

Krzysztof **SKOWRON**
Krzysztof **BASIURA**

PROJEKTOWANIE PRZEKŁADNI BOCZNEJ POJAZDU GĄSIENICOWEGO

Streszczenie. W artykule przedstawiono opracowane koncepcje rozwiązań przekładni bocznej do lekkich pojazdów gąsienicowych o masie od $2 \cdot 10^4$ do $3 \cdot 10^4$ kg. Przedstawiono krótkie rozważania teoretyczne dotyczące metodyki projektowania. Przeprowadzono ogólny przegląd zagadnień dotyczących przekładni bocznych oraz wskazano na problemy, które występują w procesie projektowania przekładni do pojazdów gąsienicowych. Zdefiniowane zostały założenia projektowe. Omówiono trzy koncepcje przekładni bocznych, które następnie poddano analizie kryterialnej. W podsumowaniu dokonano wyboru koncepcji opartej o przeprowadzoną analizę kryterialną.

Słowa kluczowe: pojazdy gąsienicowe, przekładnia boczna, koncepcje rozwiązań konstrukcyjnych.

1. WSTĘP

Układy napędowe pojazdów gąsienicowych składają się z silnika spalinowego połączonego przez sprzęgło ze skrzynią biegów, usytuowanego zazwyczaj poprzecznie z przodu pojazdu w jego centralnej części. Takie umiejscowienie przekładni głównej znacznie wpływa zarówno na kształt, jak i na postać konstrukcyjną przekładni bocznej (ze względu na przesunięcie osi). Rozróżniamy kilka wariantów zabudowy układu napędowego jak i możliwości napędu pojazdów gąsienicowych, co zostało opisane w artykule: „Modułowe układy napędowe” [2]. Skrzynia biegów poprzez przekładnię boczną rozdziela moc na prawą i lewą gąsienicę pojazdu. Wyjściem przekładni bocznej jest koło napędowe. Dostępna przestrzeń w kadłubie pojazdu, konstrukcja koła napędowego oraz jego wymiary gabarytowe określają postać konstrukcyjną przekładni bocznej.

Indywidualna konstrukcja pojazdu oraz ściśle określone wymagania, a także poważne ograniczenia wymiarowe wymuszają zastosowanie układów napędowych charakteryzujących się coraz to wyższymi parametrami użytkowymi przy jednoczesnej minimalizacji gabarytów i masy.

Na rynku są dostępne rozwiązania przekładni bocznych, które charakteryzuje duża uniwersalność. Zapewnia to również możliwość ich zastosowania w nowo projektowanych pojazdach gąsienicowych. Jednak w sytuacji, kiedy wymagania są ściśle określone, a odstępstwa od nich są znacznie zawężone, handlowe przekładnie nie są optymalne, i ich zastosowanie okazuje się nieracjonalne.

Z prowadzonych analiz wynika, że o ile istnieją gotowe rozwiązania zapewniające wymagane parametry użytkowe w zakresie wytrzymałości i trwałości, to wymiary znacznie wykraczają poza dopuszczalne gabaryty oraz znacznie przewyższają akceptowalną masę. Należy pamiętać, że w tym przypadku, ściśle określenie wartości przełożenia przekładni bocznej jest konieczne dla uzyskania wymaganych parametrów trakcyjnych. Należy też liczyć się z tym, że ten podstawowy parametr w gotowych rozwiązaniach może nie być spełniony, ponieważ przełożenie jest z góry określone przez producenta przekładni.

Zatem konstruktorzy pojazdu gaśnicowego są postawieni przed dylematem wyboru pomiędzy zastosowaniem istniejącego produktu handlowego, a opracowaniem całkowicie nowej konstrukcji.

Korzystając z katalogowych rozwiązań handlowych, trzeba liczyć się także z kompromisem pomiędzy zastosowaniem sprawdzonego rozwiązania, z względnie krótkim czasem dostawy i często względnie niskim kosztem zakupu, a optymalnym dopasowaniem przekładni do pozostałych podzespołów układu napędowego. Podjęcie wyzwania i opracowanie koncepcji nowej przekładni niesie za sobą koszty prac projektowo – badawczych. W perspektywie produkcji jednostkowej korzystniejsze jest zastosowanie rozwiązania katalogowego, jednak gdy decydują parametry konstrukcyjne, a produkcja dotyczy zastosowania seryjnego zdecydowaną przewagę zyskuje rozwiązanie innowacyjne.

Zastosowanie tego rozwiązania ma jeszcze jedną ważną zaletę względem produktu katalogowego, a mianowicie może podlegać dalszej modyfikacji oraz optymalizacji rozwiązania.

Czynniki mające decydujące znaczenie przy podjęciu decyzji o zaprojektowaniu nowego rozwiązania to:

- odcinek czasu pomiędzy remontami;
- kryterium masy wynikające z zastosowania przekładni w pojazdach odznaczających się tzw. pływalnością;
- wymagane wymiary gabarytowe.

Wysoko postawione wymagania stanowią główne przesłanki do podjęcia się zaprojektowania optymalnej postaci konstrukcyjnej przekładni bocznej oraz stanowią uzasadnienie do rozpoczęcia prac projektowych.

2. PROCES PROJEKTOWANIA

Proces projektowania składa się z kilku etapów. Poszczególne etapy określamy jako: wypracowanie założeń projektowych, opracowanie koncepcji przekładni bocznych, dobór liczby zębów i modułów na kołach zębatych, poparte szczegółowymi obliczeniami wytrzymałościowymi, dobór punktów łożyskowych, kompleksowy projekt całej przekładni, dokumentacja konstrukcyjna. W artykule zajmiemy się tylko pierwszymi trzema etapami.

Podstawowymi parametrami są: przenoszona moc oraz wymagana trwałość i niezawodność; w artykule przez trwałość rozumie się okres eksploatacji wyrażony w km, po którym nastąpi przegląd zespołu oraz naprawa lub wymiana zużytych elementów i zespołów pojazdu.

W wyniku przeprowadzonych rozważań i analiz opartych na znajomości stanu techniki zostały opracowane założenia przedstawione w punkcie 2.1. Określono istotne parametry użytkowe, jakimi należy kierować się podczas opracowania koncepcji projektowanej przekładni.

2.1. Główne założenia projektowe

Projektowanie przekładni należy rozpocząć od sprecyzowania danych wejściowych, potrzebnych do opracowania koncepcji. W rozważanym przypadku przyjęto jako cel główny zaprojektowanie przekładni bocznej do pojazdów gaśnicowych o masie od 20 ton do 30 ton, przeznaczonych dla pojazdów rozpoznawczych, inżynierskich, transportowych i bojowych.

Mając na uwadze zastosowania pojazdów w różnych warunkach, przekładnia powinna spełniać warunki minimalizacji masy oraz optymalnej trwałości.

Poniżej przedstawiono niezbędne parametry potrzebne do opracowania przekładni, którymi są:

- Wymagane przełożenia

Wymagana wartość przełożenia potrzebna do zapewnienia parametrów trakcyjnych, konieczna do spełniania warunku prędkości maksymalnej pojazdu gaśnicowego. Przełożenie zostało dobrane do pozostałych elementów układu napędowego na podstawie danych parametrów z silnika spalinowego i przekładni głównej.

- Trwałość i wytrzymałość eksploatacyjna

Trwałość jest tu wyrażona w km; wyznacza ona okres eksploatacji pomiędzy kolejnymi planowanymi remontami. Do obliczeń wytrzymałości elementów przekładni przyjęto maksymalną wartość obciążenia, jaka może wystąpić w układzie. Jednak dla wyznaczenia trwałości przekładni wymagana jest znajomość charakteru użytkowania pojazdu, ukształtowania terenu (model terenu), czasu pracy na każdym biegu przekładni głównej. Parametry te są bardzo ważne, aby uzyskać dużą dokładność, oszacować trwałość przekładni a jednocześnie nie zwiększać jej masy całkowitej przez zbędne przewymiarowanie.

- Maksymalny moment obrotowy

Maksymalny moment, jakim będzie obciążona przekładnia, wynikający z charakterystyk trakcyjnych układu napędowego (silnika oraz skrzyni biegów). Ze względu na to, że przekładnia boczna jest ostatnim elementem w łańcuchu kinematycznym układu napędowego moment obrotowy przenoszony przez tę przekładnię jest największy. Moment maksymalny w skrzyni biegów uzyskiwany jest na biegu, na którym przełożenie przekładni jest największe a w tym przypadku jest to bieg wsteczny.

- Masa

W odróżnieniu od przekładni stacjonarnych, dla przekładni pojazdów specjalnych niezwykle ważna jest minimalizacja masy. Elementy mechaniczne układu napędowego stanowią duży udział w masie całkowitej pojazdu, dlatego optymalny dobór parametrów konstrukcji przekładni jest tak ważny. Parametr masy dodatkowo nabiera znaczenia, kiedy konieczne jest zapewnienie pływerności pojazdu.

- Przesunięcie osi

Parametr ukazuje, czy jest potrzeba zastosowania przekładni z przesunięciem czy należy zastosować przekładnię bez przesunięcia osi. Wynika to z konstrukcji zastosowanej skrzyni biegów, jak i jej umiejscowienia w kadłubie pojazdu.

W celu poprawienia zdolności pokonywania przeszkód terenowych koło napędowe gaśnicy jest w maksymalnym stopniu przesunięte do przodu pojazdu. Jednak zbyt duże wysunięcie koła do przodu oraz położenie względne silnika wraz ze skrzynią biegów niejednokrotnie powodują, że występuje przesunięcie osi wału wyjściowego skrzyni biegów i osi koła napędowego gaśnicy. Przesunięcie to może wystąpić w kierunku poziomym i pionowym. Konieczność zapewnienia ciągłości łańcucha kinematycznego powoduje wprowadzenie przesunięcia osi z pomocą elementu pośredniego. Aby uniknąć wprowadzania dodatkowych elementów do układu napędowego, należy w przekładni bocznej wprowadzić optymalne przesunięcie osi wału wejściowego i wału wyjściowego. Wymagane przesunięcie osi realizowane jest przez zastosowanie w przekładni bocznej stopnia przekładni walcowej o wymaganym przesunięciu osi kół zębatych.

2.2. Opracowanie założeń do projektu koncepcyjnego

Przedstawione powyżej ogólne założenia (pkt. 2.1) stanowią bazę do rozpoczęcia procesu projektowania przekładni bocznej. W tabelicy 1 zestawiono przykładowe wartości parametrów określone na podstawie literatury, a także analizy konfiguracji innych jednostek napędowych. Ze względu na duże znaczenie należy przypomnieć, że szczególny nacisk podczas opracowywania koncepcji i projektowania został postawiony na obniżenie masy konstrukcji przekładni, przy jednoczesnym zachowaniu zwiększonej trwałości.

Tablica 1. Założenia do projektu koncepcyjnego przekładni

Symbol	Nazwa	Wartość	Jednostka
u	Wymagane przełożenie	~ 4	
L	Trwałość	12000	km
a_w	Przesunięcie osi	250	mm
Mk	Moment na wale wejściowym	18000	Nm

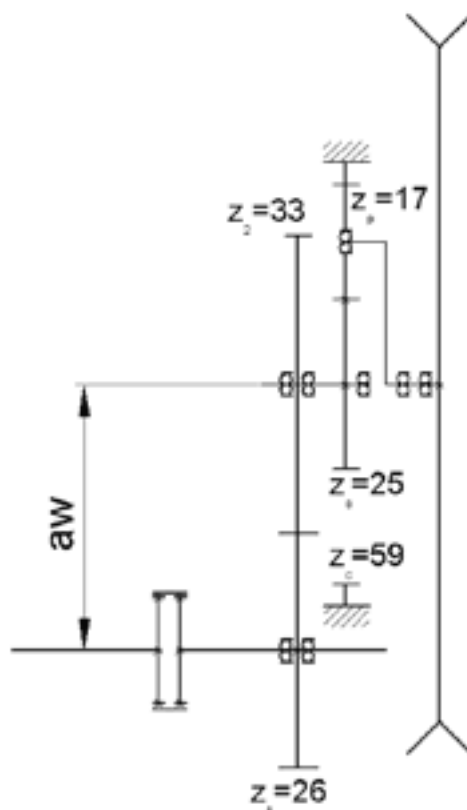
W pierwszej kolejności następuje dobór materiałów, z jakich wykonamy poszczególne elementy przekładni. Ze względu na kryterium masy przyjmujemy materiał o podwyższonej wytrzymałości objętościowej i stykowej. W tabelicy przedstawiono charakterystykę materiału przyjętego (stal do nawęglania i hartowania – 17CrNiMo6) na najbardziej obciążone elementy przekładni (tablica 2).

Tablica 2. Główne parametry stali 17CrNiMo6 (17HMN – w stanie po obróbce chemiczno - cieplnej) [9]

Nazwa	Symbol	Wartość	Jednostka
Granica plastyczności	$R_{0,2}$	1180	MPa
Wytrzymałość na rozciąganie	R_m	1180	MPa
Wytrzymałość na nacisk	σ_{FE}	1060	MPa
Wytrzymałość na zginanie	σ_{Hlim}	1595	MPa
Twardość	rdzenia	34 ÷ 42	HRC
	powierzchni	60 ÷ 63	HRC

2.3. Opis projektu koncepcyjnego I

Pierwsze rozwiązanie (rys.1) składa się z przekładni walcowej oraz przekładni planetarnej. Dzięki zastosowaniu przekładni walcowej uzyskamy wymagane przesunięcia osi a_w wału wejściowego i osi wału wyjściowego. Wejście przekładni znajduje się od strony jednostopniowej przekładni walcowej. Następnie koło przekładni walcowej przekazuje moment obrotowy na koło słoneczne przekładni planetarnej, koło centralne jest nieruchome, a moment napędowy jest przekazywany przez jarzmo na koło napędowe pojazdu gąsienicowego.



Rys. 1. Schemat kinematyczny koncepcji I przekładni bocznej

W tabelicy 3 przedstawiono podstawowe parametry I koncepcji rozwiązania przekładni.

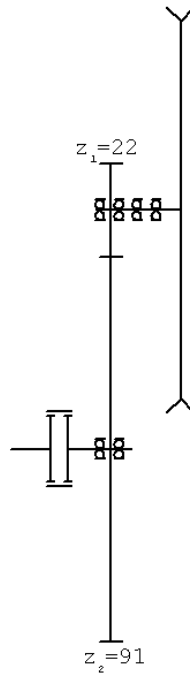
Tablica 3. Główne parametry koncepcji I przekładni bocznej

Symbol		Nazwa	Wartość	Jednostka
z_1	Przekładnia walcowa	Liczba zębów koła 1	26	-
z_2		Liczba zębów koła 2	33	-
i_w		Przełożenie geometryczne	1,27	-
m_{nw}		Moduł normalny	8	mm
Z_s	Przekładnia planetarna	Liczba zębów koła słonecznego	25	-
z_p		Liczba zębów koła obiegowego	17	-
z_c		Liczba zębów koła centralnego	59	-
i_p		Przełożenie geometryczne	2,36	-
m_{np}		Moduł normalny	6	mm
Q		Orientacyjna masa przekładni	290	kg

2.4. Opis projektu koncepcyjnego II

Druga koncepcja jest oparta wyłącznie na przekładni walcowej. Przełożenie i parametry przekładni zostały tak dobrane, aby spełnić przyjęte kryteria trakcyjne. W przypadku przekładni walcowej powstaje pewna trudność polegająca na wymogach jednoczesnego spełnienia zadanego przesunięcia osi wału wejściowego i osi wału

wyjściowego, przy jednoczesnym zapewnieniu przełożenia oraz optymalnego doboru minimalnej wartości modułu uzębienia.



Rys. 2. Schemat kinematyczny koncepcji II przekładni bocznej

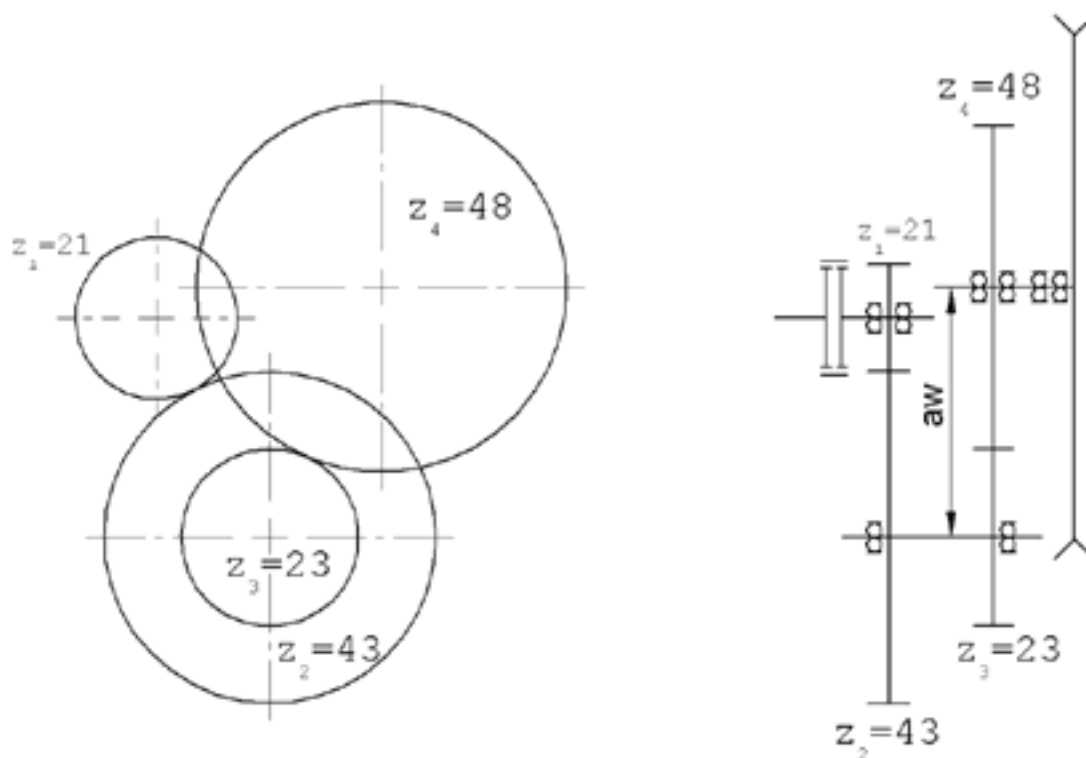
W tabelicy 4 przedstawiono podstawowe parametry II koncepcji rozwiązania przekładni bocznej

Tablica 4. Główne parametry koncepcji II przekładni bocznej

Symbol	Nazwa	Wartość	Jednostka
z_1	Liczba zębów koła 1	22	-
z_2	Liczba zębów koła 2	91	-
u_w	Przełożenie geometryczne	4,13	-
m_{np}	Moduł normalny	7	mm
Q	Orientacyjna masa przekładni	420	kg

2.5. Opis projektu koncepcyjnego III

Trzecia koncepcja rozwiązania przedstawia przekładnię walcową dwustopniową (rys. 3). Można tutaj zaproponować różne warianty jej wykonania. Sposób rozłożenia osi poszczególnych stopni jest tak dobrany, aby tak istotny parametr jak przesunięcie osi wału wejściowego i osi wału wyjściowego był odpowiedni. Rozmieszczenie osi poszczególnych stopni są przedstawione na rysunku 3. Mimo zastosowania dwóch stopni uzyskano potrzebne przesunięcie osi.



Rys. 3 Schemat kinematyczny koncepcji III przekładni bocznej

W tabelicy 4 przedstawiono podstawowe parametry III koncepcji rozwiązania przekładni bocznej.

Tablica 5. Główne parametry koncepcji III przekładni bocznej

Symbol		Nazwa	Wartość	Jednostka
z_1	I stopień	Liczba zębów koła 1	21	-
z_2		Liczba zębów koła 2	43	-
u_w		Przełożenie geometryczne	2,05	-
m_{nw}		Moduł normalny kół	8	mm
Z_s	II stopień	Liczba zębów koła 3	23	-
z_p		Liczba zębów koła 4	48	-
u_p		Przełożenie geometryczne	2,09	-
m_{np}		Moduł normalny	10	mm
Q		Przybliżona masa przekładni	350	kg

3. KRYTERIALNA OCENA KONCEPCJI ROZWIĄZAŃ KONSTRUKCYJNYCH

Do oceny przydatności projektowej opracowanych koncepcji I,II i III wzięto następujące kryteria:

K1 – koszt układu napędowego; pożądanym jest jak najniższy koszt. Koszt przekładni rozumiany jako suma kosztów innowacyjnego wyrobu (prace badawczo rozwojowe, opracowanie technologii wykonania, linii produkcyjnej, eksploatacji i serwisu).

K2 – masa przekładni; pożądana jest zminimalizowana masa. Minimalna masa dotyczy każdej z koncepcji rozwiązania, przy której udało się spełnić założone wymagania parametrów użytkowych.

K3 – cechy geometryczne, nieprzekraczalne rozmiary gabarytowe, przesunięcie osi, korzystna konstrukcja ze względu na zabudowę, wymagana sztywność konstrukcji.

K4 – struktura użytkowa; prostota budowy - stopień złożoności konstrukcji, pożądana jest jak najmniejsza złożoność konstrukcji, co zmniejsza ryzyko awarii oraz zmniejsza liczbę elementów mogących ulec uszkodzeniu.

W tabelicy 6 zestawiono wszystkie kryteria i dokonano oceny wagi każdego z kryteriów. Ocena była prowadzona tak, że porównano każde z kryteriów z pozostałymi. Za każdym razem sprawdzano, jakie znaczenie (wartość) względem siebie mają kryteria, po czym przyznawano punkty w następujący sposób - jeżeli porównywane kryteria miały równorzędne znaczenie każde z nich otrzymywało 0.5 pkt., Jeśli dane kryterium miało większe znaczenie od porównanego z nim otrzymywało 1 pkt, jeśli zaś mniejsze - 0 pkt. Na ocenę końcową składa się suma pozytywnych decyzji danego kryterium podzielona przez wskaźnik wagi danego kryterium otrzymanego z powyższej tabeli.

Następnie dokonano oceny każdej z koncepcji. Przyjęto pięciopunktową skalę oceny, gdzie 1 oznacza, że kryterium w danej koncepcji wykonania jest spełnione w najmniejszym stopniu, 5 oznacza, że kryterium jest spełnione w stopniu największym. Analizując każde kryterium, kolejno otrzymamy ocenę, którą mnożymy razy wskaźnik wagi kryterium, gdzie otrzymamy wartości wskaźników koncepcji, dając ostateczny wynik kryterium wyboru.

Z przeprowadzonych analiz wynika, że I koncepcja rozwiązania w największym stopniu spełnia przyjęte kryteria.

Tabela 6. Wartość wag poszczególnych kryteriów [10]

	K1	K2	K3	K4	Suma	Wskaźnik wagi
K1	-	0	0	0,5	0,5	0,083
K2	1	-	1	1	3	0,5
K3	1	0	-	1	2	0,33
K4	0,5	0	0	-	0,5	0,083

Tablica 7. Ocena kryterialna koncepcji

Nazwa	K1	K2	K3	K4	SUMA
Ocena Koncepcji	4	5	5	3	
Wskaźnik wagi kryterium	0,083	0,5	0,33	0,083	
Wskaźnik wagi koncepcji (ocena x wskaźnik wagi)	0,332	2,5	1,65	0,249	4,721
Ocena Koncepcji	5	4	1	5	
Wskaźnik wagi kryterium	0,083	0,5	0,33	0,083	
Wskaźnik wagi koncepcji (ocena x wskaźnik wagi)	0,415	2	0,33	0,415	3,16
Ocena Koncepcji	4	3	5	4	
Wskaźnik wagi kryterium	0,083	0,5	0,33	0,083	
Wskaźnik wagi koncepcji (ocena x wskaźnik wagi)	0,322	1,5	1,65	0,322	3,794

4. PODSUMOWANIE

Wynikiem przeglądu literatury i przeprowadzonych analiz była decyzja podjęcia prac nad zaprojektowaniem nowej przekładni bocznej. Na prace projektowo-badawcze składało się szereg etapów: od sformułowania wytycznych po prace koncepcyjne, wykonanie obliczeń, opracowanie modelu geometrycznego oraz dokumentacji konstrukcyjnej. Wszystkie te etapy mają na celu wytworzenie finalnego produktu. Ponadto, zanim przekładnia zostanie zamontowana w pojeździe zostanie poddana badaniom na stanowisku laboratoryjnym, a następnie zostanie sprawdzona na modelu pojazdu docelowego.

W niniejszym artykule skupiono się na koncepcjach rozwiązania przekładni oraz przedstawieniu wyników analizy kryterialnej. Starano się wskazać przesłanki oraz czynniki, które często decydują przy wyborze pomiędzy gotowym rozwiązaniem a zaprojektowaniem i wytworzeniem nowej, zoptymalizowanej konstrukcji. W wyniku przeprowadzonej oceny kryterialnej, została wybrana koncepcja I, złożona z jednostopniowej przekładni walcowej połączonej szeregowo z przekładnią planetarną.

W kolejnym artykule zostaną omówione problemy związane z dopracowaniem projektu koncepcyjnego do finalnego produktu. Prace w tym zakresie dotyczyć będą: przebiegu obliczeń, wykonanych analiz głównych węzłów konstrukcyjnych przekładni, a także dylematy konstruktorów przy wyborze konkretnego rozwiązania.

5. LITERATURA

- [1] Burdziński Z.: Teoria ruchu pojazdu gąsienicowego. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1972 r.
- [2] Stachura B.: Modułowe układy napędowe. Szybkobieżne Pojazdy Gąsienicowe (36) nr 1/2015. ISSN 0860-8369. OBRUM sp. z.o.o. Gliwice, 2015 r.
- [3] Chodkowski A. W.: Badania modelowe pojazdów gąsienicowych i kołowych. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1982 r.
- [4] Dajniak H.: Ciągniki; teoria ruchu i konstruowania. Podręcznik akademicki. Wydawnictwa Komunikacji i Łączności, Warszawa 1985.
- [5] Muller L.: Przekładnie zębate. Projektowanie. WNT. Warszawa 1996 r.
- [6] Muller L., Wilk A.: Zębate przekładnie obiegowe. Wydawnictwo naukowe PWN. Warszawa 1996 r.
- [7] Jaśkiewicz Z., Wąsiewski A.: Przekładnie walcowe – projektowanie. Wyd. WKŁ, Warszawa 1995 r.
- [8] Maziarz M., Kuliński S.: Obliczenia wytrzymałościowe przekładni zębatych wg norm ISO. Wydanie S. AGH – Uczelniane wydawnictwo Naukowo – Dydaktyczne, Kraków 2007 r.
- [9] Reymer B. i inni.: Mały poradnik mechanika. Wydawnictwo Naukowo – Techniczne. Warszawa 1994 r.
- [10] Dziama A.: Metodyka konstruowania maszyn. Wydawnictwo naukowe PWN, Warszawa 1985 r.

DESIGNING A FINAL DRIVE FOR A TRACKED VEHICLE

Abstract. The paper presents concepts of solutions developed for a final drive for light tracked vehicles weighing from $2 \cdot 10^4$ to $3 \cdot 10^4$ kg. A short theoretical discussion of design methodology is given. A general review of problems associated with final drives is made, highlighting those that occur in the process of designing transmission for tracked vehicles. Design requirements are defined. Three concepts of the final drive are discussed and subjected to multi-criteria analysis. Finally one concept is selected based on the carried out multi-criteria analysis.

Keywords: tracked vehicles, final drive, design concepts.