association For Knowledge Management nr 35, Bydgoszcz 2010.
[9] Siłka W. „Energochłonność ruchu samochodu" WNT, Warszawa 1997.
[10] Siłka W. „Teoria ruchu samochodu" WNT, Warszawa 2002.
[11] Siłka W., Śmieszek M. „Wpływ obciążenia i prędkości na sprawność mechanicznej skrzyni biegów", Zeszyty Naukowe WSI w Opolu, nr 162, Seria Mechanika z. 39, 1990.
[12] Wajand J. A., Wajand J.T.: Tłokowe silniki spalinowe średnio i szybkoobrotowe. WNT, Warszawa 2000.
[13] Żółtowski B., Ćwik Z.: Leksykon diagnostyki technicznej, Bydgoszcz 1996.

Opracowano w ramach projektu ***„Techniki wirtualne w badaniach stanu, zagrożeń bezpieczeństwa i środowiska eksploatowanych maszyn". WND-POIG.01.03.01-00-212/09.***

POLSKIE STOWARZYSZENIE ZARZĄDZANIA WIEDZĄ
Seria: Studia i Materiały, nr 48, 2011

ENERGY RESEARCH VEHICLE CAR PROPAGATION

Summary

This paper presents an attempt to characterize the cargo vehicle powertrain – STAR 266 off-road vehicle as an example of the drive (6X6) on all three axes of the vehicle. Calculations of energy propagation were made in an indirect way, based on the average mechanical efficiency of individual components, taking into account the detailed structure. It also describes the power loss calculation based on the efficiency of the transmission and characterization of cooperating with the engine.

Keywords: melt energy, transmission, efficiency, energy losses

Andrzej Sadowski
Bogdan Żółtowski
Uniwersytet Technologiczno-Przyrodniczy w Bydgoszczy
ul. Kordeckiego 20, 85-225 Bydgoszcz
tel.: +48 52 3408653, fax: +48 52 3408286
e-mail: a.sadowski@utp.edu.pl
bogzol@utp.edu.pl

Copyright of Studia i Materialy Polskiego Stowarzyszenia Zarzadzania Wiedza / Studies & Proceedings Polish Association for Knowledge Management is the property of Polish Society of Knowledge Management and its content may not be copied or emailed to multiple sites or posted to a listserv without the copyright holder's express written permission. However, users may print, download, or email articles for individual use.